

潤滑實際



저어널베어링의 소요유량, 오일온도 및 틈새(II)

서울대학교 機械設計學科 教授 韓 東 哲

엔진의 저어널베어링에 있어서 오일온도는 주어진 회전속도에 대하여 베어링틈새의 함수로 계산될 수 있으며 이 함수관계를 이용하여 허용 최소틈새를 구할 수 있다. 오일온도를 알면 더 나아가서 유막두께, 마찰손실동력, 유량을 산출할 수 있다. 유량에 따라 오일펌프의 용량과 베어링틈새의 상한선이 결정되는 것이다.

평면 유막 두께

유막두께는 베어링에 작용하는 동적하중에 따라 계속적으로 변하고 있다. 이 유막두께를 정확히 계산하는 것은 매우 어렵다.⁽⁷⁾ 단순한 비교를 목적으로 한다면 베어링하중의 시간적 평균치를 이용하여 유막두께를 결정하는 것으로 충분할 때가 많다. 그러나 이런 방법은 비교하려는 베어링에 동적하중이 유사한 형태로 작용하는 경우에 적용될 수 있다. 왜냐하면 하중과 유막두께의 관계가 선형적이 아니기 때문이다.

그림 8에는 G. Vogelpohl⁽⁸⁾에 따른 360° 진원형 베어링에 대한 무차원 유막두께의 베어링틈새와 베어링 폭비 L/D에 대한 변화곡선이 나타나 있다. 여기에서 유막두께 h_o 와 베어링틈새 S_{II} 는 평균오일점성 η , 저어널의 회전속도 n, 베어링 평균면압 $\bar{P}=P/LD$ 와 저어널 직경 D로써 무차원화 되었으며 평균면압 \bar{P} 는 베어링에 작용하는 면압의 시간적 평균치로 이해될 수 있다.

전편에서 오일온도 및 점성계산에 있어서 베어링하중이 고려되지 않았으며 식 (10)과 (15)에 B=3과 E=1을 놓고 계산하였다. 적절한 베어링틈새만을 구하기 위해서는 그러한 계산법은 큰 오차를 초래하지 않는다. 그러나 계산된 오일온도에 대하여는 오차가 조금 있게 된다.

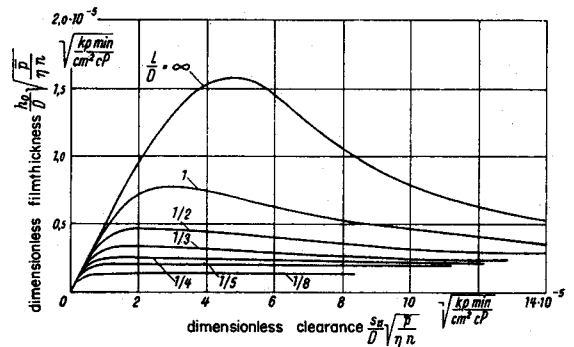


그림 8. 무차원 유막두께 $\frac{h_o}{D} \sqrt{\frac{P}{\eta n}}$ 의 여러 가지 베어링 폭비 L/D와 무차원 베어링 틈새 $\frac{S_{II}}{D} \sqrt{\frac{P}{\eta n}}$ 에 따른 변화
 D : 저어널 직경 (mm)
 L : 베어링 길이 (폭) (mm)
 n : 저어널 회전수 (rpm)
 P : 베어링 평균면압 (kgf/cm²)
 S_{II} : 수평방향 베어링 틈새 (mm)
 h_o : 하중하에서의 유막두께 (mm)
 η : 오일 점성 (cP)
 kp = kgf

유막두께를 구한 다음 이에 따른 편심량을 계산하고 그림 4와 그림 7로부터 B값과 E값을 정확히 읽어 식 (10)과 (15)로부터 오일의 온도와 점성을 계산하면 더욱 정확한 값을 얻게 된다. 그러나 이것은 어디까지나 이론적인 값이며 실제에 있어 편심량이 대단히 크게 되면 베어링 표면가공이나 오일의 오염등이 큰 영향을 미치게 된다. 이외에도 열전달등이 고려되지 않았다. 대부분의 경우에는 지금까지의 계산정확도로서 충분하다.

