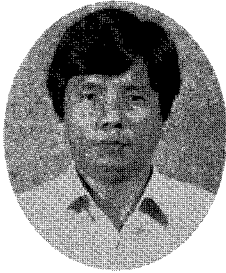


潤滑實際



저어널베어링의 소요유량,  
오일온도 및 틈새 (I)

서울대학교 機械設計學科 教授 韓 東 哲

내연기관에 있어서 저어널베어링은 특별히 높은 하중을 받고 있다. 계열가공으로 인하여, 주어진 공차범위에 들어 있다 하더라도 유체윤활 이론에서 가정한 것만큼 베어링이 이상적인 조건으로 사용되고 있는 것은 아니다. 이 외에도 윤활유는 오랜시간 사용후에는 더러워지게 마련이며, 잠간동안 윤활유공급이 중단될 수도 있는 것이다. 이러한 어려운 조건하에서 저어널 및 베어링의 재료는 중요한 역할을 맡게 된다. 이러한 재료의 영향이 몹시 크기 때문에 저어널 베어링이 최적으로 설계되어 있는지에 대하여 이론적으로 검토하는 경우는 드물다. 이것은 특히 고하중을 받는 베어링에 대한 적합한 자료를 얻기 힘들기 때문이다.

본고에서는 내연기관의 주베어링과 크랭크베어링의 올바른 기본 설계에 대하여 개관할 수 있도록 몇개의 방정식과 그래프를 제시하고자 한다.

등온베어링의 열평형

미끄럼베어링내에서는 마찰로 인하여 열이 발생한다. 이 열은 윤활유와 함께 운반되거나 전달되어 밖으로 나간다. 빠져나가는 열량과 발생하는 열량이 시간당 같아지면 베어링의 온도 분포는 시간적으로 일정하게 된다. 모든 열이 윤활유와 함께 밖으로 빠져나간다고 가정한다면 일정한 베어링온도분포하에서 다음과 같은 평형식이 성립한다.

$$M_w = c_p V (\vartheta_2 - \vartheta_1) \dots\dots\dots (1)$$

여기서 M은 마찰모우멘트,  $\omega$ 는 저어널의 회전각속도, c는 윤활유의 비열,  $\rho$ 는 윤활유의 밀도, V는 유량,  $\vartheta_1$ 은 유입되는 윤활유의 온도,

$\vartheta_2$ 는 유출되는 윤활유의 온도이다.

많은 계산에 있어 베어링내의 윤활유점성에 대한 지식은 중요하다. 베어링내에서 윤활유의 온도는  $\vartheta_1$ 과  $\vartheta_2$  사이의 값을 갖게 되거나 국부적으로 조금 더 높을 수 있다. 이에 따라 윤활유의 점성도 큰 차이를 나타내게 된다. 그러나 평균온도에서의 평균점성을 취한다면 일반적으로 좋은 결과를 얻을 수 있다.

$$\bar{\vartheta} = \vartheta_1 + \frac{1}{2} (\vartheta_2 - \vartheta_1) = \frac{1}{2} (\vartheta_1 + \vartheta_2) \dots\dots\dots (2)$$

식 (1)의  $\vartheta_2$ 대신에  $\bar{\vartheta}$ 를 대입하면 평형식은

$$M_w = 2c_p V (\bar{\vartheta} - \vartheta_1) \dots\dots\dots (3)$$

이 되며 일반적으로 세계의 크기 M, V,  $\bar{\vartheta}$  가 미지수가 된다. 다음에는 M과 V의 크기를 계산하는 방법에 대하여 설명하고자 한다.

오일흐름을 갖는 베어링의 오일流量

미끄럼베어링의 소요유량에 대하여는 이미 많은 논문들이 발표되었다. J. Holland<sup>(1)</sup>는 윤활유 소요유량과 그가 수행했던 실험에 대하여 종합적으로 나타내었다. 따라서 소요유량에 대한 방정식유도는 여기서 생략하고자 한다. 다음의 모든 식들은 압력유동과 저어널이 완전히 360° 둘러싸인 베어링에 관한 것이다. 오일흐름을 갖는 베어링의 윤활유동량은

$$V_{or} = \frac{\pi D s^3 P_1}{48 \eta \ell} \left( 1 + \frac{3}{2} \epsilon^2 \right)$$

이 되며, 여기서 D는 저어널직경,  $\ell$ 은 그림 1에서 보는 바와 같이 하중을 지지하고 있는 베어링 반쪽의 폭, s는 윤활틈새의 높이,  $p_1$ 은유

