

멀티그리드 멀티레벨 기법을 이용한 엔진 밸브 트레인의 동하중 탄성 유체 윤활 유막 해석 (Analysis of Elastohydrodynamic Lubrication Film under Dynamic Loads in Engine Valve Train System with Multigrid Multilevel Method)

장 시 열 (Siyoul Jang)
국민대학교 기계자동차 공학부

School of Mechanical and Automotive Engineering
Kookmin University

ABSTRACT

디젤 엔진의 푸쉬로드 타입의 밸브 트레인에서의 힘의 전달 과정을 기구학적 응용을 통하여 구하였다. 이러한 힘의 최종 전달 단계인 캠과 평판 종동물의 접촉에서의 작용하중과 상대 운동 속도를 계산하였고 접촉면에서의 유막 두께를 고체면의 탄성변형을 고려하여 계산하였다. 특히 탄성 유체 윤활의 해석을 하는데 있어서 안정성과 수렴성이 우수한 멀티그리드 멀티레벨 기법을 사용하였으며 동하중 상태를 고려하여 유막 두께를 계산하고 기존의 정상상태의 해석해와 비교하였다.

key words: multigrid multilevel method, EHL, valve train dynamics, unsteady state, non-linear spring stiffness, cam and follower

서 론

엔진 밸브 트레인 (valve train system)에서 흡기 또는 배기 밸브가 개폐되게 하는 힘의 근원은 캠의 회전에 의한 종동물 (follower)과의 접촉이다. 이때 밸브 개폐에 저항력을 주는 영향 인자들로는 밸브 스프링의 강성계수 (stiffness coefficient), 스프링 또는 밸브 구의(valve seat) 감쇄계수 (damping coefficient), 접촉부위의 마찰력 등을 생각할 수 있는데 단순히 캠 곡선 (cam profile)에 의한 밸브 스프링의 변위량에 의해서만 캠과 종동물의 접촉력이 결정 되지는 않는다. 그 중에서도 밸브 스프링의 하중 주기에 따른 비선형적 강성계수와 감쇄계수는 캠과 종동물의 접촉하중에 가장 큰 영향을 주고있으며 캠 축의 회전 속도가 빠를수록 그 영향은

크게 나타난다.

엔진 밸브 트레인에서의 캠 축의 회전에 따른 밸브 개폐에 대한 기구학적 형태는 몇 가지 형태로 나누어 생각할 수 있으며 대개의 경우 디젤 엔진과 가솔린 엔진과 같은 연소 형식에 따라 결정되어진다. 이에 대한 연구로는 pushrod, center pivot finger, cam-in-head, end pivot finger, direct acting 의 형태로 구별하여 [FLARE code by GM Research Labs.] 밸브 트레인 시스템을 기구학적 해석과 동역학적 해석을 한 후 접촉력과 접촉면에서의 상대 운동 속도를 계산한다 [1,2].

밸브 개폐형태의 일반적인 형태는 캠 곡선의 형상에 따라 결정되어지며 특히 캠 축의 회전 속도가 낮을 때 캠 곡선의 형태와 매우 유사하다. 이때의 캠과 종동물의 접촉 하중은 캠 곡선 형태를 따르게 되지만 캠 축의 회전 속도가 빠르게 되면

캠 축과 종동물의 접촉 하중은 밸브 트레인 부품의 여러 가지 비선형적 반응 특성으로 비정상적 형태를 갖게 되어 캠 변위 (cam displacement) 곡선과 상이한 형태를 보여준다. 마찰과 마모의 측면에서 고찰해 보면 이때의 윤활 유막은 유체 윤활 막의 형태와 국부적으로 경계 윤활 막의 혼합 형태를 보여주고 있다. 이제까지의 밸브 트레인의 윤활 유막에 대한 해석은 이러한 비정상하중을 고려하지 않고 단지 정상 상태의 탄성 유체 윤활 막의 계산이었으며 그것 또한 곡선 적합공식[3-5]을 이용한 결과이었다.