마찰 손실 동력

베어링의 마찰손실동력 N_R 은 다음식으로 계산된다.

$$N_R = M_w \dots\dots\dots (19)$$

또는 마찰모우멘트를 식 (8)에 따라 구할 수 있다.

$$N_R = \frac{fD}{s} \frac{P_s}{2} w \dots\dots\dots (20)$$

이 식들은 진원형베어링에 대한 것들이며 레몬형베어링에 대하여는 s 를 $\sqrt{s_1 s_{11}}$ 로 대체하면 된다.

$$N_R = \frac{fD}{\sqrt{s_1 s_{11}}} \frac{P \sqrt{s_1 s_{11}}}{2} w \dots\dots\dots (21)$$

그림 9 에는 마찰수 $fD/\sqrt{s_1 s_{11}}$ 가 상대 유막 두께 $h_o/\sqrt{s_1 s_{11}}$ 의 함수로 나타나 있으며 식 (21)을 사용하여 베어링의 마찰손실동력을 구할 수 있다.

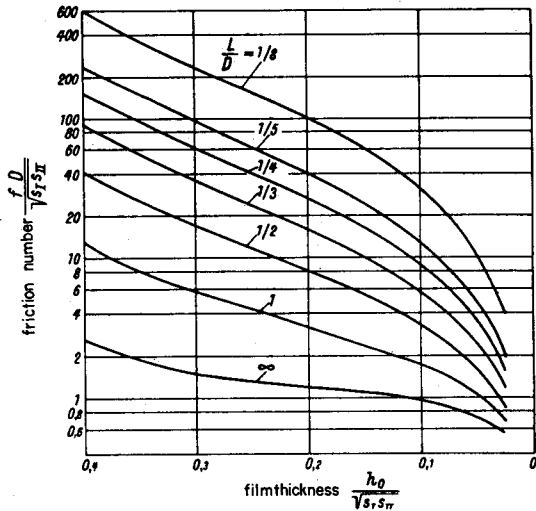


그림 9. 여러가지 베어링 폭비 L/D에 대한 마찰수 $fD/\sqrt{s_1 s_{11}}$ 의 상대 유막두께 $h_o/\sqrt{s_1 s_{11}}$ 에 따른 변화
 D: 제어널 직경
 L: 베어링 길이(폭)
 f: 마찰계수
 h_o : 평균유막두께

오일 펌프의 용량

베어링의 여러가지 운전조건에 대한 평균 오

일점성이 구해졌으면 식 (4)와 (6)에 따라 유량을 계산할 수 있다. 최소틈새에 대하여는 베어링에서 발생하는 마찰열을 밖으로 내어 보내고 주어진 오일온도를 초과하지 않는데 필요한 최소 소요유량이 구해진다. 최소틈새에 공급하는 오일압력이 어느 수준값을 유지하도록 주의 기울여야 한다. 최대틈새를 갖고 있는 베어링에는 훨씬 더 많은 유량이 흐르게 된다. 여기에 유량이 모자라면 베어링을 손상시키지는 않겠으나 유압이 낮아지게 된다. 모든 엔진베어링은 하나의 윤활시스템으로 묶여있기 때문에 최소틈새를 갖는 베어링에 유압이 낮아지면 이 베어링은 소요량보다 적은 오일을 공급받게 된다. 모든 베어링이 최대틈새를 갖을 때의 소요유량을 합하면 오일펌프로부터 공급되어야 할 유량이 구해진다. 최대틈새를 갖는 베어링에서의 오일점성은 오일팬의 오일온도에서의 값을 취하면 충분히 정확하다.

소요유량은 편심량에 따라 달라진다. Cranks how와 Menrath(9)는 운전중의 베어링마멸을 고려하기 위하여 편심량 $x=0.9$ 와 최대 틈새보다 0.025mm만큼 더 큰 베어링틈새에 대한 유량을 선택하라고 제안하였다. 그러나 여기에서 주어진 식은 레몬형베어링의 경우도 고려 하였으므로 최대틈새와 편심량 $x=1$ 일 때의 소요유량을 산출하면 충분하다. 특히 경금속으로 만들어진 엔진블럭의 경우 운전온도에서의 실제 최대틈새를 계산에 고려하여야 한다. 피스톤 냉각등 소요유량이 더 많아질 경우도 이것을 오일펌프 용량 결성에 고려하여야 한다.

