

접촉피로에 의한 표면피팅의 유한요소 시뮬레이션

Finite Element Simulation of Surface Pitting due to Contact Fatigue

이환우^{1,✉}, 김성훈²
Hwanwoo Rhee^{1,✉} and Sunghun Kim²

1 경남대학교 기계자동화공학부 (School of Mechanical Engineering & Automation, Kyungnam Univ.)

2 경남대학교 대학원 기계공학과 (Department of Mechanical Engineering, Graduate School, Kyungnam Univ.)

✉ Corresponding author: rhee@kyungnam.ac.kr, Tel: 055-249-2618

Manuscript received: 2009.12.14 / Accepted: 2010.1.5

A simple computational model for modeling of subsurface crack growth under cyclic contact loading is presented. In this model, it is assumed that the initial fatigue crack will initiate in the region of the maximum equivalent stress at certain depth under the contacting surface. The position and magnitude of the maximum equivalent stress are determined by using the equivalent contact model, which is based on the Hertzian contact conditions with frictional forces. The virtual crack extension method is used for simulation of the fatigue crack growth from the initial crack up to the formation of the surface pit due to contact fatigue. The relationships between the stress intensity factor and crack length are then determined for various combinations of equivalent contact radii and loadings.

Key Words: Contact Fatigue (접촉피로), Surface Pitting (표면피팅), Gear Teeth Flank (기어치면), Degradation (열화), Equivalent Contact Model (등가접촉모델), Virtual Crack Extension Method (가상균열진전법)

기호설명

$p(x)$ = normal contact pressure

F_N = normal force per unit width of equivalent cylinders

b = half length of the contact area

R^* = equivalent radius

E^* = equivalent modulus of elasticity

p_o = maximum contact pressure

$q(x)$ = distribution of frictional contact loading

μ = coefficient of friction

1. 서론

기어와 베어링을 비롯한 각종 유형의 기계요소들이 유기적으로 결합되어 입력된 에너지를 유용

한 기계적 에너지로 변환하는 기계 구조물의 역학적 거동은 접촉요소와 표면 사이의 상호작용에 의존하는 것으로 잘 알려져 있다.^{1,2} 본 연구에서 관심을 가지고 있는 기어 전동장치는 인접된 두 치차의 이(Tooth)가 차례로 맞물려 운동을 전달하는 전동시스템으로서, 다른 전동기구에 비해 속비(Velocity Ratio)가 정확하고 일정할 뿐만 아니라 작은 구조로 큰 효율을 기대할 수 있기 때문에 나노 규모의 초정밀 계기로부터 대형 선박용 터빈의 감속기어에 이르기까지 그 활용범위가 광범위하다. 이러한 기어의 파손양식은 피로(Fatigue)와 충격(Impact), 마모(Wear) 및 응력터짐(Stress Rupture)으로 구분할 수 있으나,¹ 본 연구에서는 접촉피로(Contact Fatigue)에 의한 기어치면(Gear Teeth Flanks)의 파손거동에 주목하였다.

접촉피로란 시간 의존적인 접촉응력을 받는 재료표면의 점진적이고 비가역적인 열화(Degradation) 현상에 의한 표면파팅(Surface Pitting)형 손상으로서, 일단 접촉면에 거시적인 페트가 발생되면 소음과 진동으로 운전조건을 현저하게 악화시킬 뿐만 아니라, 그대로 방치할 경우 우발적인 파손을 유발시킬 수 있으므로, 접촉피로에 의한 표면파팅 현상은 오래 전부터 많은 연구자들의 관심사가 되어 왔으며, 지금까지 표면파팅에 의한 파손기구를 설명하기 위한 다양한 가설과 해석모델들이 제안되고 있다.³⁻⁶ 그러나 페팅 현상은 그 형상이 3차원적이고 또한 발생거동이 접촉면의 가공조건과 재료의 결정구조, 접촉유형, 하중조건 및 온도 등과 같은 운전조건에 의존할 뿐만 아니라, 현실적으로 페팅에 관여하는 제 영향인자들을 종합적으로 고려한 해석이 쉽지 않은 탓으로 아직까지 페팅기구(Pitting Mechanism)를 완전하게 설명할 수 있는 일반적인 이론이 정립되어 있지 않은 상태에 있다. 따라서 본 연구에서는 정밀하게 가공된 기어치면의 윤활상태가 적당할 경우 “최대접촉응력은 접촉 표면으로부터 어떤 깊이 이하에서 발생된다”는 파괴역학적 접촉표면 밀 균열성장 모델(Subsurface Crack Growth Model)⁷⁻¹¹을 이용하여 표면페트의 발생거동을 시뮬레이션하고, 표면파팅의 원인이 되는 초기 페로균열의 성장거동과 접촉응력분포에 대한 등가접촉반경을 비롯한 최대접촉압력과 접촉면 마찰계수의 영향을 검토하였다.