선 접촉 (line contact) 탄성 유체 윤활 (elastohydrodynamic lubrication) 에서의 유막 두께 계산 방법은 빠른 수렴성 때문에 대개의 경우 Newton-Rahpson 방법에 [6] 의하여 계산된다. 그러나 계산 영역에서의 격자점 (grid) 수의 증가는 수치 해석 시 과도한 배열 설정 때문에 보다 큰 규모의 탄성 유체 윤활의 문제에는 한계가 있다. 또한 캠 곡면과 종동물의 접촉에서처럼 접촉 면에서의 변동하는 상대 운동 속도와 하중 조건은 정상상태의 윤활 해석 조건과 크게 다르다. 이러한 이유로 탄성 유체 윤활 해석을 위한 비선형 레이놀즈 방정식 (nonlinear Reynolds Eq.) 을 계산하는데 있어서 낮은 안정성을 보여 준다. 이러한 문제점에 대하여 multigrid multilevel 법[7]은 Newton-Rahpson 법 보다 향상된 안정성을 보여주며 배열 설정에서도 그 규모는 훨씬 작다. 특히 작용하중이 클 때 계산상의 안정성이 두드러지게 나타난다.

본 연구는 FLARE code 에서 사용한 것과 같은 방법으로 디젤 엔진에서 많이 사용되는 푸쉬로드 타입의 밸브 트레인 구조를 기구학적 해석을 하여 접촉 면에서의 상대 운동 속도와 캠과 평판 종동물에 작용하는 힘의 크기를 계산하였다. 평판 종동물과 캠 곡면과의 비정상 상태의 탄성 유체 윤활 해석은 multigrid multilevel 법을 사용하여 계산상의 안정성을 도모하였으며 비정상 상태의 최소 유막 두께와 정상상태의 최소 유막 유막 두께와 비교하였다.

해석

푸시로드 타입의 밸브 트레인 시스템에서, Figure 1 밸브가 개폐하면서 캠 곡면과 평판 종동물의 접촉력은 다음의 사항을 고려하여 결정 되어진다. 우선 캠축의 회전에 따라 밸브를 통하여 발생하는 바람직한 기체의 유동량을 위하여 밸브 리프트 (valve lift)가 설정된다(Figure 2). 이러한 설계 목적을 위하여 주어진 밸브 트레인 시스템에서 캠 곡면이 결정되며, Figure 3 이때 기구학적 분석과 동역학적 분석에 의하여 캠 곡면과 종동물과의 접촉에 의한 작용하중을 구하게 된다.

본 연구에서는 밸브 트레인 구조에서 발생될 수 있는 부품간의 접촉에 따른 감쇄력의 크기는 고려하지 않았다. 그러나 회전 속도가 증가함에 따라 밸브 스프링의 강성계수는 비선형적 반응을 보이며 분포 점성 감쇄 (distributed viscous damping) 의 성격을 크게 나타낸다. 이러한 스프링의 비선형적 반응 특성은 다른 모든 영향인자 보다 크게 나타나 무시할 수 없을 정도로 크기 때문에 본 연구의 해석에서는 고려하였다. 분포 점성 감쇄로 인하여 스프링에 가해지는 힘의 크기[2]는 다음의 식으로 표현한다.

$$F_s = F_e)_{x=L} = -KL \left. \frac{\partial y}{\partial x} \right|_{x=L} \quad (1)$$

$$\alpha^2 \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \beta \frac{\partial y}{\partial t} \quad (2)$$

$$\alpha = d \sqrt{\frac{G}{\rho(8r^2 + d^2)}} \quad (3)$$

$$\beta = \frac{32r^2 \varepsilon}{\pi d^2 \rho(8r^2 + d^2)}, \varepsilon = \frac{4\mu F_n(x)}{\pi \omega Y_0} \quad (4)$$

이러한 밸브 스프링의 특성을 고려하여 캠 곡면과 평판 종동물과의 접촉력과 접촉 면에서의 상대 운동 미끄럼 속도를 계산한다.

접촉 면에서의 기하학적 형상과 상대 미끄럼 속도가 주어지면 레이놀즈 방정

식에 의하여 유막 압력을 계산할 수 있는데 이때 주어진 작용 하중과의 힘의 평형 상태를 고려하여 유막 두께를 구한다. 캠 곡면의 접촉과 같은 윤활 현상에는 기하학적 부적합 형상 접촉 (non-conformal contact) 으로 집중 압력이 가해지기 때문에 접촉 면의 탄성 변형량을 고려하여 유막 두께를 계산할 필요가 있다. 따라서 유막 압력, 유막 두께와 힘의 평형 등 세가지 조건을 동시에 만족시켜야 하는데 이때 캠 축의 회전에 따른 하중과 상대 미끄럼 속도의 변동에 의해서 정상상태의 경우와 달리 시간에 따른 유막 두께 변화량을 고려해야 한다.