적절한 베어링 틈새의 선정

설계자에게 아주 중요한 것은 최소틈새의 확정이다. 그림 6에 따르면 평균 오일온도는 틈새가 작아질수록 올라간다. 최소틈새는 오일온도가 주어진 값을 초과하지 않도록 결정되어야 한다. 주어진 허용오일온도에 알맞는 최소틈새는 그림 9에서 읽어낼 수 있다.

단지 최소틈새만 구명하고자 한다면 식 (13)과 (17)의 해만 구하면 된다. 이 식들은 다음절에서 식 (23)과 (24)에 단위를 포함하여 또한번 주어진 다. 이 식에 허용 평균오일온도와 그림 6에서 얻어지는 오일점성 및 최대오일팬온도 그리고 최대회전속도와 베어링 크기를 대입하면 된다. 여기서 얻는 최소틈새는 진원형베어링에 대한 것이며 레몬형베어링에 대하여는 식 (14)와 (17)을 이용하여 보간법을 써서 수직틈새 s_1 를 구한다.

이 이론적인 최소틈새는 동압유회이론에 근거한 값이며 가공 및 조립의 오차, 표면거칠기, 오일오염, 저어널의 경사 등 때문에 오일온도는 상승될 수 있다. 따라서 최소틈새는 크게 선정해야 하며 이론적인 최소틈새는 하한값으로 하면 된다.

한편 최대틈새는 오일펌프의 용량에 의거하여 결정될 수 있다. 이것은 경제성으로 인하여 무한정 크게 잡을 수 없는 것이다. 오일유량은 틈새의 3승에 비례하므로 곧 상한값에 도달하게 된다.

이로써 베어링틈새의 선정에 대한 두개의 극한값이 주어진 것이다. 여기에 덧붙여 크랭크 베어링의 하우징, 저어널, 베어링 두개의 공차로 인한 베어링틈새의 공차가 존재하게 된다. 이러한 공차역은 두개의 극한값 사이에 놓여 있어야 한다. 이를 위하여 평균 유막두께를 정하는 것은 큰 도움이 된다. 다른 한편 베어링재료와 관련된 가공가능성은 아주 중요하다. 가공정확도가 높고, 베어링의 축에 대한 적응성이 좋고, 알맞는 베어링재료로써 얇게 입혀진 상태이며 또한 베어링폭이 좁고, 오일휠터 및 표면 거칠기 상태가 양호하면 실제적인 최소틈새는 이론값 만큼 작게 선정될 수 있다. 실제조건들이 이론에서 가정한 것보다 많이 빗나갈 수록 최소틈새는 크게 결정되어야 한다.

지금까지의 고찰에서 실험식이 전혀 사용되지 않았기 때문에 베어링틈새를 더 정확하게 계산할 수 있게 하기 위하여 다른 것을 더 보충할 수 있다. 예를 들어 열전달의 영향은 그것이 마찰열의 반출이거나 피스톤연결봉을 통한 열의 전달이거나 간에 식 (3)에 계수를 추가함으로써 고려될 수 있다. 이 밖에도 허용평균오일 온도는 베어링과 축의 특성이나 엔진의 가공정도와 운전조건에 맞게 정할 수 있다.

중요 공식들의 나열

지금까지의 결과들을 사용하기 쉽게 하기 위하여 공식들을 나열해 본다. 공식들은 실제에서 적용되는 단위를 직접 대입할 수 있도록 그에 알맞는 계수를 포함하고 있다. 모든 길이(직경 D, 베어링 폭 L, 오일홈폭 b, 베어링 틈새 s, s₁, s₁₁와 유막두께 h₀)는 mm, 오일점성 η는 cP, 회전수는 rpm, 평균 하중 P는 kgf(독일은 kp), 베어링면압 \bar{P} 및 오일급유압력 P₁은 kgf/cm², 평균오일온도 $\bar{\theta}$ 와 오일팬 온도 θ_1 은 °C로 대입하면 된다. 오일의 비열과 밀도는 90°C에서

의 평균치인 c=220kgf/kg·°C, ρ=0.85kg/dm³을 적용한다.