2. 등가접촉모델

2.1 등가접촉모델의 기하학적 형상

본 연구의 목적은, 표면페트의 형상을 예측하는 것이 아니고 표면페트를 고려한 기어의 수명평가에 필요한 $K = f(a)$ 관계를 설정하기 위한 1단계 연구로서, 직선상 균열이 임계균열길이에 도달하여 표면파열과 더불어 표면페트가 생성되는 과정의 시뮬레이션 가능성을 검토하는 것이다. 따라서 이 단계에서는 복잡한 3차원 해석이 필요하지 않을 뿐만 아니라, 기어의 접촉문제해석에서 1차적으로 요구되는 것은 접촉 파라미터들을 용이하게 고려할 수 있는 접촉모델일 것이므로, 본 연구에서는 서로 맞물린 두 기어의 형상을 Fig. 1과 같이 두 기어의 접촉반경과 동일한 곡률반경을 갖는 두 실린더형 등가모델로 이상화하였으며, 또한 이와 같은 등가접촉모델(Equivalent Contact Model)을 사용함

으로써, Hertz의 접촉이론을 이용한 접촉응력의 계산을 간단하게 수행할 수 있도록 하였다.

Hertz의 접촉이론에 의하면, 두 실린더형 등가모델의 접촉면에 작용하는 수직 접촉압력(Normal Contact Pressure)은 다음과 같이 결정할 수 있다.⁷

$$p(x) = \frac{2F_N}{\pi b^2} \sqrt{b^2 - x^2} \quad (1)$$

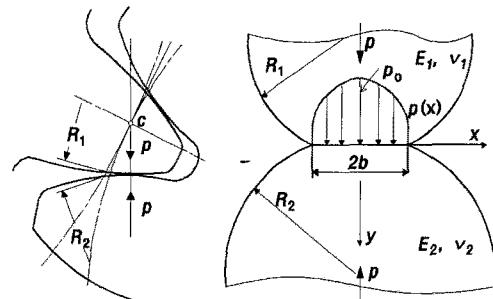


Fig. 1 Idealization of contact problem

여기서 F_N 은 등가 실린더의 단위 폭당 수직력이며, b 는 식(2)와 같이 표시되는 접촉면의 길이다.

$$b = \sqrt{\frac{8F_N R^*}{\pi E^*}} \quad (2)$$

위 식에서 R^* 과 E^* 는, 두 실린더의 반경 R_1 , R_2 와 탄성계수 E_1 , E_2 및 포아송의 비 v_1 , v_2 에 의해 다음과 같이 각각 정의되는 등가반경(Equivalent Radius)과 등가탄성계수(Equivalent Modulus of Elasticity)이다.

$$R^* = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} \quad (3)$$

$$E^* = \frac{2E_1 E_2}{E_2(1-v_1^2) + E_1(1-v_2^2)} \quad (4)$$

또한 수직력 F_N 은 최대접촉압력 $p_o = p(x=0)$ 의 함수로 다음과 같으며,

$$F_N = \frac{2\pi R^* p_o^2}{E^*} \quad (5)$$

접촉면 사이의 상대활주(Relative Sliding)에 의한 접선력(Tangential Contact Loading)은 쿨롱(Coulomb)의 마찰법칙에 따라 식(6)과 같이 결정된다.

$$q(x) = \mu p(x) \quad (6)$$

여기서 μ 는 두 실린더 접촉면 사이의 마찰계수이다. 참고로, 위와 같이 등가접촉모델을 이용하여 두 기계요소 사이의 접촉하중을 식(1)~(6)으로부터 결정 가능할 경우, 접촉문제를 해석하기 위해 별도의 알고리즘을 작성하지 않더라도 상용 유한요소코드를 이용하여 접촉 응력장을 쉽게 해석할 수 있을 것이다.

2.2 등가접촉모델의 유용성

Fig. 2에 도시된 등가접촉모델의 최대접촉압력과 등가반경, 탄성계수, 포아송의 비 및 접촉길이를 16MnCr5강으로 제작된 실용 Spur Gear와 ISO 관련 규정을 참고하여, $p_0=1550\text{MPa}$, $R^*=10\text{mm}$, $E_1=E_2=206\text{GPa}$, $\nu=0.3$, 및 $2b=0.274\text{mm}$ 와 같이 각각 설정한 다음, 이와 같이 크기와 형상이 정의된 등가접촉모델의 모든 영역에 3절점 CPE3(ABAQUS 사용자 설명서¹² 참조) 요소를 적용하여 총 27,254개의 요소와 27,711개의 절점으로 이루어진 유한요소망을 설정하였다. 또한 본 연구의 등가접촉모델과 해석결과의 유용성을 검토하기 위하여 접촉면에 발생된 최대등가응력(Maximum Equivalent Stress)을 유한요소해석하고, 그 결과를 Hertz의 해석결과와 함께 비교, 검토하였다.

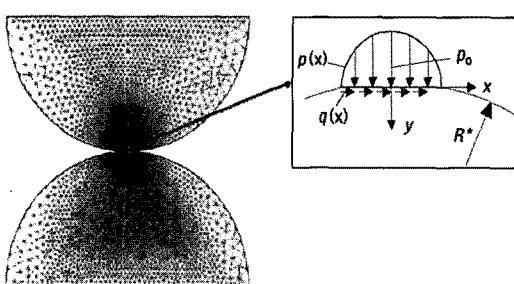


Fig. 2 Equivalent contact model for finite element analysis

Fig. 3은 접촉면에 발생된 최대접촉응력 분포를 예시한 것이며, Table 1은 등가접촉모델을 이용한 유한요소해석결과와 Hertz의 해석결과를 비교한 것이다. 이 결과에 의하면 본 연구의 유한요소해석

결과와 Hertz의 해석결과는 최대 4% 미만의 오차 범위 내에서 서로 잘 일치하였다. 따라서 이와 같은 등가접촉모델을 유사한 접촉문제의 해석에 적용할 경우 유용성 검증결과에서 보인 오차범위의 정밀도를 갖는 해석결과를 얻을 수 있을 것이므로, 표면피팅의 유한요소 시뮬레이션에도 위와 같은 등가접촉모델을 준용하기로 하였다.