캠과 종동물의 접촉에 대한 탄성 유체 윤활 현상은 접촉면의 탄성 변형을 고려하여 다음의 Reynolds 방정식으로 설명하고 있다. 대부분의 경우 이들 부품간의 접촉은 선 접촉 (line contact)으로 고려하여 미끄럼 방향으로의 유막 압력 구배 (fluid film pressure gradient) 만을 고려하고 있다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) = u \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \quad (5)$$

이 때 접촉 면의 탄성 변형량을 고려한 유막 두께는

$$h(x) = h + \frac{x}{2} + \sum D_{ij} p_j \quad (6)$$

$$D_{ij} = \begin{bmatrix} x_i - x_j + \frac{\Delta x}{2} \left[\ln \left| x_i - x_j + \frac{\Delta x}{2} \right| - 1 \right] \\ - \left[x_i - x_j - \frac{\Delta x}{2} \right] \left[\ln \left| x_i - x_j - \frac{\Delta x}{2} \right| - 1 \right] \end{bmatrix} \quad (7)$$

이다.

식 (4)에서 우변의 마지막 항이 영이면 정상 상태의 일차원 레이놀즈 방정식을 표시한다. 정상 상태에서의 탄성 유체 윤활의 유막 두께에 관한 곡선 적합 공식은 윤활유의 밀도, 점도, 접촉 고체면의 탄성 계수, 미끄럼 속도, 기하학적 형상의 함수로 표

시하는데 최소 유막 두께는 다음의 식으로 표시한다.[9]

$$h^* = \frac{h_{\min}}{R} = 1.714 W^{*-0.128} U^{*0.694} G^{0.568} \quad (8)$$

일반적으로 탄성 유체 윤활에서와 같은 고압력 조건에서는 유체의 점도는 승수함수로 압력에 따라 증가하게 된다. 유막 안에서의 점도의 변화는 압력의 함수로 나타나기 때문에 레이놀즈 방정식은 비선형 미분 방정식의 형태를 갖게 된다. 비선형 편미분 방정식에 대한 multigrid multilevel 해법은 FAS (Full Approximation Scheme) 의 알고리즘을 이용하며 두개의 격자 영역만을 다룰 때 그 내용은[6] 다음과 같다.

$$Lp = f \quad (9)$$

비선형 미분 연산자 L 과 입력 함수 f 의 관계에서 해 p 를 구한다. 이들 값의 근사 대수 항을 격자 크기 h 인 계산 영역에서 L^h, f^h, p^h 라고 하여 이산화 된 다음의 형태로 표현할 수 있다.

$$L^h p^h = f^h \quad (10)$$

몇 번의 반복 계산 단계를 수행하여 p^h 의 근사값 p^h 이 계산된다. 이때 오차량 r^h 는 다음과 같이 정의 된다.

$$r^h = f^h - L^h p^h \quad (11)$$

정확해와 근사해와의 오차는 $q^h = p^h - p^h$ 인데 보다 큰 격자 영역 H 에서 q^h 를 계산하기보다 새로운 변수를 다음과 같이 유도하여 격자 크기 H 인 영역에서 p^H 를 계산한다.

$$p^H = I^H_h p^h + q^H \quad (12)$$

여기서 I^H_h 는 격자 h 에서 H 로의 전달자 (transfer operator) 이다.

격자 크기 H 에서의 FAS 대수 방정식은 다음과 같다.

$$L^H p^H = f^H \quad (13)$$

여기서

$$f^H = L^H (I^H_h p^h) + I^H_h p^h \quad (14)$$

이다.

정확해 p^H 의 근사해 p^H 가 계산되면 이 값을 가지고 격자 크기 h 에서의 계산 값 p^h 를 다음의 식을 이용하여 구한다.

$$p^h_{\text{new}} := p^h + I^H_H (p^H - I^H_h p^h) \quad (15)$$

여기서 I^H_H 는 격자 H 에서 h 로의 전달자이다.

