

기어의 스코어링 강도해석

이 성 철

한국과학기술연구원 기전연구부

1. 서 론

기어가 비교적 큰 하중과 고속의 운전상태에서 사용되는 경우 되풀이 응력에 의한 피로를 대상으로 하는 면압이나 굽힘강도 이외에 치면에서 발생하는 굽힘이나 용착(融着) 또는 용착(溶着)을 대상으로 한 스코어링(scoring) 강도를 고려하여야 한다

스코어링은 주로 치의 이끝 부분에서 접촉방향으로 굽힘이 나타나는 손상으로 특징지워진다. 미국기어제조협회(AGMA)에서는 윤활막 파손에 의한 금속과 금속과의 접촉에 기인하여 발생하는 여러형태의 손상, 예를들면 scuffing, seizing, galling 등을 광범위하게 스코어링으로 통칭하고 있다[1]. 미국계통의 기술분야에서는 스코어링을 고온 스코어링(hot scoring)과 저온 스코어링(cold scoring)으로 구분하고 있다. 고온 스코어링은 고속 운전시 표면의 섬광온도(flash temperature)에 기인한 용착과 접촉방향으로 재료를 이탈시키는 형태를 나타내고, 저온 스코어링은 저속의 기어에서 윤활막 파단으로 표면에 줄질(filing)한 듯한 손상이 발생하는 것을 나타낸다. 유럽에서는 고온 스코어링 손상은 스킨피이라 하고 저온 스코어링손상만을 스코어링이라 부르고 있다.

2. 스코어링 강도에 영향을 미치는 인자

스코어링 강도에 대한 연구는 오래 전부터 수행되어 왔으나 손상의 형태가 다양하고 스코어링에 영향을 미치는 인자가 매우 많기 때문에 특정한 물리량만으로 평가하기는 어렵고 면압 강도나 굽힘강도처럼 일관된 설계자료가 제공되어 있지 않다. 그러나 그림 1에 나타낸 바와

같이 속도와 전달하중을 변수로 한 기어의 작동조건을 살펴보면 고속의 운전조건에서 스코어링 발생 위험성이 있기 때문에 기어 설계시 스코어링에 대한 고려가 필요하다. 사진 1은 피니언 이끝에서 발생한 스코어링이며, 사진 2는 스코어링 발생부위를 확대한 것이다. 스코어링이 발생되면 마찰력이 증가하고 소음이 증가하여 실질적으로는 쉽게 감지되나 현장에서는 충분한 동력으로 기어를 구동하고 있기 때문에 특별한 상태진단 기술의 적용없이 스코어링 발생을 초기에 감지하기 매우 어렵다.

스코어링 강도에 영향을 미치는 인자들은 Fig. 2에 분류되어 있는 바와 같이 기어 자체의 인자로서는 설계제원, 가공 및 조립정도가 영향을 미치며, 또한 동력 전달특성과 운전시 기어에 작용하는 동하중, 과부하, 속도변동 및 충격성 부하도 중요한 인자가 되고 기어재료, 윤활제, 윤활 방법도 스코어링에 영향을 미친다[2].