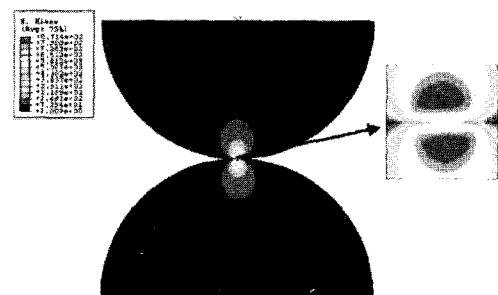


Fig. 3 Maximum stresses in contact area

Table 1 Maximum stresses in contact area of two cylinders by Hertz theory and finite element analysis

Stress (MPa)	Result comparison		
	Hertz	FEA	Differ. (%)
Equivalent Von Mises stress σ_{Emax}	863	871	0.9
Principal shear stress τ_{\max}	463	470	1.07
Coordinate shear stress $\tau_{xy\max}$	± 387	± 386	0.25
Normal stress in x-direction $\sigma_{x\max}$	-1550	-1491	3.8
Normal stress in y-direction $\sigma_{y\max}$	-1550	-1550	0.0
Normal stress in z-direction $\sigma_{z\max}$	-930	-911	2.04

2.3 접촉표면 밀 균열성장모델

표면피팅의 원인이 되는 미소 초기균열의 위치와 형상은 일반적으로 재료의 결정구조와 작용력의 종류, 시편 형상 등에 의존하는 것으로 알려져 있으나,⁹ 연구자에 따라 양질의 합금으로 제작된 정밀기계요소의 경우 초기 피로균열은 최대 압축 및 전단 접촉응력이 작용하는 면에 발생된다는 연구결과도 있고,¹⁰ 수직력과 마찰력의 조합에 따라 초기 피로균열은 접촉표면이나 그 하부에 발생된다는 연구결과도 있다.^{11,13} 그러나 이 문제에 관한 지금까지의 연구결과들을 종합해보면 접촉표면의 윤활상태가 양호할 경우 최대접촉응력을 접촉면 하부에 발생되고,^{9,10} 그 위치는 초기균열의 발생위

치와 일치하는 것으로 보고되고 있다.¹⁰ 따라서 본 연구에서는 먼저 이와 같은 사실을 확인하고 최대 접촉응력의 발생위치를 조사하기 위하여, Fig. 1과 같이 정의되고 그 유용성이 검증된 등가접촉모델을 이용하여 Mises의 등가응력분포에 대한 최대 접촉압력과 등가반경 및 마찰계수의 영향을 유한요소해석 한 다음, 『접촉면의 윤활상태에 따른 최대 접촉응력의 크기와 발생위치』를 검토하였다.

Fig. 4는 등가접촉모델의 접촉면 마찰계수가 $\mu=0.01, 0.05, 0.1, 0.15, 0.2, 0.25$ 및 0.3 과 같고, 최대 접촉압력과 등가반경, 탄성계수 및 포아송의 비가 각각 $p_0=1550\text{ MPa}$, $R^*=10\text{ mm}$, $E_1=E_2=206\text{ GPa}$ 및 $v_1=v_2=0.3$ 인 등가접촉모델의 접촉면 윤활상태에 따른 등가응력분포를 해석한 것이다. 이 결과에 의하면 $\mu < 0.05$ 일 경우 Mises의 등가응력에 대한 마찰계수의 영향은 미소하지만 마찰계수가 커짐에 따라 표면에서의 등가응력도 점증하는 양상을 나타내었으며, 최대등가응력은 표면으로부터 약 $H=0.7b$ 깊이에서 발생되었다.

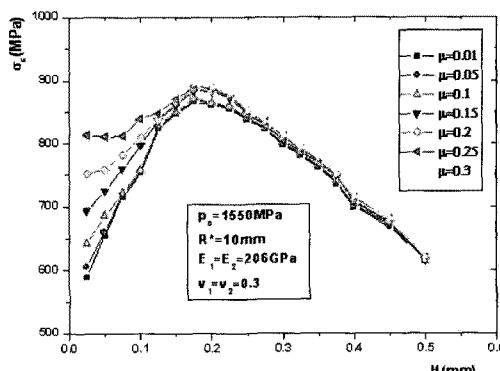


Fig. 4 Influence of the coefficient of friction on equivalent stress

한편 Table 2는, 등가응력분포에 대한 마찰계수의 영향을 해석한 Fig. 4를 참고로 하여 접촉면 윤활상태가 매우 양호한 것으로 생각되는 $\mu=0.04$ 의 조건을 설정한 다음, Mises 등가응력의 크기와 발생위치에 대한 최대접촉압력과 등가반경의 영향을 해석한 것이다. 이 결과에 의하면 최대접촉압력이 커지면 Mises의 최대등가응력도 커지며, 그 작용위치는 최대접촉압력과 등가반경의 크기가 커질수록 표면으로부터 깊은 곳에 발생되었다.

