

유구(油溝) 및 유공(油孔)이 기관축수(軸受) 성능에 미치는 영향

한국어선협회 검사관리부
주임검사원 박 병 희

목 차

1. 머리말
2. 유구(油溝)와 유막(油膜)
3. 유공(油孔)과 유막(油膜)
4. 유구(油溝) 및 유공(油孔)과 급유량(給油量)
5. 맺음말

1. 머리말

기관운전에 있어서 가장 주의가 요망되는 것이 축수(軸受)운환이라고 생각되며 이에 대한 연구는 세계각국의 기관 MAKER 마다 그 MAKER가 생산해 내는 기관의 특성에 따라 여러가지로 장족(長足)의 발전을 가져왔고 앞으로 더욱 더 발전이 기대되는 분야인 것이며 이 중에서도 크랭크 축의 운환은 일반적인 축수(軸受)처럼 축수(軸受)하중의 크기와 방향이 운전중 일정한 것이 아니고 피스톤에 가해지는 가스의 폭발압력과 피스톤 운동에 의한 관성력(慣性力)의 합성력(合成力)이 매 사이클마다 각 위치에서 그 축수(軸受)가 받는 하중의 크기와 방향이 점차로 변하는 동하중(動荷重)의 연속이므로 축수(軸受)운환에 있어서 그 특성이 강조되는 바이다.

축수(軸受)운환을 고려할 때 급유법(給油法), 급유량(給油量), 유공(油孔), 유구(油溝), 축수간격(軸受間隔), 운환유점도(粘度), 및 유성(油性), 축수접촉면(軸受接觸面)의 넓이 축수상대운

동의 방향과 속도, 축수면에 가해지는 부하용량 등 여러가지 복합적인 요소들에 의해 정해져야 하겠지만 이들 중에서도 여기서 논하고자 하는 것은 유공(油孔)과 유구(油溝)의 형상과 위치 및 급유량(給油量)이 기관축수(軸受) 성능에 미치는 영향을 규명함과 아울러 이로 인한 축의 마모, 발열(發熱), 소착(燒着) 등의 발생에 대처코져하는 것이다.

2. 유구(油溝)과 유막(油膜)

축수(軸受)에 있어서 유구(油溝)를 내는 경우는 크게 두 가지로 나눌 수 있으며 그 응용에 관해서는 그 목적에 따라 각각 원칙에 어긋나지 않게 적당한 유구(油溝)를 내야 한다.

첫째, 기름을 축수면(軸受面)에 신속 균일하게 퍼지게 해서 유공(油孔)만 일 때보다 더 완전한 운환을 하고자 할 때,

둘째, 완전한 운환이 도저히 바랄 수 없을 때 하중측축수면(荷重側軸受面)의 경계운환 부분에서 소착(燒着)을 방지할 목적으로 그 부분 전체를 운환시키는 경우이다.

첫째 경우를 축수유막형성(軸受油膜形成)과 관련하여 유구(油溝)의 설치를 그림 2-1을 토대로 하여 생각해 보기로 한다.

그림 2-1 (a)의 경우를 축의 회전시 일반적인

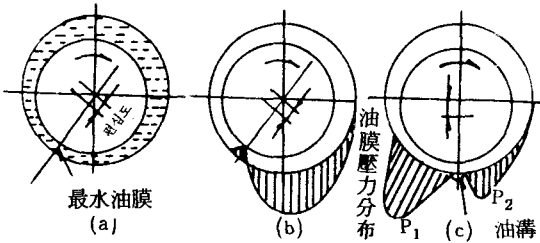


그림 2-1 유구(油溝)의 위치와 유막압력(油膜壓力) 사이의 관계

유막형성(油膜形成)이라 하고 이 때의 유막압력분포(油膜壓力分布)로 살펴 보면 쉘기형 유막의 끝으로 감에 따라 유막압력(油膜壓力)은 커지게 되고 이 유막압력은 회전증가와 더불어 오일펌프의 작용과 같이 더욱더 증가함으로써 그림 2-1 (b)와 같이 축을 완전히 유막(油膜)위로 올릴 수 있을 정도의 압력이 된다. 이 때 최대유막압력기점(最大油膜壓力起點)에 한개의 유구(油溝)를 설치한다면 유막압력분포(油膜壓力分布)는 최대유막압력(最大油膜壓力)보다 작은 2개의 압력분포 P_1 및 P_2 로 분리되어 그림 2-1 (c)와 같이 부하부담능력(負荷負擔能力)은 현저히 감소하게 되는 것이다.