오일홈을 갖는 베어링의 유효폭은

$$\ell = \frac{1}{2} (L - b) \dots\dots\dots(22)$$

진원형베어링이 원주방향으로 오일홈을 갖을 때의 베어링틈새 s와 평균오일온도 $\bar{\theta}$ 의 관계는

$$s^2 = K_1 \frac{LDn}{\sqrt{P_1}} \frac{\eta}{\sqrt{\bar{\theta} - \theta_1}} \dots\dots\dots(23)$$

이며 여기서 상수 K₁은 다음과 같다.

$$K_1 = 11.8 \cdot 10^{-10} \frac{\text{kgf}^{1/2} \cdot \text{min} \cdot \text{°C}^{1/2}}{\text{cP} \cdot \text{cm}}$$

레몬형베어링의 경우는 식 (14)의 보정 계수를 고려하면 된다.

오일홈을 갖지 않는 진원형 크랭크 베어링에서 베어링틈새와 평균오일온도와의 관계는

$$s^2 = K_2 \sqrt{\frac{D}{L} \lg\left(\frac{L}{d_o}\right)} \frac{LDn}{\sqrt{P_1}} \frac{\eta}{\sqrt{\bar{\theta} - \theta_1}} \dots\dots(24)$$

이며 여기서 상수 K₂는 다음과 같다.

$$K_2 = 7.3 \cdot 10^{-10} \frac{\text{kgf}^{1/2} \cdot \text{min} \cdot \text{°C}^{1/2}}{\text{cP} \cdot \text{cm}}$$

레몬형베어링의 경우는 식 (18)을 보정계수를 고려하면 된다.

이어서 그림 9로부터 평균유막두께 h₀를 구할 수 있다. 오일홈이 있는 경우는 L/D대신에 ℓ/D를 사용하면 된다.

그 다음 단계는 순수한 동압유체유회 하에서의 마찰수를 그림 10에서 읽어내고 마찰손실동력 N_R을 마력(HP)으로 계산하는 것이다.

$$N_R = K_3 \frac{fD}{\sqrt{s_1 s_{11}}} P_n \sqrt{s_1 s_{11}} \dots\dots\dots(25)$$

여기서 상수는

$$K_3 = 7 \cdot 10^{-7} \frac{\text{HP} \cdot \text{min}}{\text{kgf} \cdot \text{mm}}$$

원주방향으로 빙 둘러 오일홈을 갖는 베어링의 최대 유량 V_{OR} l/min(편심율 x=1)은

$$V_{OR} = K_4 \frac{Ds_1^3 P_1}{\eta l} \dots\dots\dots(26)$$

이며 상수는

$$K_4 = 960 \frac{l \cdot \text{cP} \cdot \text{cm}^2}{\text{min} \cdot \text{mm}^3 \cdot \text{kgf}}$$

오일홈이 반원주에만 둘러 있을 경우에도 윗식은 근사식으로 적용된다. 레몬형 베어링의 경우 최대유량 V_{RZ}는

$$V_{RZ} = V_{OR} \cdot C_{RZ} \dots\dots\dots(27)$$

의 관계로부터 얻으며 계수 C_{RZ} 과 C_{RP} 는 그림 2에서 구한다. 크랭크베어링의 최대 유량 V_{OP} l/min는

$$V_{OP} = K_s \frac{s_1^3 P_1}{\eta \lg(L/d_o)} \dots\dots\dots(28)$$

의 관계에서 구하며 상수는

$$K_s = 1350 \frac{l \cdot cP \cdot cm^2}{mim \cdot mm^3 \cdot kgf}$$

레몬형베어링의 최대 유량 V_{PZ} 는 그림 2의 계수 C_{PZ} 의 도움을 얻어 다음 식으로 계산한다.

$$V_{PZ} = V_{OP} \cdot C_{PZ} \dots\dots\dots(29)$$

계산예

위의 계산식들을 엔진의 주베어링과 크랭크베어링에 적용시켜 보기로 한다. 계산예에 사용된 설계자료는 최대회전속도 $n_{max}=4000rpm$, 오일은 SAE 20, 급유압력 $P_1=3 \text{ kgf/cm}^2$, 급유온도는 $\theta_1 \leq 120^\circ\text{C}$ 이다.