가. 기어의 제원 및 형상

모듈, 압력각, 치폭, 전위량, 헬릭스각 및 치형수정 등에 따라 접촉부의 압력과 속도가 달라진다. 제원설계에서는 PV값(P-압력, V-속도)을

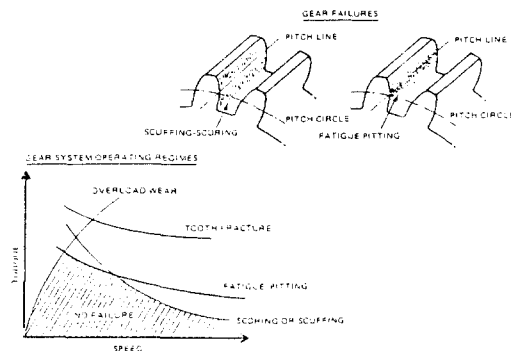


그림 1. 기어의 운전영역과 손상형태



사진 1. 피니언 이끝부분의 스코어링 손상

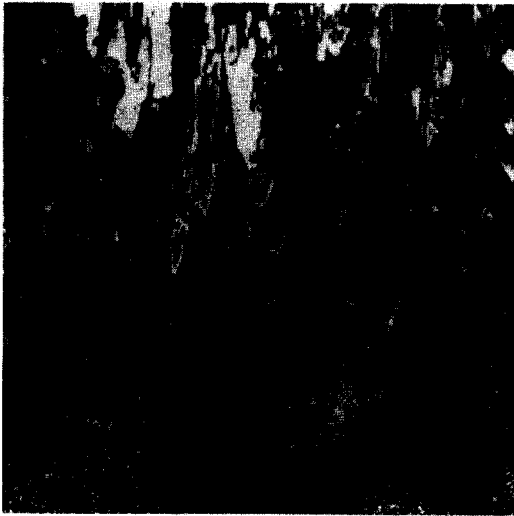


사진 2. 스코어링 발생 부분을 확대한 사진

최소로 하여 치표면의 온도 상승이 작아지도록 고려하여야 한다.

나. 가공 및 조립정도

기어의 오차가 커지면 접촉시 하중이 불균일하게 분포하고 물림과정에 따라 하중의 크기가 심하게 변동된다. 그리고 물림오차가 크면 하중전달이 균일하지 못하고 치가 동하중을 받게 된다. 이러한 하중변동은 스코어링 강도를 저하시키는 요인이 된다. 또한 치의 표면조도는 마찰열 발생에 직접적인 영향을 미치기 때문에 마무리 가공이 불량할 경우 스코어링 강도는 크게 저하된다.

다. 동력전달 특성

고체마찰을 근거로 하고 있는 섭광온도 계산식을 살펴보면 치면의 온도상승은 전달하중의

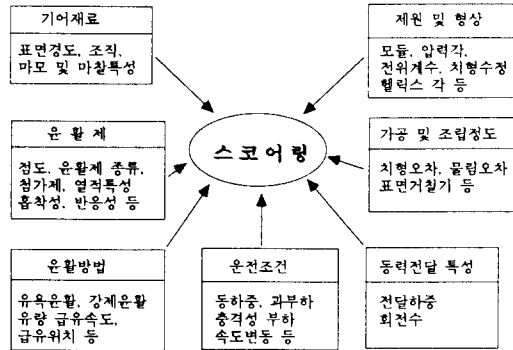


그림 2. 스코어링 강도에 영향을 미치는 인자

3/4승, 피치원 접선속도의 1/2승에 비례하게 된다. 그러나 전달하중과 회전수는 대부분의 설계에서 구속되는 것으로 이를 조정하기는 어렵다.

라. 운전조건

기어의 정도와 피동부, 구동부의 종류와 특성에 따라 기어의 치접촉시 동하중, 과부하, 속도변동, 충격성 부하 등이 작용하여 스코어링에 적지 않은 영향을 미치기 때문에 설계시 이에 대한 고려가 요망된다.

마. 윤활제 성질

윤활제의 점도, 성분 및 첨가제 등은 스코어링 강도를 결정하는 가장 큰 요인으로 윤활제에 따라 스코어링 한계가 정해져 있다. 또한 윤활제와 기어재료와의 흡착성, 반응성 및 윤활제의 열적 성질도 스코어링에 큰 영향을 미친다.

바. 윤활방법

윤활제는 적당한 양을 적절한 윤활 개소에 올바른 방법으로 공급하여야 최대 윤활효과를 얻을 수 있으며, 이에 따라 스코어링 강도특성도 좋아진다. 따라서 윤활제의 공급량, 급유속도, 급유위치 등에도 주의를 기울여야 한다.

사. 기어재료의 표면특성

재료의 금속조직, 표면의 경도 및 마모특성, 열적성질도 스코어링에 큰 영향을 미친다. 예를 들면, 오스테나이트 조직이 증가하면 스코어링이 발생되기 쉽고, 윤활제에 유허계 첨가제를 넣으면 재료표면과 반응하여 화학적 부식을 촉진시키지만 스코어링 강도는 향상된다. 또한 열전도성이 우수한 재료는 접촉부에서 발생된 열을 외부로 방출하여 치면에서의 온도를 떨어뜨려

스코어링 강도를 증가시키는 효과를 나타낸다.