이 결과를 토대로 유막압력 집결범위 내에서의 유구(油溝)설치는 바람직하지 못하며 크랭크핀 급유(給油)와 같이 축측(軸側)에서 원심적(遠心的)으로 주축수(主軸受)를 통하여 크랭크암으로써 행하여 질 경우 그림 2-2와 같이 유주(油柱)의 원심압력효과(遠心壓力效果)가 생기므로 이 유주원심압력(油柱遠心壓力) $P_c [P_c = 5.0 \times 10^{-9} N(R_1^2 - R_2^2)]$ 만큼 급유압력증가효과(給油壓力增加效果)가 있어 이 효과를 이용하여 유구(油溝)를 하중측전방(荷重側前方)에 가깝게 접근 시킴으로써 한층 윤활효과를 올릴 수 있다.

그림 2-3은 여러가지 유공(油孔)과 유구(油溝)의 형상이 마찰 및 축수온도, 유량(油量)과의 원주방향(圓周方向)으로의 유구(油溝)는 유량(油量)이 많아도 부하용량(負荷容量)이 저하되므로 일반적으로 원주방향의 유구(油溝)는 피하는 것이 원칙이나 크랭크핀 축수의 경우 유구(油溝)

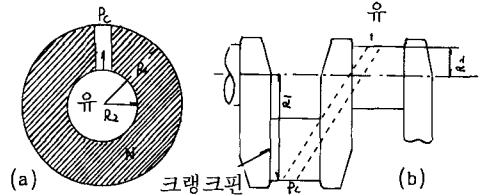


그림 2-2 크랭크핀 유주(油柱)의 원심압력(遠心壓力)

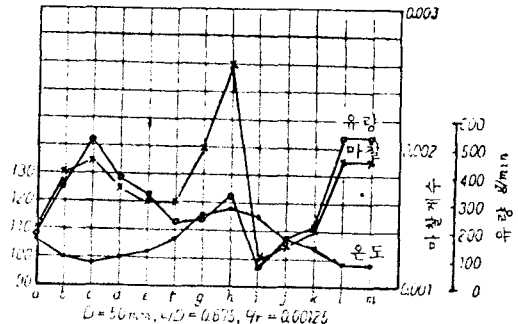
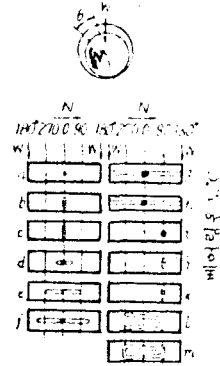


그림 2-3 유구(油溝)의 여러가지 형상에 따른 축수온도 마찰계수, 및 유량(油量)과의 관계.

의 역할이 윤활을 향상시키는 측면의 목적보다는 커벡팅로드를 통한 피스톤핀 윤활을 위한 윤활유 통로(通路)로서의 목적이 큰 특징을 가지고 있으므로 보통 원주방향(圓周方向)의 유구(油溝)를 수압면적(受壓面積)을 저하시키지 않는 범위내에서 설치한다.

유구(油溝)는 본질적으로 유막구성력(油膜構成力)을 종종 저하시키므로 축수의 조치로서는 최후에 할 것이며 면(面)의 접촉, 다듬질, 기름의 정화 등을 완벽하게 하였다 하더라도 초기의 성과를 얻지 못하였을 경우에 비로소 고려할 성질의

것이며 앞에서의 상태 불량을 유구(油溝)로써 해결하려는 것은 본래 의미가 전도된 것임에 주의해야 한다.