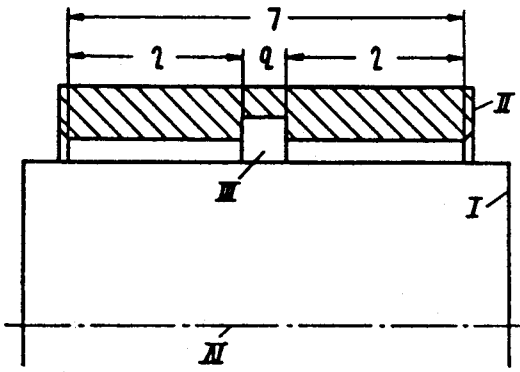


그림 1. 오일홈을 갖는 베어링의 폭방향 단면  
 I 저어널                    b 오일홈 나비  
 II 베어링셸                l 베어링 유효폭  
 III 오일홈                 L 베어링 전체폭  
 IV 베어링 축

입압력,  $\eta$ 는 점성,  $\epsilon = 1 - 2(h_0/s)$ 는 저어널의 편심을,  $h_0$ 는 하중을 받는 베어링의 최소 틈새높이가 된다.

환형홈을 갖는 베어링의 윤활유량  $V_{OR}$  (하첨자 o는 진원형, R는 Ring형 홈을 가리킨다)은 점성이 같으면 저어널의 회전수에 따라 미소하게 변하므로 식 (4)는 모든 회전속도 범위에서 유효하다고 볼 수 있다. 주베어링에서 환형홈을 180° 반쪽에만 있도록 설계할 경우는 홈은 하중을 덜 받고 있는 쪽에 오도록 한다. 저어널에 하중이 작용하면 편심이 되므로 홈이 있는 쪽의 베어링과 저어널사이의 틈새는 상대쪽보다 더 넓다. 이 경우에도 360°에 걸쳐 오일홈이 있는 경우의 소요유량과 거의 같은 오일이 유동되므로 식 (4)는 충분한 근사식으로 사용될 수 있다.

실제에서는 소위 레몬형 口徑形狀을 갖는 저어널베어링이 흔히 쓰인다. 이것은 같은 반경을 갖는 두개의 반원형베어링이 서로 중심이 어긋나도록 합쳐져 있는 베어링으로써 합쳐진(또는 분리된) 부분의 틈새높이(수평틈새  $s_{II}$ )는 그에 수직된 방향의 틈새높이(수직틈새  $s_I$ )보다 크다. 틈새  $s_I$ 는 큰 하중이 주로 가해지는 방향으로 오게 한다. 그림 2는 틈새비  $s_{II}/s_I$ 에 따른 流量比  $C_{RZ} = V_{RZ}/V_{OR}$ 의 변화를 나타내는데  $V_{RZ}$ 는 레몬형의 베어링에 적용되는 유량이고  $V_{OR}$ 은 진원형베어링이 틈새  $s_I$ 을 갖을 때의 유량이다. 이 그래프는 저어널이 베어링 한 쪽에 물려있는 경우인 편심을  $\epsilon = 1$ 에서의 계산결과에 근거한 것이다. 레몬형베어링에서의 유량을 계산하려면 그림 2에서  $C_{RZ}$ 를 읽어내고

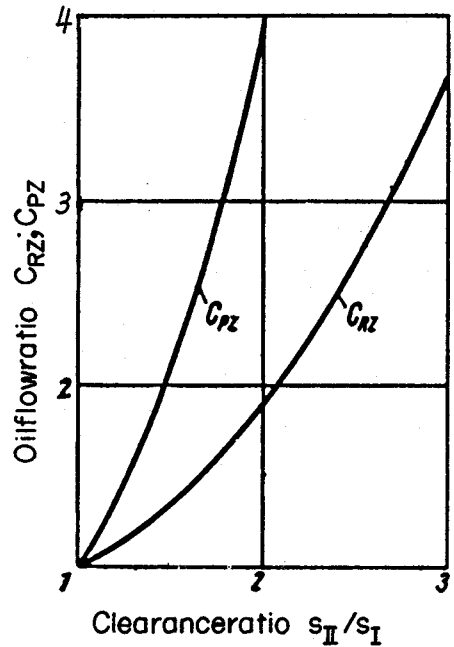


그림 2. 레몬형베어링의 틈새비  $s_{II}/s_I$ 에 따른 소요유량비  $C_{RZ}$  및  $C_{PZ}$

식(4)의  $V_{OR}$ 을 곱하면 된다. 주로 큰 하중하에서의 유량이 문제가 되므로 편심을  $\epsilon = 1$ 에 근거한 계산식은 좋은 근사식이 되는 것이다.