3. 스코어링 강도 계산

기어의 정상적인 마모진행과정은 다음과 같다. 길들이기 과정에서 날카롭게 돌출되어 있는 돌기(asperity)들이 제거되면서 초기피팅이 발생된다. 초기피팅은 실접촉면적을 증가시켜 접촉응력을 감소시키게 되며, 길들이기가 완료되면 발생이 중지된다. 정상 운전상태하에서는 표면의 상대운동에 의하여 기어의 물림에 영향을 주지 않는 크기가 작은 정상마모가 생긴다. 운전시간이 경과되어 반복되는 하중으로 재료가 피로한계에 도달하게 되면 본격적으로 피팅이 발생되고 계속 운전시 크랙이 내부로 확산되어 스펠링(spalling)이라고 불리는 큰 입자의 이탈이 일어나며, 기어의 물림이 원활하지 못하게 되어 스코어링, 스웨이징(swaging)등의 마모가 유발된다.

대부분의 기어에서는 일반적으로 피팅 발생 이후에 스코어링이 나타나나 경우에 따라서는 피팅 발생 없이 스코어링이 생기기도 한다. 스코어링의 한 원인으로는 치형오차와 표면의 마무리 불량에 의한 유막파단으로 재료 표면간의 직접 접촉이 발생되어 표면 긁힘이 생기게 되며 이를 저온 스코어링이라 부른다. 고속운전조건하의 기어에서는 정도가 양호한 경우에도 스코어링이 발생할 수 있는데 이는 이끝 부분에서 접촉압력과 큰 미끄럼속도의 조합이 순간적인 온도상승을 크게 유발시켜 이에 따라 윤활제가 분해되고 재료표면에서 응착이 일어나기 때문이며, 이러한 현상을 고온 스코어링이라 한다.

스코어링 강도평가에는 표 1에 제시한 바와 같이 여러가지 방법이 있다. 고온 스코어링은

접촉부의 온도를 기본개념으로 하여 PV, PVT 방법, 섬광온도 계산방법 등이 사용된다. 한편 저온 스코어링의 경우에는 비유막두께를 계산하여 평가하는 방법이 사용되고 있다.

3.1 PV, PVT에 의한 평가

치면에서의 접촉압력을 P, 미끄럼속도를 V라 하면 PV값은 열에너지로 변환 가능한 물리량으로 PV값이 클수록 열발생이 많아진다. 이러한 개념하에서 PV방법은 PV값의 최대치를 스코어링 판정기준으로 사용한다. 기어의 미끄럼 속도는 이끝 부분에서 가장 크기 때문에 피니언 이끝에서의 PV값이 최대로 된다.

자동차용 기어에 대한 PV값과 스코어링 관계를 조사한 자료[3]에 의하면 광유계통의 윤활제를 사용하는 경우 $PV=1.5 \times 10^6 \text{ lb} \cdot \text{ft}/\text{in}^2 \cdot \text{s}$ [$3.2 \times 10^8 \text{ kg}/\text{m} \cdot \text{s}$] 이하인 경우 스코어링이 발생하지 않고 1.8×10^6 [3.9×10^8] 이상이 되면 부분적으로 스코어링이 발생 한다고 보고되어 있다.

PV값은 윤활제의 종류에 따라 다르며, 설계시 일반적으로 다음의 PV값을 스코어링에 대한 한계치로 사용하고 있다.

PV값의 스코어링 한계치

광유

$$PV=1.5 \times 10^6 \text{ lb} \cdot \text{ft}/\text{in}^2 \cdot \text{s} \quad [3.2 \times 10^8 \text{ kg}/\text{m} \cdot \text{s}]$$

EP윤활제

$$PV=4 \times 10^6 \text{ lb} \cdot \text{ft}/\text{in}^2 \cdot \text{s} \quad [8.6 \times 10^8 \text{ kg}/\text{m} \cdot \text{s}]$$

하이포이드유

$$PV=5 \times 10^6 \text{ lb} \cdot \text{ft}/\text{in}^2 \cdot \text{s} \quad [10.7 \times 10^8 \text{ kg}/\text{m} \cdot \text{s}]$$

PV값에 의한 방법은 자동차용 기어를 대상

Table 1. Scoring calculation methods

Method	Kind of scoring	Developed
PV, PVT	Hot scoring	1940s
Flash temperature	Hot scoring	1940s-1950s
Scoring criterion	Hot scoring	1960s
Specific film thickness	Cold scoring	1960s-1970s
Integral temperature	Hot scoring	1970s