둘째의 경우에는 당연히 대담하게 하중측(荷重側)에 유구(油溝)를 낸다. 이 경우에 있어서 피스톤핀 축수 등에서 실제로 보는 바와 같이 교차유구(交叉油溝)도 포함하여 여러개의 다른 모양의 유구(油溝)를 내어도 지장이 없다. 스러스트 축수(軸受)에서는 반경방향에 4~6개의 유구(油溝)를 내고 각(角)을 둥글게 하고 있다.

유구(油溝)가 V형단면을 가지거나 너무 깊은 축수균열의 원인이 되기 쉬우므로 반드시 반원형(半圓形)단면으로 고려하는 것이 좋다. 일반적인 유구폭(油溝幅) W, 유구(油溝) 깊이 d, 축수직경과의 관계를 표 2-1에 표시한다.

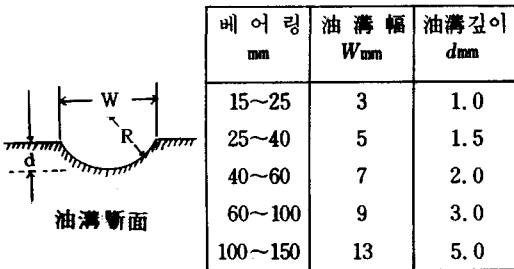


표 2-1 축수직경에 따른 유구(油溝)의 깊이(d), 폭(w) 사이에 관계

3. 유공(油孔)과 유막(油膜)

유공(油孔)의 설치는 축수성능에 커다란 영향을 준다. 원칙적으로 급유공(給油孔)은 축수하중이 걸리지 않는 쪽에 설치하는 것이 유구(油溝)의 설치이론과 일치하나 운전중 온도상승에 따라 점도(粘度)가 떨어지면 최소유막(最少油膜)이 얇게 되고 기름이 하중측에 유입되기 전에 옆쪽으로 유출하므로 이것을 고려하여 유공(油孔)을 하중측 전방 60°~135° 까지 내려서 냉유(冷油)가 직접 하중측에 도입되도록 급유하는 것이 결과가 좋다. 이것은 그림 3-1에서 보는 바와 같이 축수의 온도상승점에서도 어느 범위의 각 위치(角位

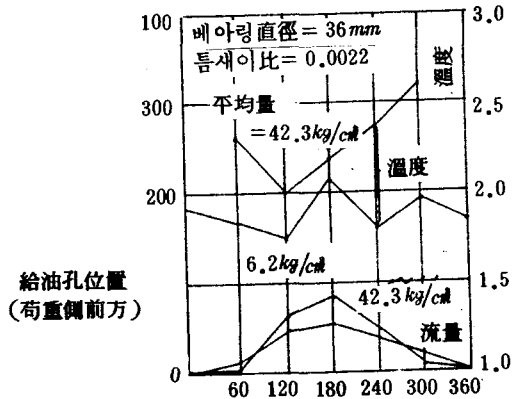


그림 3-1 급유공(給油孔)의 위치에 따른 유량(油量) 및 온도와의 관계.

置)에서는 유량저하에도 불구하고 하중측축수온도는 최저가 된다는 것으로 증명될 수 있다.