### 오일홈이 없는 베어링의 오일流量

오일홈을 갖지 않고 단지 직경  $d_o$ 의 급유구만 갖는 베어링의 유량  $V$ 는 환형홈을 갖는 베어링의 유량  $V_{OR}$ 에 비하여 계산하기 훨씬 어렵다. 그림 3은 베어링셸을 급유구를 중심으로 펼쳐놓은 것이며 윤활유流線, 等圧線이 나타나 있다. 流線의 밀집상태는 일정한 단면을 통하는 流量의 척도가 되며 등압선의 밀집상태는 오일의 압력강하에 대한 척도가 된다. 그림 3에 따르면 오일의 75%가 원주위를 따라 폭방향으로 흘러나가는데 그 원주범위는 베어링폭  $L$ 의 85%에 해당되는 것이다. 즉 베어링幅比  $L/D = 0.5$ 일 경우에 75%의 공급오일이 베어링 전체원주의 14%에 해당되는 부위로 밖으로 빠져나간다. 베어링의 폭  $L$ 이 직경  $D$ 보다 작으면 베어링의 직경과 폭의 비는 큰 영향을 미치지 않는다.

유량을 그래프를 이용하여 풀면 식 (3)의 해를 구하는데 많은 어려움이 있게 된다. 따라서

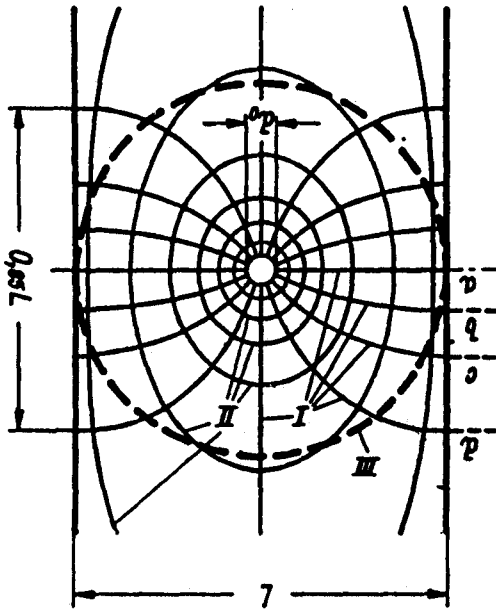


그림 3. 오일流入口 근처의 流動場

- $d_0$  : 유입구 직경     $L$  : 베어링 폭
- I : 유선
- II : 등압선
- III : 유입구를 중심으로 베어링 양단을  
          지나는 원

유량의 척도가 되는 크기의 영향을 올바르게 표현할 수 있는 간단한 공식을 만들어야 한다. 반경 방향의 유동(2)을 가정하고 직경  $L$ 의 원주위 III에 대기압 ( $p=0$ )이 작용한다면 유량은 다음과 같다.

$$V = \frac{\pi h^3 p_1}{6\eta l_n(L/d_0)} \dots\dots\dots(5)$$

이것은 직경  $L$ 을 갖는 두개의 원판이  $h$ 의 틈새를 갖고 원판중심에 직경  $d_0$ 의 유입구로부터 압력  $p_1$ 의 오일이 공급될 때의 유량에 해당하는 것이다. 그러나 그림 3의 유동장에서 직경  $L$ 의 원주 위에는 대기압 이상의 압력이 작용하며 베어링 양단 부근에만 대기압으로 떨어지는 것이다. 따라서 식 (5)는 너무 많은 유량을 계산하여 줄 것이 틀림없다.