으로 한 운전조건에서 확립된 것이기 때문에 일반적인 판정기준으로 적용하기 어렵다. 이러한 문제점을 보완한 것이 PVT방법이며, PVT는 PV값에 피치점에서 이끝까지의 거리 T를 곱한 것으로 피니언과 기어의 이끝 부분에서 PVT값은 다음과 같이 계산된다.

$$(PVT)_p = \frac{\pi n_p}{360} \left(1 + \frac{Z_p}{Z_g}\right) \left(\rho_p - \frac{d_p}{2} \sin \phi_t\right)^2 P_p \quad (1)$$

$$(PVT)_g = \frac{\pi n_g}{360} \left(1 + \frac{Z_p}{Z_g}\right) \left(\rho_g - \frac{d_g}{2} \sin \phi_t\right)^2 P_g \quad (2)$$

여기서

$$P_p = 5,740 \sqrt{\frac{T_p}{FLZ_p} \frac{c \sin \phi_n}{\rho_p(c \sin \phi_t - \rho_p)}}$$

$$P_g = 5,740 \sqrt{\frac{T_g}{FLZ_g} \frac{c \sin \phi_n}{\rho_g(c \sin \phi_t - \rho_g)}}$$

P = 접촉압력

T_p = 피니언 토크

F = 치폭

L = 작용선 길이

Z = 치수

c = 중심거리

d = 피치원 직경,

ρ = 이끝부분의 곡률반경

n_p = 피니언 회전수(rpm)

ϕ_t = 축직각 압력각

ϕ_n = 치직각압력각

첨자 p-피니언, g-기어

PVT값에 대한 한계치는 다음과 같이 사용하고 있다.

광유 PVT = $8.8 \times 10^6 \text{kg}_t/\text{s}$

기어유 $11.2 \times 10^6 \text{kg}_t/\text{s}$

하이포이드유 $20.1 \times 10^6 \text{kg}_t/\text{s}$

3.2 접촉부 온도에 의한 평가

섬광온도(Flash temperature), SI(Scoring Index) 및 Integral temperature에 의한 방법은

서로 유사한 방법으로서 접촉부의 온도를 기준으로 스코어링의 발생여부를 판단한다. 섬광온도는 두 물체가 Hertzian접촉상태하에서 상대운동을 할 때 접촉부에서 예상되는 최대 지역적인 온도(local temperature)로 Block에 의해 개념이 정립되었다[4]. 기어의 치접촉 특성을 고려할 섬광온도 계산식은 다음과 같다.

$$T_f = T_b + \frac{c_f W_t (v_1 - v_2)}{\cos \phi_t F_e (\sqrt{v_1} + \sqrt{v_2}) \sqrt{B/2}} \quad (3)$$

여기서

T_f = 섬광온도(flash temperature)

T_b = 벌크온도(bulk temperature)

c_f = 재료계수

f = 마찰계수(f=0.06)

W_t = 접선방향하중

F_e = 유효치폭

v_1, v_2 = 피니언과 기어의 접선방향 속도

B = 접촉폭

이 식을 살펴보면 섬광온도에 영향을 미치는 것은 접촉부에 작용하는 하중과 미끄럼 속도로 PV 방법에 의한 평가와 개념적으로 동일하다. 앞서서도 기술한 바와 같이 스코어링은 주로 치의 이끝부분에서 발생하는 마모현상으로 섬광온도계산은 피니언의 이끝부분을 대상으로 계산을 수행하며, 피니언의 이끝에서 스코어링 강도가 만족되면 기어의 이끝에서도 만족하게 된다. 섬광온도에 대해서는 윤활제 종류에 따라 표 2에 제시되어 있는 값을 최대 허용치로 사용하고 있다.

Table 2. Design limit of flash temperature to prevent scoring

Kind of oil	Specification	$T_f(^{\circ}\text{F})$
Petroleum	SAE 10	250
	SAE 30	375
	SAE 60	500
	SAE 90(gear lubricant)	600
	75 SUS at 100 ^o F	330
Diester	75 SUS at 100 ^o F	330
Peroleum	SAE 30 plus mild EP	425

섭광온도 계산은 매우 복잡하기 때문에 간단하게 스코어링 발생 위험도 여부를 기어 제원 및 운전조건으로 평가하는 방법이 Dudley에 의해 제안되었으며, 평기어, 헬리컬기어, 베벨기어의 스코어링 평가에 유용하게 활용되고 있다[5]

$$S.I. = \left(\frac{W_t}{F_c} \right)^{3/4} \frac{n_p^{1/2}}{P_d^{1/4}} \quad (4)$$

여기서 P_d 는 지름피치이다.