결 과

캠 축의 회전에 따라 밸브 양정 (valve lift)이 정해지면 기체가 통과할 수 있는 면적을 계산할 수 있다. (Figure 2) 설계되어지는 밸브 양정의 크기에 맞춰 주어진 밸브 트레인 시스템 (Table 1)에서 캠 곡면이 정해지는데 Figure 3과 같은 캠 곡면을 얻을 수가 있다. 이 때의 캠 곡면 형상은 밸브 양정의 크기 변화와 매우 흡사하다.

캠 축의 회전에 따른 밸브 스프링의 비선형적 강성계수의 변화는 회전 속도가 작을 때는 캠과 종동면에 작용하는 접촉력이 캠의 변위 곡선과 상당한 유사성을 나타나게 해주지만, 회전 속도가 클 때는 하중의 변동성을 크게 해준다. Figure 4는 캠 축의 회전 속도가 500 rpm에서 5,000 rpm으로 변화함에 따른 캠 곡면과 평판 종동물의 접촉력 변화를 나타낸 것으로 캠 축의 회전 속도가 빠름에 따라 접촉력이 비변형적으로 변한다는 것을 알 수 있다.

본 연구에서 사용한 최대 격자 크기는 전체 길이를 Hertzian 접촉 반지름 길이의 8배 정도로 하여 최대 1100개의 격자 크기와 2V cycle로 계산하였다. 정상 상태에서 유막 압력과 유막 두께 형태는 Figure 5에서와 같이 나타나며 틈새 출구 쪽에 spike 형태의 압력 변화가 생긴다.

이 형태는 압력에 대한 점도의 변화, 상대 미끄럼 속도, 작용 하중의 크기에 따라 달라지며 대부분의 경우 최소 유막 두께는 이 영역에서 나타난다.

Dowson-Hamrock의 선 접촉 탄성 유체 윤활에서의 최소 유막 두께의 곡선 적합 (curve fitting) 공식은 정상 상태에서의 윤활 유막 두께 계산을 한 것이기 때문에 밸브 트레인의 접촉에서의 경우처럼 변동 하중 조건에서 유막 두께 계산에 적용하면 실제값과 차이를 나타낸다. 특히 캠축의 회전 속도가 빨라져 동하중의 크기 변화가 급격할 때는 비정상 상태의 유막 두께 변화의 영향으로 그 차이는 비교적 크게 나타나고 있다 이것은 유막 두께의 시간에 따른 변화량을 고려하지 않은 결과이다. 곡선 적합 공식에서의 특징은 속도 변화에 최소 유막 두께의 크기가 민감하게 반응하며 비정상 상태를 고려한 해석에서는 하중 변화에 비교적 민감하게 유막 두께 변화에 반응한다 (Figure 6).

본 연구의 푸쉬 로드 타입의 밸브 트레인에서 캠 곡면과 종동물의 동하중 접촉 하에서 정상 상태와 비정상 상태와의 최소 유막 두께의 계산 결과에서도 최소 유막 두께 예측량에 있어서 비교적 큰 차이를 보여 주고 있다 (Figure 7)

결 론

본 연구는 엔진 밸브 트레인의 탄성 유체 윤활 해석에서 일반적으로 무시되어져 계산된 비정상 상태의 효과를 고려하여 유막 계산을 하였다. 시간에 따른 유막 두께의 양을 고려하여 탄성 유체 윤활 유막 계산에 적용되는 Dowson-Hamrock의 곡선 적합식과의 차이와 정상 상태의 조건에서 계산된 값과 비교하였다. 곡선 적합식에 의한 최소 유막 두께는 상대 미끄럼 속도에 민감하게 반응하는 반면 본 연구의 결과는 변동하중에 보다 더 민감하게 반응한다는 결론을 얻었다.