더 정확한 계산방법(3,4)에 대한 오차를 추정하기 위하여 그림 4에 유선으로 갈려진 구역 a, b, c, d를 관찰하여 보자. 구역 a와 b의 원주부근에는 압력이 거의 영이 되고 구역 c에서는 압력이 중앙 급유구로부터 원주에 이르는 동안 약 1/12로 줄어들고 구역 d에서는 약 1/6로 줄어

든다. 이로부터 식 (5)의 유량오차는 대략 6%에 달하는 것으로 추정할 수 있다. 중앙급유구의 직경  $d_0$ 의 변화는 유동의 형태에 거의 영향을 미치지 않는다. 그러나 압력선이 그 위치를 이동하게 된다. 이 오차는 폭비  $L/d_0$ 이 증가함에 따라 약간씩 커진다. 예를 들어  $L/d_0=4.3$ 이면 약 12%의 오차가 발생한다. 또한 베어링의 원주방향으로 압력강하가 서서히 이루어진다면 더 큰 오차를 감수하여야 한다. 이것은 베어링폭비  $L/D > 1$ 일 경우에 현저하게 나타난다. 따라서 두개의 평행한 원판모델은 오일 흡이 없는 베어링의 유량을 간단하게 계산할 수 있도록 한다.

오차를 더 작게하기 위하여 원판의 직경을 베어링폭에 따라 조절하여 줄 수 있다. 그러나 저어널의 회전운동으로 유량이 경우에 따라 증가한다는 것을 생각한다면 원판의 직경을 베어링폭으로 선택하는 것이 합당하다. 따라서 식(5)는 모든 엔진베어링의 일상회전속도에서 근사적으로 유효하다고 간주할 수 있다. 특별히 작은 틈새에서 평균점성과 식 (5)의 유량이 회전수에 따라 변하는 것에 대하여는 후에 언급하기로 한다.

주베어링이 반 혹은 완전한 원형의 링홈을 갖는데 반해 크랭크베어링에는 홈이 없으므로 식 (5)의 유량을 적용하게 된다. 크랭크베어링의 유입구는 저어널에 뚫려있는 작은 구멍이 된다. 이 구멍은 가장 오랫동안 가장 큰 틈새를 갖는 범위에 놓여있게 된다. 이것은 특히 질량력이 큰 역할을 하게 되는 고속에서 적용하는 것이다. 점화시의 上死点에서만 급유구는 임시로 최소 틈새부위에 가 있게 된다. 구멍이 항상 최대 틈새 부위에 존재한다고 가정한다면  $h = \frac{1}{2}(1 + \epsilon)s$

로 놓을 수 있다. 따라서 식 (5)로부터 크랭크베어링의 유량  $V_{op}$ (하첨자 o는 진원형 베어링 p는 크랭크베어링[독일어 pleuellager]을 나타냄)를 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$V_{op} = \frac{s^3(1 + \epsilon)^3 p_1}{35\eta \log(L/d_0)} \dots\dots\dots(6)$$

식 (4)와 (6)을 서로 비교하면 유량의 편심율에 따른 차이를 명확히 알 수 있다. 편심율  $\epsilon$ 이 0에서 1로 변하면 홈을 갖는 베어링의 유량  $V_{or}$ 은 2.5배 증가하는 반면 크랭크베어링의 유량  $V_{op}$ 은 8배 증가한다. 링홈을 갖는 베어링에서 음수의  $\epsilon$ 은 대칭성으로 인하여 양수의 경우와 꼭 같은 영향을 미친다. 그에 반해서 크랭

크베어링에서  $\epsilon = -1$  은 저어널이 베어링면의 유입구위치에 놓여 있게 되며 이 경우에 식 (6)의  $V_{OP} = 0$  이 된다.

주베어링이 흡을 갖고 있지 않는 경우에는 식 (6)으로 유량을 계산한다.

오일흡을 갖는 베어링에서와 마찬가지로 방법으로 흡을 갖지 않는 레몬형 크랭크베어링의 유량을 계산할 수 있다. 그림 2 에는 이에 해당하는 유량비  $C_{PZ} = V_{PZ} / V_{OP}$  에 관한 곡선이 나타나 있으며, 여기서  $V_{PZ}$  는 오일흡을 갖지 않는 레몬형 크랭크베어링의 유량을 뜻한다. 이 곡선에서도 저어널은 회전하면서 편심율  $\epsilon = 1$  의 상태에 있는 것으로 간주하고 있는 것이다. 레몬형 크랭크베어링의 유량은 식 (6)의  $V_{OP}$  와 그림 2 의  $C_{PZ}$  를 곱한 값이다.

그림 2 에 따르면 레몬형의 구경형상은 오일흡을 갖는 주베어링에서 보다 오일흡을 갖지 않는 크랭크베어링의 유량에 지대한 영향을 미친다는 것을 알 수 있다.