따라서 본 연구에서는, 이와 같은 최대접촉압력과 등가반경 및 접촉면 윤활상태에 따른 최대접

Table 2 Maximum equivalent stress and its position (depth H under the contact surface) for different combination of p_0 and R^*

p_0 (MPa)	$\sigma_{E\max}$ (MPa)	Depth H under the contact surface(mm)				
		Equivalent curvature radius R^* (mm)	6	8	10	14
1000	559.9	0.075	0.094	0.123	0.168	0.250
1200	672.8	0.090	0.119	0.147	0.213	0.293
1400	786.6	0.106	0.143	0.185	0.249	0.342
1550	871.8	0.117	0.150	0.192	0.268	0.379
1700	957.2	0.129	0.180	0.224	0.302	0.421

p_0 : Maximum contact pressure

$\sigma_{E\max}$: Maximum Von Mises stress

촉응력의 분포특성을 근거로 하여 “접촉표면의 윤활상태가 양호할 경우 최대등가응력은 접촉표면의 하부에 발생되고, 표면피팅의 원인이 되는 초기균열은 최대등가응력이 작용하는 면에 발생된다”는 가정하에서, Fig. 5와 같이 접촉면 하부에 미소 초기균열을 포함하는 등가접촉모델을 “등가표면 밀 균열성장(Equivalent Subsurface Crack Growth: ESCG) 모델로 정의하였으며, 이와 같이 정의된 등가표면 밀 균열성장모델을 표면피팅의 유한요소시뮬레이션에 이용하였다.

또한 초기균열의 방향은, 최종 균열길이에 비해 초기 균열길이가 미소하고 또한 초기균열과 마찰력 사이의 기울기 각이 크지 않을 경우 초기균열의 기울기는 균열경로(Crack Path)에 영향을 미치지 않는 것으로 가정하여, 모두 x 축에 평행하게 즉, 초기균열의 기울기 각이 모두 0° 가 되도록 설정하였다.

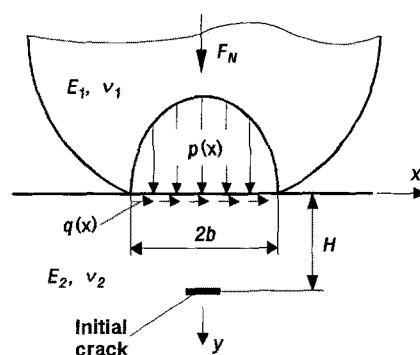


Fig. 5 Equivalent contact model with subsurface crack

2.4 가상균열진전법

가상균열진전법(Virtual Crack Extension Method)은 균열체의 변형에너지해방률(Strain Energy Release Rate) G 를 결정하기 위해 Hellen¹⁴에 의해 개발된 유한요소해석법으로서 그 내용을 개괄하면 다음과 같다.

시스템의 포텐셜에너지(Potential Energy) Π 는 탄성변형에너지(Elastic Strain Energy) Ω 와 외력에 의한 일 W 에 의해 다음과 같이 표시할 수 있으며,

$$\Pi = \Omega - W$$

$$= \frac{1}{2} \int \{\sigma_e\}^T \{\varepsilon_e\} dV - \{u\}^T \{f\} \quad (7)$$

여기서 ε_e 는 식(8)과 같이 표시되는 탄성 변형률(Elastic Strain)이다.

$$\{\varepsilon_e\} = \{\varepsilon\} - \{\varepsilon_i\} \quad (8)$$

또한, 위 식에서 ε_i 는 열팽창계수(Coefficient of Thermal Expansion)가 α 인 재료의 온도가 T 만큼 변화되었을 때 발생된 열변형률(Linear Thermal Strain)으로서 식(9)과 같다.

$$\{\varepsilon_i\} = \{\alpha T \ \alpha T\} \quad (9)$$

한편, 탄성응력(Elastic Stress) σ_e 는 탄성행렬(Elastic Matrix) $[D]$ 를 이용하여 다음과 같이 계산할 수 있으며,

$$\{\sigma_e\} = [D] \{\varepsilon_e\} \quad (10)$$

탄성 변형에너지해방률 G 는 균열길이 a 에 대한 포텐셜에너지의 도함수로서 다음 식과 같다.

$$\begin{aligned} G &= -\frac{\partial \Pi}{\partial a} = -\frac{\partial}{\partial a} (\Omega - W) \\ &= \{u\}^T \left(\frac{\partial \{f\}}{\partial a} - \frac{1}{2} \frac{\partial [K]}{\partial a} \{u\} \right) - \frac{1}{2} \frac{\partial C}{\partial a} \end{aligned} \quad (11)$$

여기서

$$C = \frac{1}{2} \int \{\varepsilon_i\}^T [D] \{\varepsilon_i\} dV \quad (12)$$

또한 위 식에서 $\{\cdot\}$ 와 $[K]$ 는 각각 광역 절점력벡터(Global Nodal Force Vector)와 광역 강성행렬(Global Stiffness Matrix)으로서, 이 경우 광역 강성행렬 $[K]$ 의 편도함수는 근사적으로 다음과 같다.