또한 주베어링에 관하여는

$$D=60mm, L=30mm, b=4 \text{ mm},$$

$$s_{II} = s_{II}, P=1800 \text{ kgf}$$

이며 크랭크베어링의 설계자료는 다음과 같다.

$$D=60mm, L=30mm, d_o=6 \text{ mm},$$

$$s_{II}-s_I=0.02mm, P=2160 \text{ kgf}$$

주베어링에 대하여 주어진 자료로써 식 (22)에 의하여 $l=13mm$ 을 얻고 식 (23)에 따라

$$s^2 = 21.23 \cdot 10^{-4} \frac{\eta}{\sqrt{\theta-120^\circ\text{C}}} \frac{mm^2 \cdot ^\circ\text{C}^{1/2}}{cP}$$

를 얻는다. 여러가지의 θ 값에 대하여 그림 5로부터 η 를 얻은 후 s 를 구할 수 있는데 틈새가 작아질수록 θ 가 급격히 상승함을 알 수 있다.

문제 전체에 대하여 개관할 수 있도록 여러가지 회전수와 오일팬의 온도에 대한 계산을 수행하여 본다. 회전수는 $n=2000, 4000, 6000rpm$ 을, 그리고 오일팬의 온도 $\theta_1=90^\circ\text{C}, 120^\circ\text{C}$ 로 변화시켜 본다.

주베어링은 진원형 베어링이므로 ($s=s_I=s_{II}$) $C_{RZ}=1$ 이며 따라서 그림 6으로부터 s 에 따른 η 와 θ 의 변화를 읽을 수 있다.

점성 η 가 알려져 있으므로 (s_{II}/D) $\sqrt{P/\eta \cdot n}$ 을 계산하고 그림 8로부터 (h_o/D) $\sqrt{P/\eta \cdot n}$ 을 읽어 유막두께 h_o 를 산출한다. 그림 10은 틈새 $s=s_I$ 에 따른 유막두께 h_o 의 변화를 나타내고 있다.

그 다음은 그림 9로부터 마찰계수 $fD\sqrt{s_I s_{II}}$

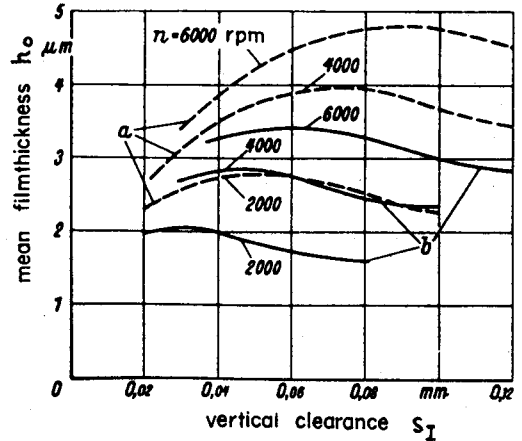


그림 10. 여러가지 회전수와 오일팬의 온도에 대하여 유막두께의 수직 틈새 s_I 에 따른 변화. a와 b는 각각 $\theta_1=90^\circ\text{C}$ 와 120°C 인 경우

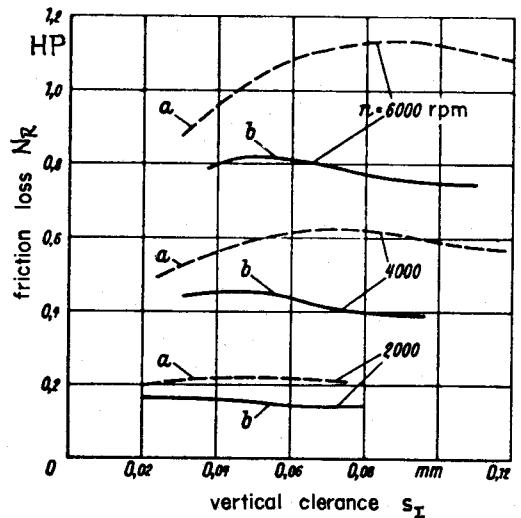


그림 11. 여러가지 회전수와 오일팬의 온도에 대하여 마찰손실동력의 수직 틈새에 따른 변화. a와 b는 각각 $\theta_1=90^\circ\text{C}$ 와 120°C 인 경우.