**마찰 모우멘트**

베어링틈새내의 저어널의 회전은 마찰을 불러 일으킨다. 저어널원주에 작용하는 마찰력 R 과 저어널에 작용하는 하중 P의 관계는 마찰계수 f로 표기하며 마찰모우멘트 M은 마찰력과 저어널 반경의 곱이 된다.

$$f = \frac{R}{P} = \frac{2M}{DP} \dots\dots\dots (7)$$

마찰계수 f 대신에 저어널베어링의 무차원 마찰수  $fD/s$  를 도입하면 마찰모우멘트는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$M = \frac{fD}{s} \cdot \frac{Ps}{2} \dots\dots\dots (8)$$

**오일흡을 갖는 베어링의 평균오일온도**

이제 유량과 마찰모우멘트에 관한 식들을 얻었으므로 이들을 평형식 (1) 및 (3)에 대입하여 근사적으로 유출오일온도  $\vartheta_2$  및 평균오일온도  $\bar{\vartheta}$  를 얻을 수 있다. 식 (3), (4)로부터 오일흡을 갖는 진원형 베어링 ( $s \text{ I} = s \text{ II} = s$ ) 에 대하여 다음과 같은 관계식을 얻는다.

$$\frac{fD}{s} \cdot \frac{Ps\omega}{2} = 2c\rho(\bar{\vartheta} - \vartheta_1) \frac{\pi D s^3 p_1}{48\eta l}$$

$$\left(1 + \frac{3}{2}\epsilon^2\right) \dots\dots\dots (9)$$

$$\text{또는 } \frac{\pi}{24} c\rho p_1 (\bar{\vartheta} - \vartheta_1) \left(\frac{s^2}{\ell D \eta \omega}\right)^2 = B \dots\dots\dots (10)$$

$$B = \frac{P \cdot s^2}{2\ell D^3 \eta \omega} \cdot \frac{fD}{s} \cdot \frac{1}{1 + \frac{3}{2}\epsilon^2} \dots\dots\dots (11)$$

여기서 B는 하중지지용량에 해당되는 Sommerfeld 수

$$S_o = \frac{Ps^3}{2\ell D^3 \eta \omega} \dots\dots\dots (12)$$

와 마찰수  $fD/s$ , 그리고 상대편심율  $\epsilon$ 의 함수를 포함하고 있다.

저어널과 베어링사이의 직접적인 마찰이 일어나지 않는다면 마찰은 점성으로 인한 오일의 전단력에 기인한다. 유체윤활의 동압(hydrodynamic) 이론으로 부터 이러한 경우의 Sommerfeld 수와 마찰수, 그리고 Sommerfeld 수와 편심율사이의 관계는 이미 알려져 있다. 그림 4는 Sassenfeld와 Walther<sup>(6)</sup>의 연구결과를 이용하여 계산한 B의 값으로서, 편심율  $\epsilon$ 의 함수가 된다. 베어링의 폭비  $L/D \leq \frac{1}{2}$  이고 편심율  $\epsilon = 0.9$ 이면 B의 값은 근사적으로 3이 된다. 여기에서 고려하여야 할 것은  $\ell$ 은 하중을 지지하는 베어링의 유효폭을 가르킨다는 것이다. 오일흡을 갖는 베어링은 폭  $\ell$ 을 갖는 두개의 베어링으로 간주할 수 있다. 베어링길이의 합  $L \leq D$  이면  $B = 3$ 을 적용시킬 수 있다. 반원형의 오일흡을 갖는 베어링에도 식 (10)이 근사적으로 적용되며  $\ell = L$ 이 되어야 한다. 베어링 폭  $L \leq 0.5D$ 인 경우에도  $B = 3$ 은 적용시킬 수 있는 근사값이며, 따라서 내연기관에 쓰이는 베어링의 대부분의 칫수에 적용된다.  $B = 3$ 일 때 식 (10)은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$s^4 = \frac{72(\omega \ell D)^2}{\pi c \rho p_1} \cdot \frac{\eta^2}{\bar{\vartheta} - \vartheta_1} \dots\dots\dots (13)$$

이 식은 베어링틈새 s와 평균오일온도  $\bar{\vartheta}$  사이의 관계를 표현하고 있으며 또한 온도에 의해 변하는 점성을 포함하고 있다. 하나의 예로써 그림 5는 여러가지 오일의 점성이 온도에 따라 심하게 변하는 것을 보여주고 있다.