크랭크핀 축과 같이 동하중축수(動荷重軸受)의 경우 한 사이클중 최소의 하중을 받는 위치에 유공(油孔)을 설치해야 할 것이며 전주(全周)에 걸쳐 작용하는 하중의 크기가 축면의 마모량과 비례한다고 생각하면 축수의 하중극선도(荷重極線圖)에서 마모선도(磨耗線圖)를 구할 수 있을 것이다. 예를 들면 그림 3-3의 ab는 그림 3-2의 AB + AC의 하중을 마모의 측면에서 표시한 마모선도(磨耗線圖)인 것이다. 이렇게 동하중(動荷重)의 크기를 마모선도(磨耗線圖)로 분석하여 봄으로써 확실한 크랭크핀의 전주(全周)에 걸친 마모상태를 파악할 수 있고 핀의 하중이 심하게 마모한다는 것을 이해한다면 유공(油孔)이 최소하중측에 설치되어야 한다는 측면에서 볼 때 유공(油孔)의 설치는 가장 마모가 적은 크랭크핀의 상측(上側)의 0°~90°의 위치에 설치하면 될 것이다. 역시 축수측에 유공(油孔)을 설치하여야 할 경우에도 축수측에 마모선도(磨耗線圖)를 만들어서 가장 마모가 적은 쪽에 설치위치를 정하면 된다. 그러나 여기에서 우리가 알아두어야 할 것은 동회전하중(動回轉荷重)을 받는 축수에 있어서는 축측(軸側)에 유공(油孔)을 마련해서 유공상(油孔上)에 하중이 걸리지 않게 하는 것이 유리하다는 것이다. (그림 3-4).

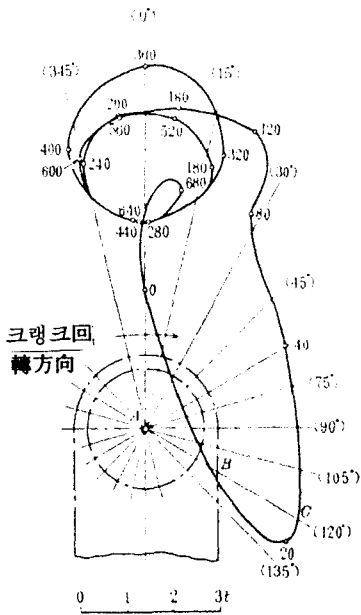


그림 3 - 2 4cycle 기관의 크랭크핀 축수 하중 극선도(極線圖)

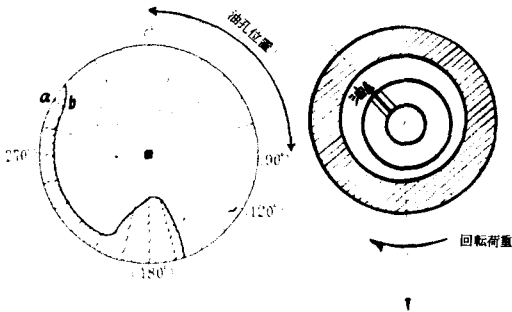


그림 3 - 3 마모선도 그림 3 - 4 크랭크핀의 유공(油孔)위치

유공(油孔)의 수와 크기는 축수의 크기와 급유량(給油量)에 따라 정하여지겠지만 일반적으로 유공(油孔)의 직경은 3~8% 정도로 하여 축수중심위치에 설치하며 급유량(給油量)을 증가하기 위하여 유공수(油孔數)를 늘리는 것보다는 급유압력(給油壓力)을 증가하는 것이 유막압력형성상 좋은 결과를 가져온다. 그러나 유공(油孔)을 한 개 이상 설치하면 한 개 설치하는 것보다 냉각효과 면에서 훨씬 좋은 결과를 나타내므로 고하중 및 고온이 될 우려가 있는 축수에 있어서는 이 점을

고려하여 설치공수(設置孔數) 및 크기를 유막압력형성을 크게 저해하지 않는 범위내에서 결정하므로 유막형성 및 냉각효과를 동시에 노릴 수 있다. 일반적으로 축수의 폭과 경의 비가 2 이상(L/D)인 대형광폭축수(大型鑲幅軸受)에 있어서는 2개의 유공을 설치하는 것이 통례이며 이 양급유공간(兩給油孔間)에 유구(油溝)로 연결하는 것이 보통이다.