REFERENCES

1. Dyson, A., "Kinematics and Geometry of Cam and Finger Follower System," *Tribology Int.*, Vol. 13, No.3, pp121-132
2. Pisano, A. P., "The Analytic Development and Experimental Verification of a Prediction Model of a High-Speed Cam-Follower System," Ph.D. thesis, Columbia University, 1981
3. Taylor, C. M, *Engine Tribology*, Tribology Series Vol. 26, 1993
4. Dowson, D., Taylor, C. M. and Zhu, G., "A Transient Elastohydrodynamic Lubrication Analysis of a Cam and Follower," *International Conference on Frontiers of Tribology*, 1991
5. Taylor, C. M., "Fluid Film Lubrication in Automobile Valve Train," *Journal of Engineering Tribology*, 1994, Vol. 208, pp221-234.
6. Houpert, L. and Hamrock, B. J., "Fast Approach for Calculating Film Thickness and Pressures in Elastohydrodynamically Lubricated Contacts at High loads," *Journal of Tribology*, 1986, Vol. 108, pp411-420
7. Lubrecht, A., Napel, W. E. Ten and Bosma, R., "Multigrid, An Alternative Method for Calculating Film Thickness and Pressure Profiles in Elastohydrodynamically Lubricated Line Contacts," *Journal of Tribology*, 1986, Vol. 108, pp551-556
8. Goenka, P. K., Paranjpe, R. S. and Jeng, Y. R., "FLARE: An integrated package for friction and Lubrication Analysis of Automotive Engines," GMR 5758, 1987
9. Hamrock, B. J., *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*, 1994, McGraw-Hill

NOTATIONS

b = half Hertzian length ($R\sqrt{8W/\pi}$), m
 D_{ij} = influence matrix for solid deformation
 E = Young's modulus of surface, Pa
 E' = equivalent Young's modulus, Pa

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - \nu_a^2}{E_a} + \frac{1 - \nu_b^2}{E_b} \right)$$

G = material parameter in fluid film, $\alpha E'$
 G = shear modulus in spring, N/m^2
 h^* = dimensionless film thickness, $h R/b^2$
 h_m = film thickness at $dp/dx = 0$, m
 p^* = dimensionless pressure p/p_H
 p_H = Hertzian pressure, $E'b/4R$, Pa
 R = equivalent radius of contact
 α = piezoviscous coefficient in Roelands' viscosity model, m^2/N
 ρ_m = density at $dp/dx = 0$, Kg/m^3
 ρ^* = dimensionless density, ρ/ρ_0
 ρ = density of spring material

Superscript

* dimensionless variable

Table 1

cam base circle	18 mm	γ_l	145°	spring diameter	5.166 mm
l_l	27.39 mm	α	75°	spring roll R.	15.56 mm
l_p	120.0 mm	β	95°	spring G	8.2939×10^{10} N/m ²
R_l	45 mm	ψ	15°	valve lift	8.47 mm
η_o	0.0411 Pas	Pressure viscosity coeff. α	2.42×10^{-8}	Lubricant G	5300.9