를 구하고 마찰손실동력을 식 (25)로부터 계산한다. 그림 11에 계산 결과가 도시되어 있다.

주베어링의 최대유량은 식 (26)으로부터 계산되며 그림 12에는 틈새 $s=s_I$ 에 따른 유량의 변화를 표시하였다.

크랭크베어링은 레몬형의 베어링이며 $s_{II}-s_I=0.02mm$ 이므로 틈새 s 의 계산은 식 (24)에 따라

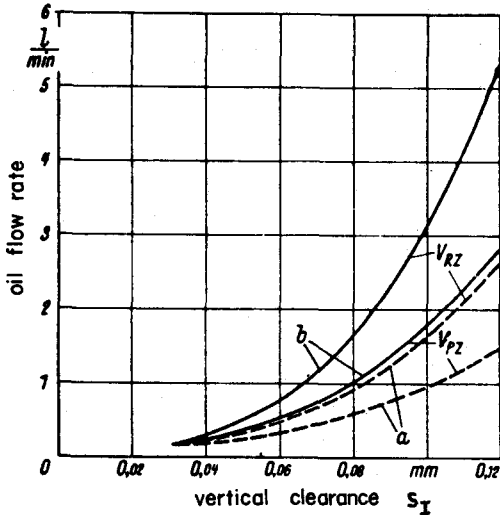


그림 12. 회전수 $n=4000\text{rpm}$ 과 (a) $\theta_1=90^\circ\text{C}$ 및 (b) $\theta_2=120^\circ\text{C}$ 에서 수직틈새 S_I 에 따른 주베어링의 유량 V_{RZ} 과 크랭크 베어링의 유량 V_{PZ} 의 변화

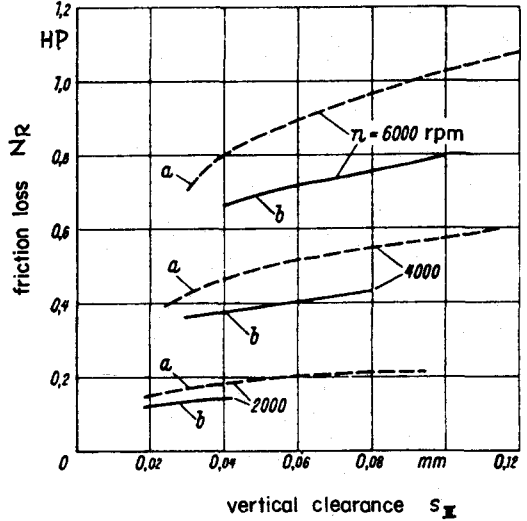


그림 14. 크랭크 베어링에 대하여 마찰손실동력 N_R 의 수직틈새 S_I 에 따른 변화. a와 b는 각각 $\theta_1=90^\circ\text{C}$ 와 120°C 인 경우

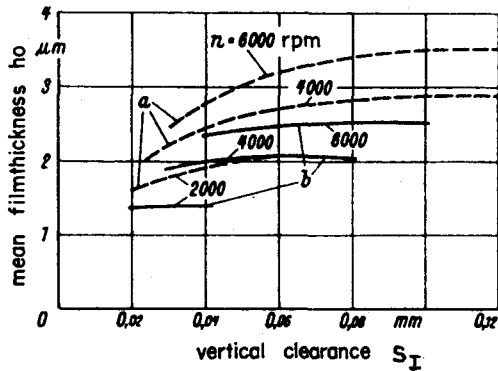


그림 13. 크랭크 베어링에 대하여 유막두께 h_o 의 수직틈새 S_I 에 따른 변화. a와 b는 각각 $\theta_1=90^\circ\text{C}$ 와 120°C 인 경우

수행하며 틈새와 오일온도 및 점성과의 관계는 그림 6에서 구한다. 그림 2에서 임의의 s_I 값에 대한 C_{PZ} 를 얻고 식 (18)을 이용하면 η 및 $\bar{\rho}$ 를 s_I 의 함수로 나타낼 수 있다.