$$\frac{\partial [K]}{\partial a} \approx \frac{[K]_{a+\Delta a} - [K]_a}{\Delta a} = \frac{\Delta [K]}{\Delta a} \quad (13)$$

여기서 Δa 는 일반적으로 균열길이의 약 $10^{-3} \sim 10^{-7}$ 배에 상당하는 작은 균열증분으로서, Fig. 6에 도시된 바와 같이, 균열이 Δa 만큼 성장할 경우 섭동된 요소(Perturbed Elements)는 강성의 변화를 초래하는 균열선단 요소뿐이므로, 식(11)의 강성 항은 식(13)을 이용하여 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\begin{aligned} \{u\}^T \frac{\partial [K]}{\partial a} \{u\} &= \{u\}^T \frac{\Delta [K]}{\Delta a} \{u\} \\ &= \sum_{i=1}^n \{u\}_i^T \frac{\Delta [K]}{\Delta a} \{u\}_i \end{aligned} \quad (14)$$

식(14)에서 $\{u\}_i$ 는 변위벡터이고 $[K]_i$ 는 윤곽선내에 포함된 i 번째 요소의 강성행렬이다. 마찬가지로 식(11)의 하중 항(Force Term)도 근사적으로 다음과 식과 같이 표시할 수 있으며,

$$\frac{\partial \{f\}}{\partial a} = \frac{\{f\}_{a+\Delta a} - \{f\}_a}{\Delta a} = \frac{\Delta \{f\}}{\Delta a} \quad (15)$$

혼합모드분리법(Mixed Mode Separation Technique)을 이용하여 탄성 변형에너지해방률 G_L, G_H 를 분리 표시하면 각각 다음과 같다.

$$\begin{aligned} G_L &= \{u'\}^T \left(\frac{\partial \{f'\}}{\partial a} - \frac{1}{2} \frac{\partial [K]}{\partial a} \{u'\} \right) - \frac{1}{2} \frac{\partial C}{\partial a} \\ G_H &= \{u''\}^T \left(\frac{\partial \{f''\}}{\partial a} - \frac{1}{2} \frac{\partial [K]}{\partial a} \{u''\} \right) - \frac{1}{2} \frac{\partial C}{\partial a} \end{aligned} \quad (16)$$

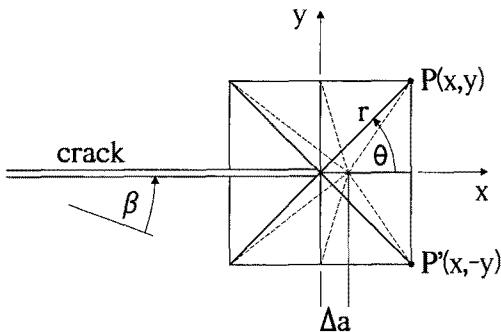


Fig. 6 Mixed mode crack-tip reference frame and virtual crack extension Δa

3. 표면피팅의 유한요소 시뮬레이션

본 연구에서는 “접촉표면의 윤활상태가 양호할 경우 최대등가응력은 접촉면의 하부에 발생되고, 표면피팅의 원인이 되는 초기 피로균열은 최대등가응력이 작용하는 면에 발생된다”는 가정하에서 Fig. 5와 같은 등가표면 밑 균열성장모델을 유한요소 시뮬레이션에 이용하였으며, 또한 등가표면 밑 균열성장모델에 포함된 초기균열의 길이는 소재의 결정립(Grain Size) 크기 D 와 같은 것으로 가정하였다. 따라서 본 연구의 시뮬레이션에 사용된 등가표면 밑 균열성장모델의 초기 균열길이는 합금 재료의 평균 결정립의 크기가 $D=0.05\text{mm}$ 인 것을 감안하여⁷ 모두 $a_0=0.05\text{mm}$ 로 설정하였으며, 접촉면으로부터 초기균열의 위치 H 는 Table 2의 해석결과를 참고하여 Fig. 5와 같이 최대등가응력 $\sigma_{E\max}$ 의 작용점이 되도록 하였다.

한편, 이와 같이 설정된 등가표면 밑 균열성장모델의 유한요소해석에서는 Fig. 7과 같이 균열선단근방을 제외한 모든 영역에 8절점 CPE8(ABAQUS 사용자 설명서 참조¹²⁾ 요소를 적용하고, 균열선단근방에는 1/4절점 특이요소(Singular Element)를 이용하여 균열선단 응력의 특이성(Singularity)이 만족되도록 하였다.