이 방법은 스코어링 인덱스를 계산하고 표 3과 비교하여 SI값이 표에 있는 기준값보다 작을 경우에는 스코어링 발생 위험이 낮으며, 큰 경우에는 스코어링에 의한 손상이 발생될 소지가 크기 때문에 세밀한 평가작업을 수행하여야 한다.

스코어링 인덱스에 의한 평가방법은 개념적으로 섭광온도 계산방법과 동일하며, 스코어링 인덱스와 섭광온도는 다음과 같은 관계에 있다.

$$T_f = T_b + Z_t(S.I.) \quad (5)$$

$$Z_t = 0.0175 \frac{(\sqrt{\rho_1} - \sqrt{\rho_2/mg})P_d^{1/4}}{(\cos \phi_1)^{3/4} [\rho_1 \rho_2 / (\rho_1 + \rho_2)]^{1/4}}$$

여기서 Z_t 는 형상계수이며, m_g 는 기어비이다. 스코어링에 대한 설계로 최근에 사용되고 있는 것은 다음과 같이 integral temperature를 계산하여 기준값과 비교하는 방법이다.

$$T_f = T_b + Z_t Z_s Z_c \quad (6)$$

여기서

Z_t = 형상계수

Z_s = 표면계수(Surface finish constant)

Z_c = 스코어링 인덱스

이 방법은 섭광온도 계산식에 표면의 마무리 상태를 고려하고 있다. 식[6]에서 T_b 는 기어본체의 온도이나 실제 계산에서는 일반적으로 기어장치에 유입되는 윤활제 온도를 사용하고 있다. Z_t 는 치형형상계수로 무차원화된 값이며 식[5]로 계산할 수 있으나 표준치형의 기어에 대해서는 계수값이 표로 제공되어 있으므로 이를 이용하는 것이 간편하다. Z_s 는 표면거칠기를 고려한 계수로 표 4에서 선정하면 된다. 또한 Z_c 는 스코어링 인덱스로 영미 단위계에서는 식[4]로 계산되고 미터 단위계에서는 다음 식으로 계산된다.

Table 3. Critical scoring index numbers

Blank temperature, °F	100°	150°	200°	250°	300°
Kind of oil	S. I. number				
AGMA 1	9,000	6,000	3,000		
AGMA 3	11,000	8,000	5,000	2,000	
AGMA 5	13,000	10,000	7,000	4,000	
AGMA 7	15,000	12,000	9,000	6,000	
AGMA 8A	17,000	14,000	11,000	8,000	
Grade 1065, Mil-O-6082B	15,000	12,000	9,000	6,000	
Grade 1010, Mil-O-6082B	12,000	9,000	6,000	2,000	
Synthetic (Turbo 35)	17,000	14,000	11,000	8,000	5,000
Synthetic Mil-L-7808D	15,000	12,000	9,000	6,000	3,000

Table 4. Surface finish constant, Z_s

Surface roughness (CLA value)	Z_s	Comments
0.3µm (12µin)	1.2	Usually honed, after finish ground
0.5µm (20µin)	1.5	Fine finish
0.75µm (30µin)	1.7	Good finish
1.0µm (40µin)	2.0	Nominal finish
1.5µm (60µin)	2.5	Poor finish

Table 5. Integral temperature limit and scoring probability

Risk of scoring	Low		High	
	°C	°F	°C	°F
Synthetic oil				
Mil-L-7808	135	275	175	350
Mil-L-23699	150	300	190	375
Mineral oil				
Mil-L-6081, grade 1005	65	150	120	250
Mil-L-6086, grade medium	160	325	200	400
SAE 50 motor oil with mild EP	200	400	260	500
Mil-L-2105, grade 90 (SAE 90 gear oil)	260	500	315	600

$$Z_c = \left(\frac{W_t}{F} \right)^{0.75} (n_p)^{0.5} \left(\frac{m_t^{0.25}}{1.094} \right) \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7)$$

여기서 m_t 는 축직각 모듈이다.