식 (13)을 풀자면 우선 급유온도  $\vartheta_1$ 에 대하여

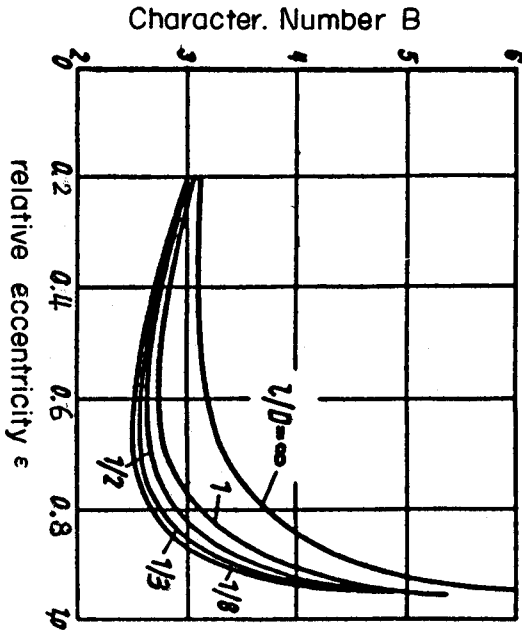


그림 4. 오일홀을 갖는 베어링의 여러가지 폭비 L/D에 있어 편심율도에 따른 특성수 B의 변화

설명해야 한다. 이것은 전체 윤활계통에 따라 변하는 것이며 베어링의 설계자료로 주어지는 것이 아니다. 그러나 실제에서 온도  $\vartheta_1$ 이 최대로 얼마나 올라가는지 알 수 있다. 디젤엔진에 있어서는 일반적으로 약  $90^\circ\text{C}$ 이며 가솔린엔진에 있어서는 약  $120^\circ\text{C}$ 이다. 물론 오일이 피스톤냉각에 얼마나 쓰이느냐에 따라 달라지게 된다.

식 (13)을 풀기 위하여 급유온도  $\vartheta_1$ 을 주고 임의의 평균온도  $\bar{\vartheta}$ 에 대응하는 점성을 그림 5에서 읽어 낸다. 이 점성과 그 외의 다른 값들을 식 (13)에 대입하여 틈새 s를 계산한다. 여러가지의  $\bar{\vartheta}$ 값에 대응하는 s값을 구하면 s와  $\bar{\vartheta}$ 의 관계를 하나의 곡선으로 표현할 수 있다. 그림 6에는 그러한 곡선들이 s를 횡축으로, 그리고  $\bar{\vartheta}$ 를 종축으로 하여 그려져 있다. 이로써 평균오일온도를 틈새 s의 함수로써 알아낼 수 있는 간단한 방법을 얻게된 것이다. 그림 6의 곡선에서 평균오일온도는 틈새가 작아질수록 급격히 올라가는 것을 볼 수 있다. 유출오일의 온도  $\vartheta_2$ 는 식 (2)에 따라  $\xi$ 과  $\xi_1$ 의 값을 갖고 구할 수 있는 것이다.