또한 접촉면 하부에 발생된 초기 피로균열이 성장하여 표면파열과 더불어 표면피트가 생성되는 과정을 검토하기 위한 균열성장거동의 시뮬레이션에는 가상균열진전법을 이용하였으며, 초기 균열길이($a_0=0.05\text{mm}$)로부터 단계별 균열증분은 모두 $da=0.03\text{mm}$ 로 일정하게 하였다. 뿐만 아니라 시뮬레이션 과정에서 초기 피로균열의 성장방향은 최대접선응력설(Maximum Tangential Stress Criterion)에

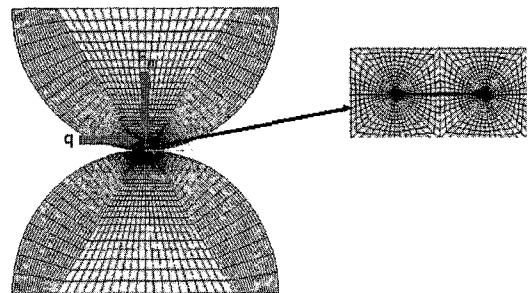


Fig. 7 Equivalent subsurface crack growth model for finite element analysis

따라 균열경로를 단계별로 예측하고 새로운 균열선단에 유한요소망이 재구성되도록 하였다.

4. 시뮬레이션 결과 및 고찰

전술된 바와 같이 등가표면 밑 균열성장모델의 접촉면 하부에 발생된 피로균열이 성장하여 표면파열과 더불어 표면피트가 형성되는 과정을 시뮬레이션하고, 균열성장과 SIF의 변동거동에 대한 최

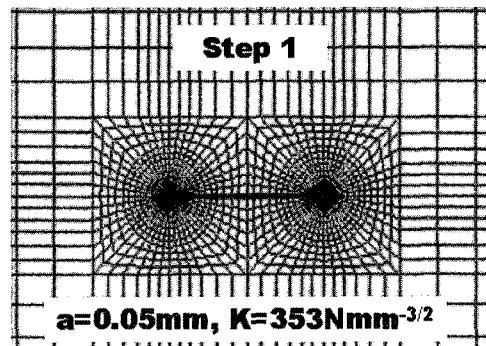


Fig. 8 Numerical simulation of crack growth(Step 1)

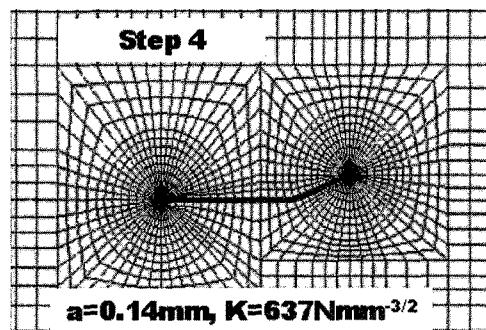


Fig. 9 Numerical simulation of crack growth(Step 4)

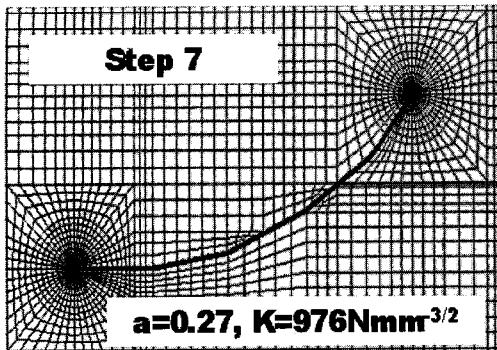


Fig. 10 Numerical simulation of crack growth(Step 7)

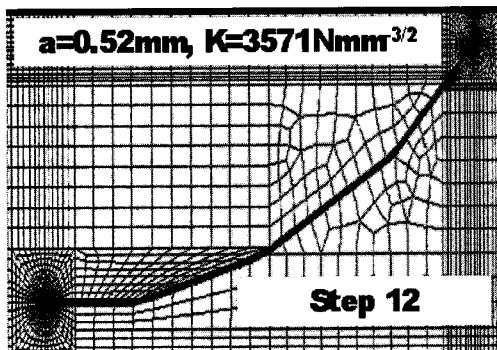


Fig. 11 Numerical simulation of crack growth(Step 12)

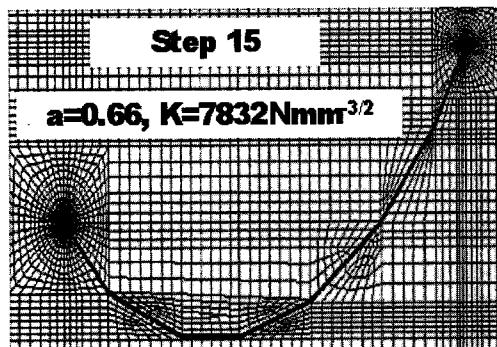
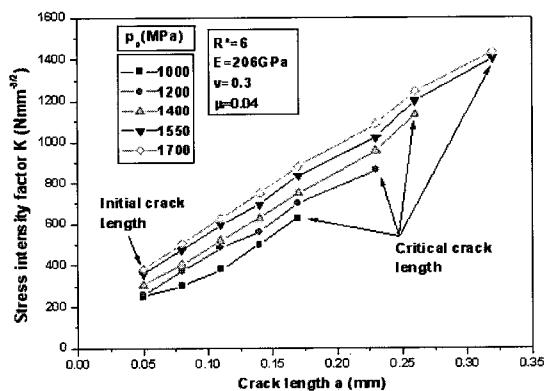
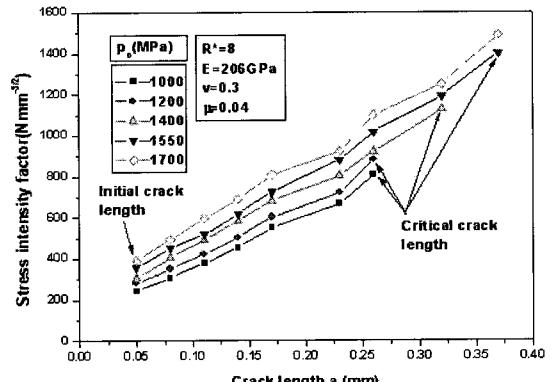


Fig. 12 Numerical simulation of crack growth(Step 15)

대접촉압력과 등가반경의 영향을 검토하였으며, 주요 해석결과를 예시하면 Fig. 8~Fig. 17과 같다.