크랭크베어링의 유막두께 h_o 와 마찰손실동력 N_R 의 계산은 주베어링에서와 같이 수행하며 그 결과는 그림 13과 14에 도시되어 있다.

계산결과에 대한 고찰

틈새가 작아질수록 오일온도가 상승함을 나

타내는 그림 6이 최소틈새를 결정하는 데 사용되었다. 회전수 4000rpm과 오일온도 120°C 에서 오일유출온도가 150°C 를 넘지 않는다고 가정한다면 베어링 내의 오일 평균온도는 135°C 가 되며 그림 6으로부터 주베어링에 대하여는 최소틈새 0.041mm 를 얻고 크랭크 베어링에 대하여는 0.045mm 를 얻는다.

베어링틈새의 공차는 하우징구멍공차, 저어널공차, 베어링셸의 두께공차로 이루어진다. 구멍공차를 $H6$ 로, 저어널 공차를 $h6$ 으로 잡으면 본 계산예에서는 각각 $19\mu\text{m}$ 가 되며 셸두께의 공차를 $6\sim 12\mu\text{m}$, 그리고 베어링틈새공차를 $12\mu\text{m}$ 로 선정한다면 전체틈새공차는 $62\mu\text{m}$ 가 된다. 이로서 주베어링의 틈새는 0.041 에서 0.103mm 까지 그리고 크랭크베어링의 틈새는 0.045 에서 0.107mm 까지의 변화범위를 갖는다.

그림 10 및 13에 따르면 유막두께 h_o 는 오일팬의 온도 120°C 에서 위의 최소틈새 근처에서 최대값을 갖으므로 틈새는 적절히 선택되었다고 볼 수 있다.

틈새 0.103 및 0.107mm 에 대하여 그림 12로부터 주베어링 최대유량 3.5l/min , 크랭크 베어링 최대유량 2.1l/min 을 얻게된다. 네개의 크랭크 베어링과 세개의 주베어링에 대하여 오일펌프의 용량은

$$(4 \cdot 2.1 + 3 \cdot 3.5) \text{l/min} = 18.9 \text{l/min}$$

이 되며, 이 용량을 갖으면 오일압력의 급작스러운 강하를 피할 수 있는 것이다.

마찰 손실 동력은 그림 11과 14에 따라 각각의 베어링에 대하여 0.44HP 및 0.40HP를 얻었다. 따라서 전체 베어링에 대하여는 약 3HP이 된다.

오일 유량은 평균오일 점성에 역비례한다. 회전속도가 4000 rpm에서 2000 rpm으로 줄면 점성은 약 40% 증가한다. 이것은 유량이 거의 30% 줄어든다는 것을 의미한다.

그림 12로 부터는 레몬형크랭크베어링이 틈새는 작으나 오일홀을 갖는 주베어링과 거의같은 유량을 갖는다는 것을 알 수 있다. 그러나 틈새가 클 경우는 유량의 변화가 매우 다르게 된다. 이러한 관찰을 통하여 레몬형베어링의 유리한 영향들을 연구할 수 있는 것이다. 또한 베어

링폭이 줄면 얼마나 유량이 증가하고 따라서 오일온도가 내려가는지 계산해 볼 수 있다. 그러한 경우에는 베어링틈새를 작게 선정할 수 있다. 그러나 극한의 경우에는 베어링내에서도 오일온도의 변화가 크다는 것을 고려하여야 한다.

참고문헌

- [6] Hahn, H. W : Gleitlager in Verbrennungsmotoren. MWM -- Nachr (1960) Nr.1 S. 5/40
- [7] Vogelpohl, G. : Betriebssichere Gleitlager - Springer Verlag 1958
- [8] Dayton, R. W. : Sleeve bearing material's. Cleveland Ohio 1949

유가하락 낭비하면
3 차파동 다시온다.