Integral temperature에 의한 평가기준은 표 5와 같다.

다. 비유막 두께에 의한 평가

유막파손은 저온 스코어링을 유발하는 요인이 된다. 유막의 두께는 $\mu(10^{-6}\text{m})$ 단위로 표면거칠기의 크기와 큰 차이가 없기 때문에 다음 식과 같이 유막두께를 복합 표면 거칠기로 나눈 무차원 값을 비유막 두께로 정의하고 운할상태 및 특성을 평가하는데 사용하고 있다.

$$\gamma = \frac{h_m}{\sigma}, \sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} \quad (8)$$

여기서 λ 는 비유막두께, h_m 은 최소유막두께이며, σ_1 과 σ_2 는 두 표면의 표면거칠기이다.

유막두께의 이론적 해석은 매우 복잡하고 수치해석의 전문지식을 요하기 때문에 많은 연구자들은 이론적, 실험적 결과를 분석하여 간편하게 유막두께를 계산할 수 있는 실험식을 제안하여 왔다. 유막두께에 대한 실험식 중 선접촉의 원통 모델에서는 Dowson과 Higginson이 제안한 다음의 식이 주로 사용되고 있다[6].

$$h_m/R = 2.65U^{0.7}G^{0.54}W^{-0.13} \quad (9)$$

이 식에서 U, G, W는 무차원화한 계수로 다음과 같다.

$$U = \eta_0 v / (EP) \quad \text{속도계수}$$

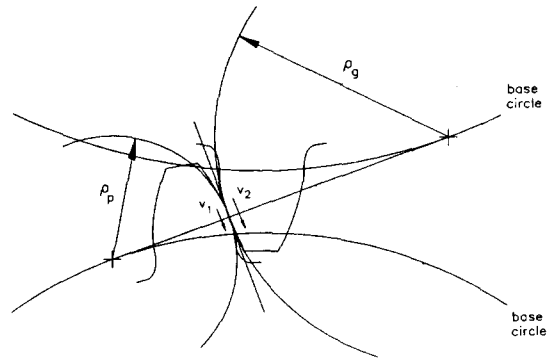


그림 3. 기어의 접촉모델

$$W = w / (ER) \quad \text{하중계수}$$

$$G = \alpha E \quad \text{물성계수}$$

여기서 R은 등가곡률반경, v는 평균 굴림속도, η_0 는 대기압 하에서의 점도이며, α 는 압력점도 지수이다.

기어에서는 유막두께 계산시 그림 3에 도시한 바와 같이 접촉점에서 곡률반경을 구해 두 개의 원통이 접촉하는 것으로 모델링하며, 계산은 주로 피치점을 대상으로 수행하고 있다. 평치차의 피치점에서의 곡률반경을 기어비와 중심거리로 나타내면 다음과 같다.

$$\rho_p = \frac{c}{1 + m_g} \sin \phi, \quad \rho_g = \frac{m_g c}{1 + m_g} \sin \phi \quad (10)$$

따라서 등가 곡률반경은

$$R = \frac{\rho_p \rho_g}{\rho_p + \rho_g} = \frac{m_g c}{(1 + m_g)^2} \sin \phi \quad (11)$$

Table 6. K factors for gears

	K Factor	Pinion speed given	Gear speed given
K _a	Helical	$mg^{0.43}/(mg \pm 1)^{1.56}$	$mg^{1.13}/(m_g \pm 1)^{1.56}$
	Bevel	$mg^{0.27}/(m_g^2 + 1)^{0.43}$	$mg^{1.13}/(m_g^2 + 1)^{0.43}$
K _b	All types	$(\eta_0 \pi n_p / 30)^{0.7}$	$(\eta_0 \pi n_g / 30)^{0.7}$
K _c	Helical	$(c \sin \phi)^{1.13} / \cos^{1.56} \psi$	
	Bevel	$(A \sin \phi)^{1.13} / \cos^{1.56} \psi$	

Remark (+) : external gear, (-) : internal gear
 A : pitch cone distance, ψ : helix or spiral angle

그리고 피치점에서 피니언과 기어의 접선방향 속도는 동일하며, 다음과 같이 구해진다.