먼저 Fig. 8~Fig. 12는 접촉면 하부에 발생된 피로균열의 성장거동을 시뮬레이션하고 그 결과를 도시한 것으로서, 접촉면 하부에 발생된 초기균열의 양단 응력확대계수(Stress Intensity Factor: SIF)를 계산하고 그 결과를 비교해본 결과, 좌측 균열선단에 비해 마찰력이 작용하는 방향의 우측 균열선

단 SIF가 훨씬 큰 것을 알 수 있었으므로, 본 연구에서는 SIF가 상대적으로 큰 우측 균열선단이 1차적으로 성장을 개시하는 것으로 가정하였다. 한편, Fig. 8의 Step 1은 초기균열의 발생단계를 표시하며, Fig. 9~Fig. 11의 Step 4, 7, 12는 각각 우측 균열선단이 표면을 향해 성장해가는 단계이다. 또한, Fig. 12의 Step 15는 우측 균열선단이 접촉면에 도달한 후, 좌측 균열선단이 성장하기 시작하는 단계를 도시한 것이다. 여기서 주목해야 할 것은 우측 균열선단이 접촉면에 이르게 되면 좌측 균열선단 SIF가 현저하게 증대되어 해석대상 재료의 임계 SIF를 상회함에 따라 불안정 균열성장에 의한 국부적인 표면파열 현상을 초래하게 된다는 것이다. 따라서 접촉표면 하부에 발생된 피로균열이 성장하여 접촉표면에 도달하는 순간에 대응하는 균열길이가 임계균열길이 a_c 가 되는 것을 알 수 있으며, 국부적인 표면파열에 의한 표면파트의 발생 위치는 대체로 접촉면의 중심으로부터 약 1.5~1.6b가 되었다.

Fig. 13 Stress intensity factor K for $R^*=6$ Fig. 14 Stress intensity factor K for $R^*=8$

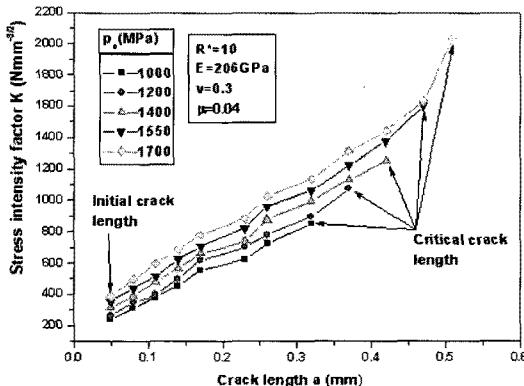
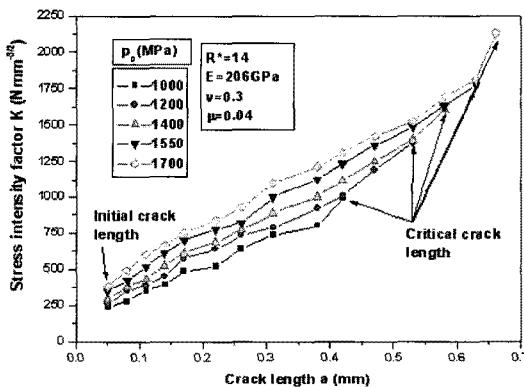
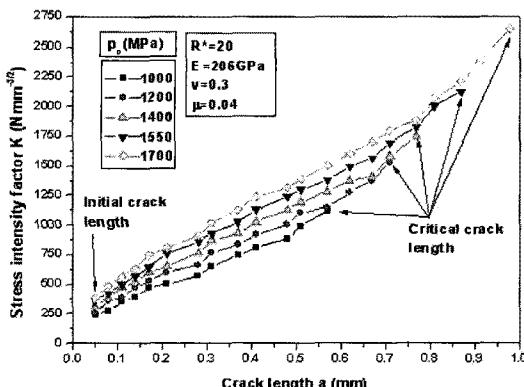
Fig. 15 Stress intensity factor K for $R^* = 10$ Fig. 16 Stress intensity factor K for $R^* = 14$ Fig. 17 Stress intensity factor K for $R^* = 20$

Fig. 13~Fig. 17은 균열성장과 SIF의 변동거동에 대한 최대접촉압력과 등가반경의 영향을 검토하기 위하여 전술된 시뮬레이션 결과를 『SIF와 균열길이』 관계로 정리한 것이다. 이 결과에 의하면 균열성장과 더불어 SIF는 대체로 일양 증가하는 양

상을 보이고 있으나, 등가반경 R^* 과 최대접촉압력 p_0 가 커질 경우 임계 균열길이도 커지는 것을 알 수 있으며, 이와 같은 현상은 최대접촉압력과 등가반경이 증대되면 접촉표면으로부터 최대등가응력의 작용점과 초기균열의 발생 위치를 표시하는 H 가 상대적으로 커져 균열경로가 길어지기 때문인 것으로 생각된다.