Figures

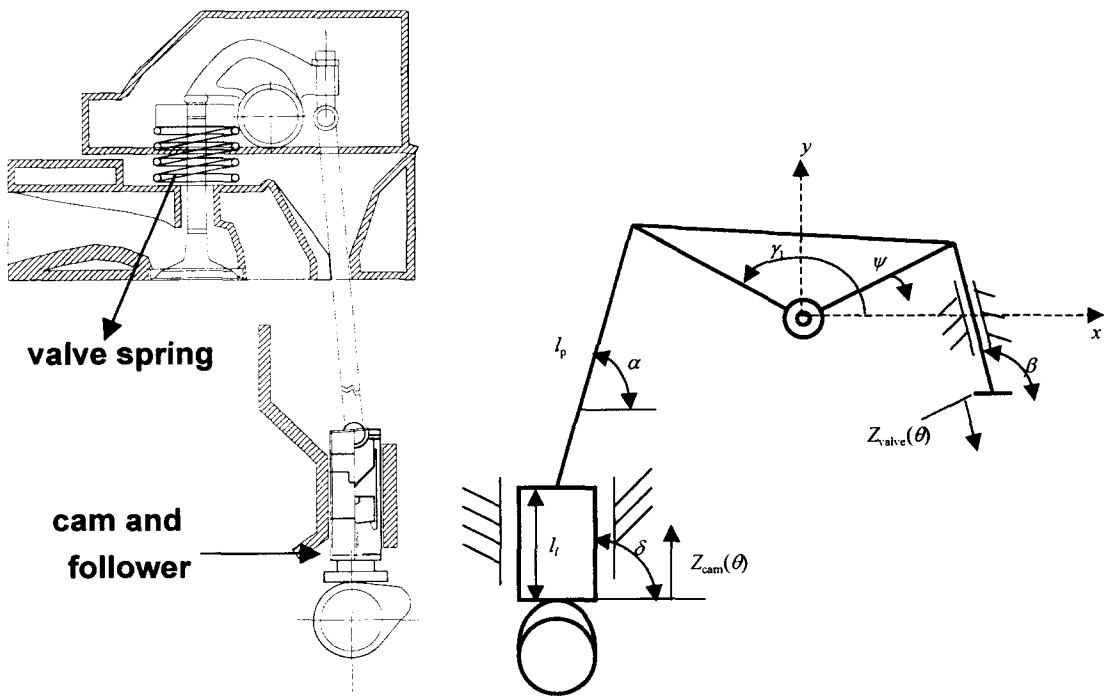


Figure 1 Schematic diagram of pushrod type valve train with flat follower

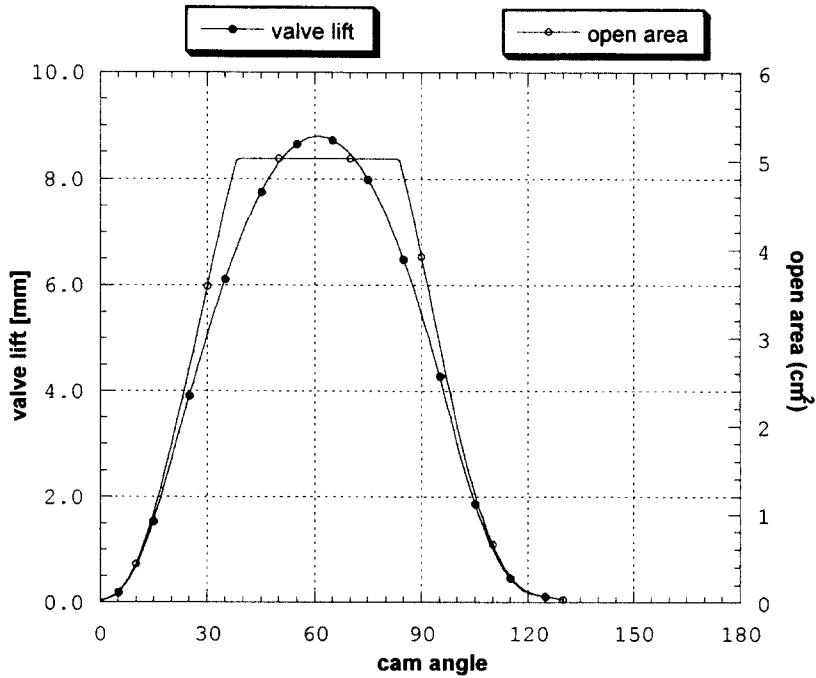


Figure 2 Valve lift and valve opening area according to camshaft rotation

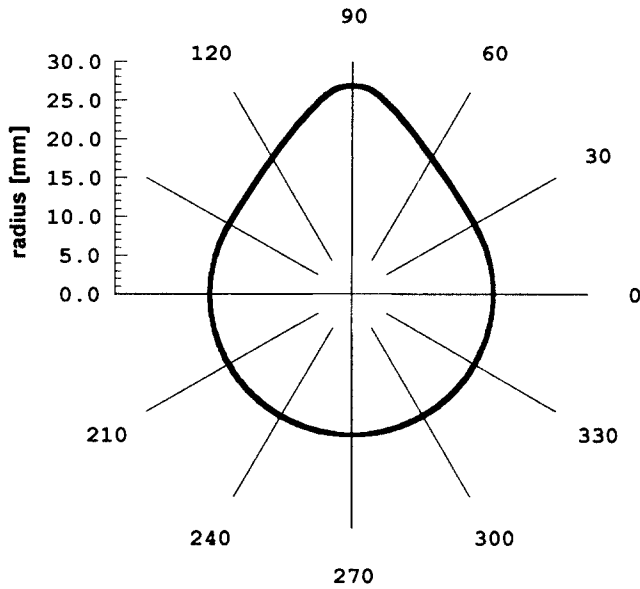


Figure 3 Designed cam profile for the desired valve lift in a given pushrod type valve train system with flat follower