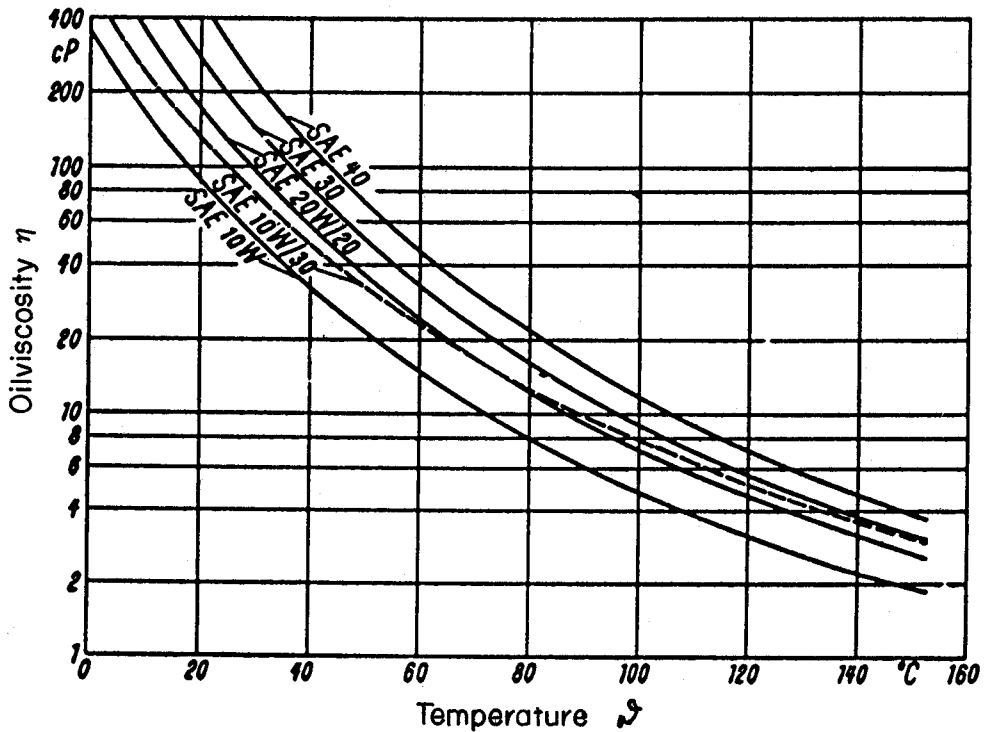


그림 5. 오일점성의 온도에 따른 변화

$$\text{밀도 } \rho = \left( 0.89 - \frac{0.0007}{^\circ\text{C}} (\vartheta - 20^\circ\text{C}) \right) \frac{\text{kg}}{\text{lit}}$$

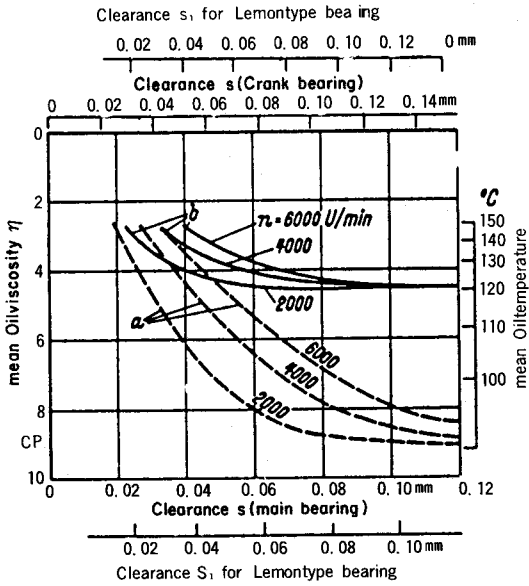


그림 6. 진원형베어링에서 평균점성 $\eta$ , 평균오일 온도  $\bar{\vartheta}$ 와 틈새  $s$ 의 관계(레몬형 베어링에서는 수직방향 틈새  $s_I$ ) a는 급유 온도 90°C, b는 급유온도 120°C,  $\eta$ 는 저어널 회전속도

그림 6은 이러한 그래프의 통상적인 사용방법에 맞도록 작성한 것이다. 즉 틈새를 주고 예상되는 오일온도를 계산하면 된다. 설계자는 이 그래프를 최소틈새를 결정하는데 사용하고저 할 것이다. 그러나 이 방법에 있어서 간단히 결정된  $B=3$ 으로 인하여 어떠한 오차가 발생하는지 알고저 한다. 식 (13)으로부터 틈새를 계산하기 위하여 등기호의 오른쪽항의 4승근을 구하여야 한다. 이것으로부터  $B=3$  대신에  $B=4$ 를 택한다면 7%의 오차가 있다는 것을 알 수 있다. 따라서  $B=3$ 이라는 근사값은 주어진  $L/D$ 의 한계값 이상에서도 커다란 오차를 불러 일으키지 않는다는 것을 알 수 있다.

식 (13)은 진원형베어링에 대하여 유도된 식이다. 그러나 엔진의 주베어링과 크랭크베어링에 있어서는 레몬형베어링이 쓰일 수 있다. 또한 식 (13)은 베어링틈새와 평균오일온도의 관계에 있어 열평형조건에 따라 만들어진 것이다. 레몬형베어링에 진원형베어링에서와 같은 유량이 흐른다면, 또 틈새는 다르지만 그 외의 조건이 같다면 평균오일온도는 두가지 베어링에 있어서 거의 같은 값을 갖게 된다. 이 때의 레몬형베어링의 틈새에 진원형베어링의 틈새를 등

가틈새로써 대응시킬 수 있다. 앞에서 흡을 갖는 베어링의 유량에 대하여 설명한 바에 따르면 편심율  $\epsilon = 1$ 에서 등가틈새는

$$s = \sqrt[3]{C_{RZ} s_I} \dots\dots\dots (14)$$

이 되는데  $s_I$ 는 레몬형베어링의 수직방향 틈새이다.