4. 유구(油溝) 및 유공(油孔)과 급유량(給油量)

급유량의 결정은 축수온도와 밀접한 관계를 가지고 있는 것으로서 축수온도의 결정은 축수의 전마찰발생열량(全摩擦發生熱量)에 대하여 ① 축수외면(外面)으로 열전도되는 열량, ② 복사(輻射)형식으로 외측공기에 전해되는 열량, ③ 급유(給油)된 기름의 온도상승에 소비되는 열량의 합이 서로 평형상태가 될 때의 온도로 이루어지는 것이다. 이로써 우리가 결론지을 수 있는 것은 ①과 ②의 요소에서는 방열에 한계가 있으며 그 이상의 방열량에 대한 방열제어는 대부분 ③에서 좌우된다고 보겠다. 그럼 다시 ③의 방열요소를 크게 분류하면 급유온도와 급유량으로 대별할 수 있다. 급유온도의 경우 유점도(油粘度) 및 열응력(熱應力)에 영향을 미치는 어느 한도에서 제한을 받는다는 면에서 볼 때 축수의 정상온도 유지에 급유량의 결정은 매우 중요한 관점이라 하겠다. 축수의 정상온도 유지를 위한 급유량과 관련한 축수의 전방산열량(全放散熱量)은 (1)식으로 표시되며 내연기관과 같이 주로 강제윤활방식을 채택하고 있는 경우에는 윤활유에 의하여 냉각되므로 이 때의 축수온도는 급유량에 의하여 결정된다고 하겠다.

$$H = KiA(t_b - t_a) + K_oQ(t_2 - t_1) \dots\dots\dots (1)$$

단, K_i : 축수의 방열계수 (kal/m²·h·°C) - 방열면적, 통풍유무, 풍속, 냉각법 등에 따라 결정되는 수치이며, 경구조축수 42, 보통구조축수

67, 중구조축수 118 정도이다.

- A : 축수방열면적 (m²)
- t_b : 축수온도 (°C)
- t_a : 대기온도 (°C)
- K_o : 윤활유의 열전달율 = c_pr (단 c_p : 비열
r : 비중) - 보통윤활유에서 390~400
Kcal / m² · °C

- Q : 급유량 (m³/h)
- t₂ : 윤활유출구온도 (°C)
- t₁ : 윤활유입구온도 (°C)

또 (1)식의 2항을 좌우하는 급유량 Q 는 다음
의 두 항으로 나눌 수 있다.

$$Q = Q_1 + Q_2$$

Q₁ 은 축수의 내부부하측에서 발생한 유압에 의
해서 유출하는 유량(有量)이고 Q₂ 는 급유압력
P_o 에 의한 유출량이라 하겠다.

$$Q_1 = 3.2 \sigma_1 (c/2)^2 (C/D)^{0.6} DN / (\eta N/P)^{0.6} \text{cm}^3 / \text{s}$$

$$Q_2 = 2 \times 10^7 \sigma_2 (C/2)^3 (C/D)^{0.4} P_o / (\eta N/P)^{0.4}$$

$$\text{cm}^3 / \text{s} \dots\dots\dots (2)$$

- 단 Q₁, Q₂ : 유량(有量) (cm³ / sec)
- C : 틈새(축과 축수의 직경차) mm
- D : 축의 직경 (mm)
- L : 축수의 길이 (mm)
- η : 점도 (cp)
- N : 회전수 (rpm)
- P : 축수하중 (kg / cm²)
- P_o : 급유압력 (kg/mm²)
- σ₁, σ₂ : (표 4-1)과 같음

표 4 - 1 L, D와 σ₁, σ₂ 사이의 관계

	L ≥ D	L < D
σ ₁	$\frac{D}{L} (1 + 0.6 \frac{D}{L})$	$(\frac{D}{L})^{1.6} (1 + 0.6 \frac{D}{L})$
σ ₂	$\frac{D}{L} (1 + 1.2 \frac{D}{L})$	$(\frac{D}{L})^{2.2} (1 + 1.2 \frac{L}{D})$

C/D = 0.01, P = 50 kg/cm² 하에서 급유압력
P_o 를 변화시켰을 때의 Q₂/Q₁ 과 η N/P 의 관계
를 그림 4-2에서 표시하면 Q₂/Q₁ 이 대단히 크
므로 축수의 냉각은 주로 급유압력 (P_o) 으로 직접
유출되는 기름에 의해서 이루어진다는 것을 알 수
있다.