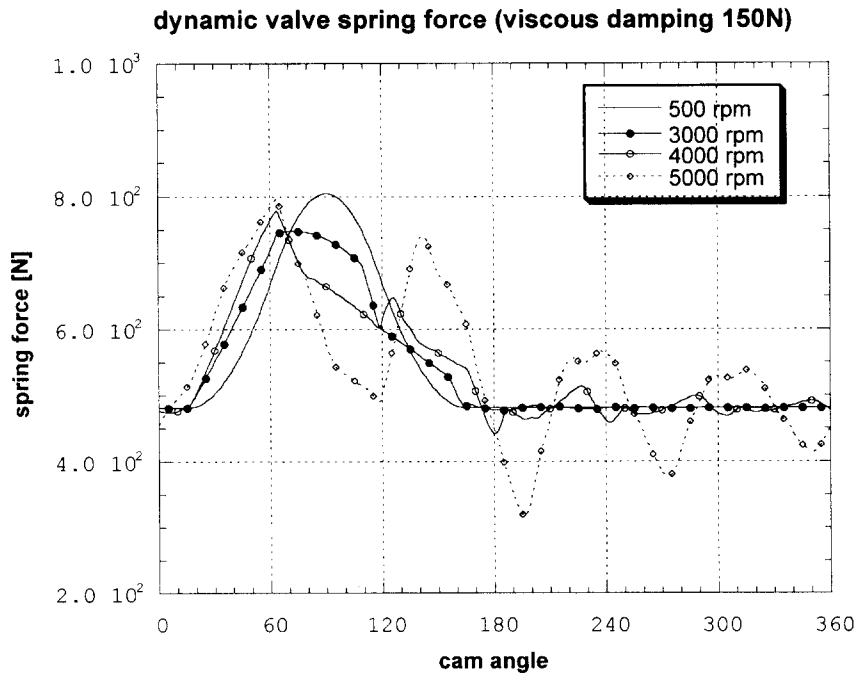


Figure 4 Contacting forces between cam profile and flat follower in a given pushrod type

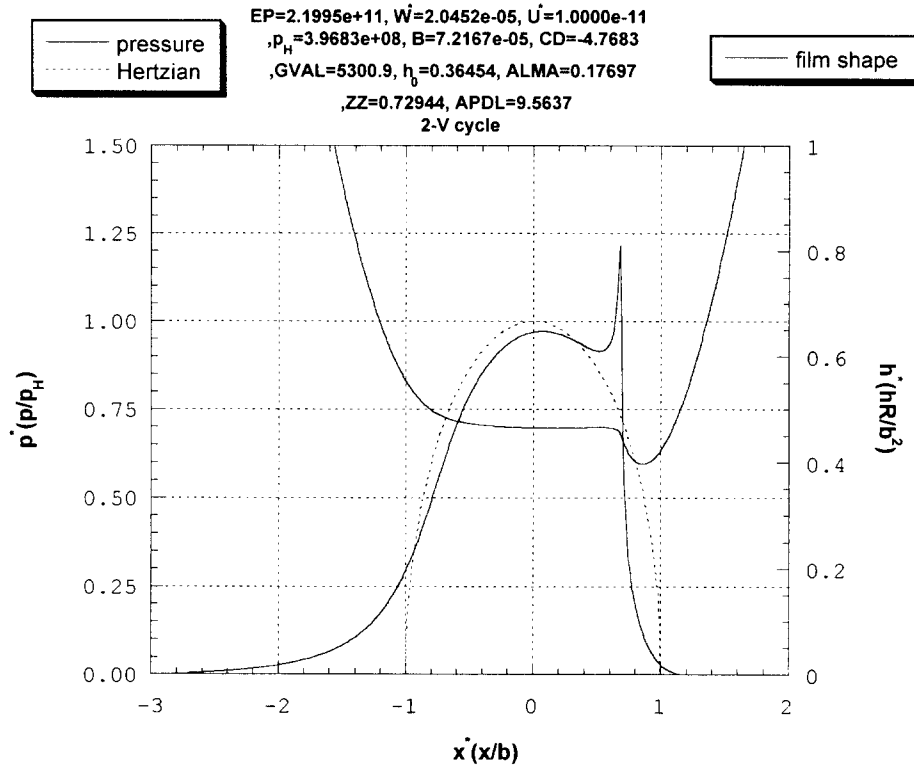


Figure 5 Pressure profile and film shape of line contact between cam profile and flat follower with the calculation of multigrid and multilevel method