식 (14)를 이용하여 그림 6에는 틈새  $s_I$ 에 대한 새로운 척도의 횡축이 그어져 있다. 이로써  $\bar{\vartheta}$ 는 직접  $s_I$ 의 함수로 읽어낼 수 있다.

### 오일흡을 갖지 않는 크랭크 베어링의 평균오일온도

오일흡을 갖는 베어링에서와 같은 방법으로 크랭크베어링에 대한 평균오일온도를 결정할 수 있다. 우선 진원형베어링에 대하여 생각해 보자. 식 (6)과 (8)을 평형식 (3)에 대입하고 정리하면

$$\frac{4}{35} c \rho p_1 (\bar{\vartheta} - \vartheta_1) \frac{1}{LD \log(L/d_o)} \left( \frac{s^2}{D \eta \omega} \right)^2 = E \dots\dots\dots (15)$$

을 얻는다. 여기서 특성수 E는 다음과 같다.

$$E = \frac{P s^2}{LD^3 \eta \omega} \cdot \frac{fD}{s} \cdot \frac{1}{(1+\epsilon)^3} \dots\dots\dots (16)$$

특성수 B와 유사하게 형성된 특성수 E는 문헌 (5)에 따라 계산되어 그림 7에 편심율  $\epsilon$ 의 함

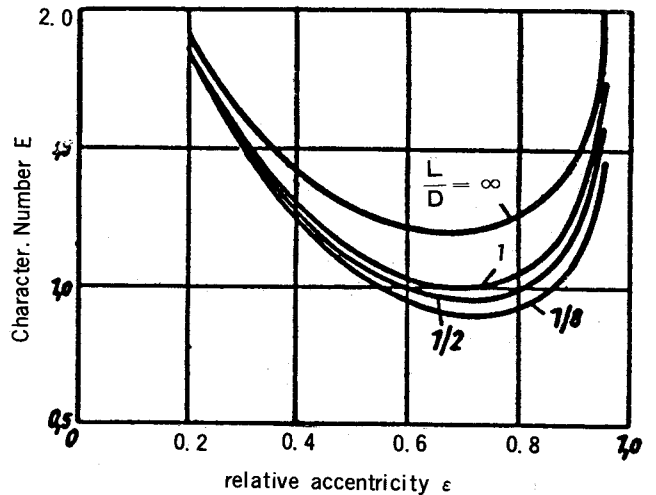


그림 7. 특성수E(식 16)의 편심율  $\epsilon$ 에 따른 변화(오일흡이 없는 베어링의 여러가지 폭비  $L/D$ 에 관한 것)

수로써 그려 나타내어 졌다.

베어링의 폭비  $L/D \leq 1$  인 경우에는  $0.4 \leq \epsilon \leq 0.9$ 의 범위에서  $E = 1$ 을 충분한 근사값으로 적용할 수 있다. 따라서 식 (15)로부터 다음의 식을 얻는다.

$$s' = \frac{8.8\omega^2 L D^3 \log(L/d_o)}{c \rho p_1} \frac{\eta^2}{\bar{\rho} - \rho_1} \dots\dots\dots (17)$$

식 (17)의 계산은 앞에서 설명한 바와 같다. 레몬형베어링에서는 오일홀이 있는 경우처럼 등가름새를 사용하게 된다. 식 (14)대신에 다음의 식을 사용한다.

$$s = \sqrt[3]{C_{PZ} S_1} \dots\dots\dots (18)$$

그림 6에서 이 경우의 척도가 왼쪽에 그려져 있다.

참고문헌

- 1) Holland, J : Beitrag zur Erfassung der Schmierverhältnisse in verbrennungskraftmaschinen. VDI-Fortschr.-Heft 475. Düsseldorf 1959
- 2) Dennison, E. S. : Film-lubrication theory and engine-bearing design. Trans. ASME 58 (1936) pp. 25/36
- 3) McKee, S. A. : Oil flow in plain journal bearings. Trans. ASME 74 (1952) pp. 841/848.
4. Wilcock, D. F. and M. Rosenblatt : Oil flow, key factor in sleevebearing performance. Trans. ASME 74 (1952) pp. 849/866.
- 5) Sassenfeld, H. u. Walther, A. : gleitlagerberechnungen. VDI-Fortschr.-Heft 441. Düsseldorf 1954