5. 결론

Hertz의 접촉이론에 근거한 등가접촉모델을 이용하여 표면파팅의 시뮬레이션 가능성을 검토하였으며, 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

첫째, 표면파팅의 원인이 되는 초기 피로균열의 성장에 의한 표면파팅 현상을 Hertz의 경계조건이 적용된 등가접촉모델을 이용하여 근사적으로 시뮬레이션 가능함을 알 수 있었으며, 접촉면 마찰계수가 $\mu < 0.05$ 일 경우 Mises의 등가응력에 대한 마찰계수의 영향은 미소하고, 최대 등가응력은 표면으로부터 약 $H \approx 0.7b$ 깊이에 발생하였다.

둘째, 마찰계수가 커지면 표면에서의 등가응력도 커지며, $\mu \approx 0.25$ 가 되면 표면에서의 등가응력과 표면 밀 최대등가응력의 크기가 거의 같아지는 것을 알 수 있었다. 또한 최대접촉압력이 커지면 Mises의 최대등가응력도 커지며 그 작용위치는 최대접촉압력과 등가반경의 크기에 의존하는 양상을 나타내었다.

셋째, 접촉면 하부에 발생된 초기 피로균열은 마찰력이 작용하는 방향의 균열선단이 1차적으로 성장을 개시하여 표면 근방에 이른 다음, 이어서 반대편 균열선단이 후속적으로 성장하는 양상을 나타내었다. 또한 균열성장에 따른 SIF의 변동거동은 모두 일양 증가하는 경향을 나타내었으며, 표면파열이 발생되는 임계균열길이는 등가반경과 최대접촉압력의 크기에 공히 의존하는 것을 알 수 있었다.

후기

이 논문은 2008년도 경남대학교 연구년 연구비의 지원에 의한 것임.

참고문헌

1. Lampman, S. R., "Fatigue and Fracture," ASM Handbook, Vol. 19, pp. 321-368, 1996.

2. Šraml, M., Flašker, J. and Potrc, I., "Numerical Procedure for Predicting the Rolling Contact Fatigue Crack Initiation," International Journal of Fatigue, Vol. 25, No. 7, pp. 585-595, 2003.
3. Lundberg, G. and Palmgren, A., "Dynamic Capacity of Rolling Bearings," J. Appl. Mech., Vol. 16, No. 2, pp. 165-172, 1949.
4. Dawson, P. H., "Effect of Metallic Contact on the Pitting of Lubricated Rolling Surface," J. Mech. Eng. Sci., Vol. 4, No. 1, pp. 16-21, 1962.
5. Kim, B. S. and Moon, B. Y., "Crack Face Friction Effects on Mode II Stress Intensities for a Surface Cracked Coating in Two-dimensional Rolling Contact," J. of KSPE, Vol. 22, No. 6, pp. 159-167, 2005.
6. Rhee, H. W., Kim, S. H., Kim, S. H., Hwang, Y. H., Lee, J. K., Kim, J. H. and Kang, T. I., "Finite Element Simulation of Surface Pitting due to Contact Fatigue," Proc. of KSPE Spring Conference, pp. 535-536, 2007.
7. Glodez, S., Winter, H. and Stuwe, H. P., "A Fracture Mechanics Model for the Wear of Gear Flanks by Pitting," Wear, Vol. 208, No. 1-2, pp. 177-183, 1997.
8. Batista, A. C., Dias, A. M., Lebrun, J. L., Le Flour, J. C. and Inglebert, G., "Contact Fatigue of Automotive Gears : Evolution and Effects of Residual Stresses Introduced by Surface Treatments," Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, Vol. 23, No. 3, pp. 217-228, 2000.
9. Zhou, R. S., Cheng, H. S. and Mura, T., "Micropitting in Rolling and Sliding Contact under Mixed Lubrication," ASME J. Tribology, Vol. 111, No. 4, pp. 605-613, 1989.
10. Cheng, W., Cheng, H. S., Mura, T. and Keer, L. M., "Micromechanics Modeling of Crack Initiation under Contact Fatigue," ASME J. Tribology, Vol. 116, No. 1, pp. 2-8, 1994.
11. Keer, L. M. and Bryant, M. D., "A Pitting Model for Rolling Contact Fatigue," ASME J. Lubr. Tech., Vol. 105, No. 1, pp. 198-205, 1983.
12. ABAQUS ver. 6.6 User's Manual, "Two-dimensional Solid Element Library," 2006.
13. Miller, K. J., "The Behavior of Short Fatigue Crack and Their Initiation," Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct., Vol. 10, No. 2, pp. 93-113, 1987.
14. Wilson, R. L. and Meguid, S. A., "On the Determination of Mixed Mode stress Intensity Factors of an Angled Crack in a Disc using FEM," Finite Elements in Analysis and Design, Vol. 18, No. 4, pp. 443-448, 1995.