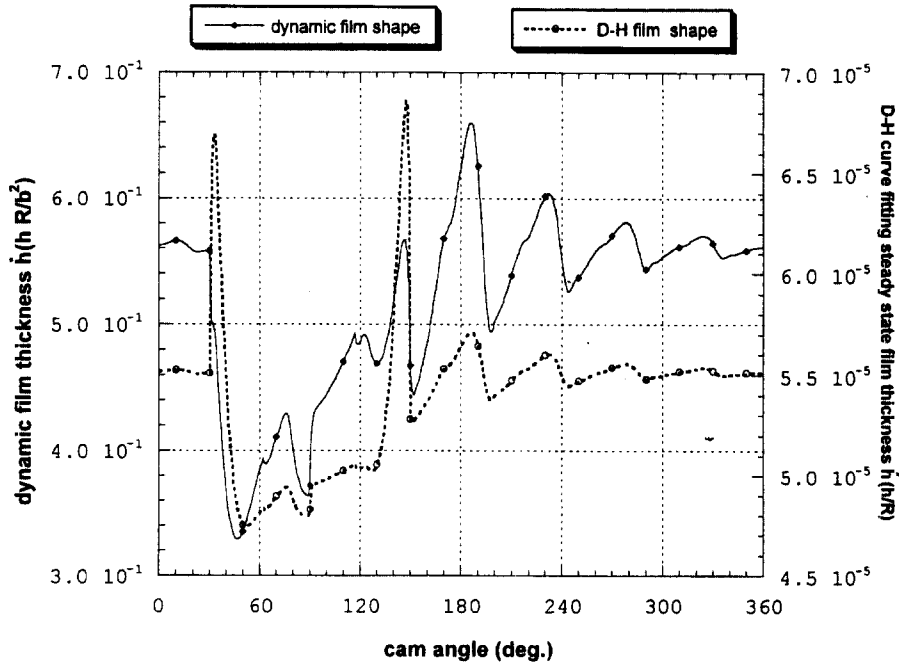


Figure 6 Comparison of minimum film thickness changes between dynamic film simulation and Dowson-Hamrock curve-fitting value [9]

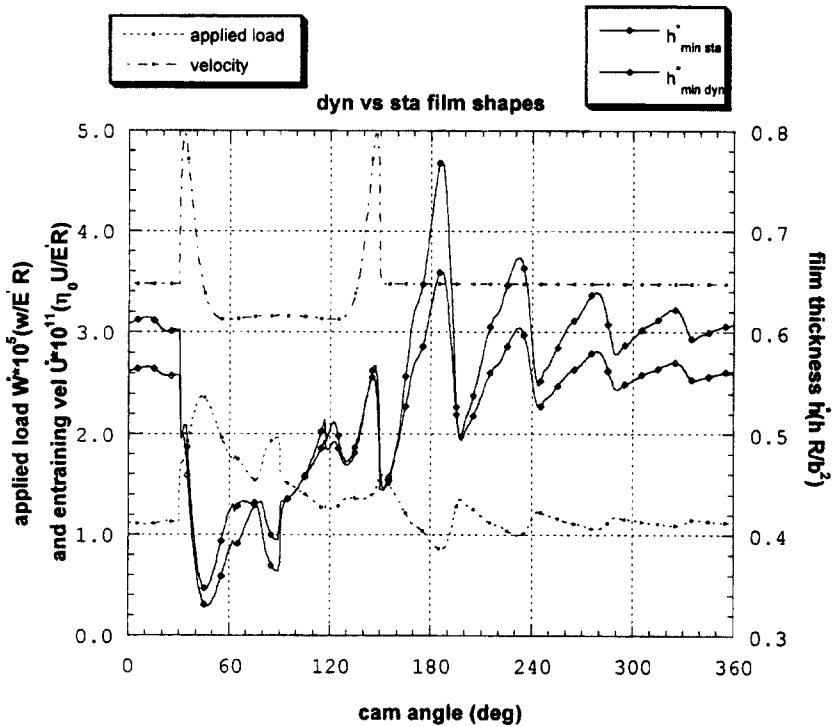


Figure 7 Comparison of minimum film thickness changes between steady state and unsteady state simulations