$$v = \frac{\pi n_p}{30} \frac{c}{1 + m_g} \sin \phi \quad (12)$$

또한 단위 치폭당의 분포하중은 다음식으로 계산된다.

$$W = \frac{W_t}{F \cos \phi} \quad (13)$$

식[11]-식[13]을 Dowson-Higginson식에 대입하면 다음의 결과가 얻어진다.

$$h_m = \frac{2.65 \alpha^{0.54}}{E^{0.03} W^{0.13}} \left(\eta_0 \frac{\pi n_p}{30} \right)^{0.7} (c \sin \phi)^{1.13} \frac{m_g^{1.13}}{(mg + 1)^{1.56}} \quad (14)$$

이 식은 평치차에 대해서 유도한 것이지만 헬리컬 기어와 베벨기어에 대해서도 각각의 접촉특성을 고려하여 마찬가지로 방법으로 유도할 수 있으며, 최종적으로 다음과 같이 정리된다.

$$h_m = \frac{2.65 \alpha^{0.54}}{E^{0.03} W^{0.13}} K_a K_b K_c \quad (15)$$

여기서 K는 표 6에서 계산된다.

비유막두께를 기준으로 한 기어의 스코어링 발생 여부 판별은 다음과 같다.

$2 \leq \lambda$ 치의 접촉부가 유막에 의하여 충분히 분리되어 윤활에 의한 표면 손상이 거의 발생하지 않는다.

$0.7 \leq \lambda \leq 2$ 혼합윤활 영역으로 접촉부의 일부는 유막에 의해 분리되고 일부는 금속끼리의 접촉을 하게 되어 스코어링, 피팅 등의 마모 발생률이 비유막 두께 감소에 따라 증가한다.

$\lambda \leq 0.7$ 경계윤활 상태에서 운전되고 있으며, 하중과 온도가 마모형상 및 마모발생을 지배하고 심한 마모가 일어난다.

기어에서 비유막 두께가 2 이상인 윤활상태가 바람직하나 기어는 동력전달이 주목적으로 윤활조건이 매우 가혹하여 비유막 두께 2 이상으로 설계하기 어렵고 윤활제에 첨가되는 극압제 등의 각종 첨가제가 마모방비효과를 나타내기 때문에 비유막 두께 1 이상이면 만족할 만한 설계로 평가된다.

4. 결 론

기계장치가 소형, 고속화됨에 따라 기어의 사용조건은 가혹해 지고 있다. 기어가 고속고부하의 조건에서 운전될 때 면압이나 굽힘강도는 충분하여도 윤활측면에서는 많은 문제점을 야

기할 수 있다. 윤활측면의 문제는 정확히 예측하기 불가능 하지만 기어에서는 치 접촉부에서 예상되는 최대 온도와 최소유막두께를 계산하여 설계자료로 활용하고 있으며, 이를 스코어링 강도라고 통칭하고 있다.

스코어링은 윤활제와 밀접한 관계에 있으므로 윤활제 선정, 급유방법 결정등에 있어서 스코어링 측면에서의 검토가 필요하다. 스코어링 강도 향상 방법으로는 치형의 이끝부분 수정, 치표면의 MoS_2 코우팅 등이 적용되고 있으며, 이에 대한 전문지식은 참고문헌을 참조하기 바란다.

참 고 문 헌

1. AGMA 110.03, "Nomenclature of Gear-Tooth Wear and Failure," American Gear Manufactures Association, 1964.
2. 日本機械學會, 齒車強さ設計材料, 1979.
3. Almen, j. O., Mechanical Wear, American Society for Metal, 1950.
4. H. Blok, "The Flash Temperature Concept," Wear, Vol. 6, pp. 483-494, 1963
5. D. W. Dudley, Handbook of Practical Gear Design, McGraw-Hill, Inc., 1984.
6. D. Dowson and G. R. Higginson, Elastohydrodynamic Lubrication, Pergamon Press, 1977.
7. Y. Terauchi, "Scoring of Spur Gear Teeth," ASLE, Vol. 40, pp. 13-20,
8. Y. Terauchi, H. Nadano and M. Kohno, "Effect of MoS_2 Films on Scoring Resistance of Gears," J. of Mechanism, Transmissions, and Automation in Design, Vol. 108, pp. 127-134, 1986.

1. AGMA 110.03, "Nomenclature of Gear-Tooth Wear