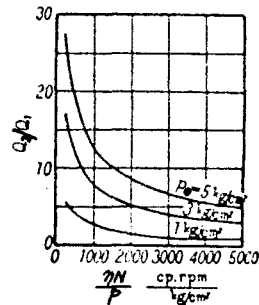


그림 4 - 2 ηN/P와 Q₂/Q₁의 관계

또 축의 편심율(偏心率) n 를 알 때는 급유압력
에 의해서 축수의 양단면(兩斷面)으로 유출되는
유량 Q₂ 은 다음과 같이 표시할 수 있다.

급유압력 P_o 로 축수폭의 중앙에 한개의 유공
(油孔)을 갖는 경우 유량 Q₂' 는

$$Q_2' = 1/3 \eta (c/2)^3 P_o (1 + 1.5n^2) \tan^{-1} (\pi D/L) \text{cm}^3 / \text{s}$$

$$\dots\dots\dots (3)$$

또 중앙원주방향에 따라서 한개의 유구(油溝)
를 갖는 경우의 유량 Q₂'' 는

$$Q_2'' = 1/3 \eta (c/2)^3 P_o (1 + 1.5n^2) \pi D/L \text{cm}^3 / \text{s} \dots (4)$$

$$Q_2'' Q_2' = \pi D/L / \tan^{-1} (\pi D/L) \dots\dots\dots (5)$$

실제에 있어 편심율 n 는 축정이 곤란하므로 크
랭크축수와 같이 고하중 축수에서는 n = 0.9~1.
0으로 잡는 것이 보통이며 (4), (5)식의 L 는 축
수의 실폭(實幅)에서 중앙부의 유구폭(油溝幅)을
감한 길이로 한다.

이에 의하면 중앙원주방향으로 유구(油溝)를 1
개 만들면 유량(油量)은 1.5~4배로 증가하고 특
히 L/D < 1의 경우에는 그 영향이 현저하다. 이
와 같이 유구(油溝)는 급유량을 증가하는 데는 매
우 유리하며 축수온도를 저하시킬 수 있으나 한편

표 4 - 3 유구(油溝)에 의한 유량의 증가비율과 L/D의 관계

L / D	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0
Q_2''/Q_2'	4.45	3.15	2.49	1.86	1.56	1.40	1.30

이와 같은 유구(油溝)를 만들면 유구(油溝)가 있는 곳에서 유막(油膜)이 끊어져서 압력이 0가 되므로 유구(油溝)를 함부로 만드는 일, 특히 부하 축수면에 만드는 일은 되도록 피하여야 하며 유온(油溫)이 극단적으로 올라가지 않는 한 되도록 한 개의 유공(油孔) 및 유구(油溝)만으로 그치는 것을 원칙으로 하고 그 이상 사용은 부득이한 경우 만이라고 생각하는 것이 좋다. <표 4 - 3>

5. 맺음말

가. 유막압력집결범위내에서 유구(油溝) 및 유공(油孔)의 설치는 바람직하지 못하며 부득이한 경우 일 때는 되도록 유막압력을 보지(保持)하고 수압(受壓)면적을 좁지 않는 범위내에서 설치해야 한다.

나. 축방향에 비하여 원주방향의 유구(油溝)는

유량이 많아도 부하부담능력이 저하되므로 그리 좋지 못하며 유공(油孔)의 수를 증가시키는 것은 부하측에 유공(油孔)이 배치될 우려가 있으므로 단공식(單孔式)보다 못하다.

다. 축방향의 유구(油溝)가 축수단(軸受端)까지 관통되어 있으면 유막압(油膜壓)의 발생이 저해를 받으므로 냉각효과를 고려하지 않는 한 축수단(軸受端)까지 관통하지 않는 것이 좋다.

라. 일반적으로 무부하측의 최대간격부에 급유공을 설치하여야 하나 고하중축수 및 고온운전되는 축수의 경우에 있어서는 최대압력의 유막부(油膜部)에 도달하기 전에 축수단(軸受端)으로 유출되기 쉬우므로 유막형성시작부에 설치하여야 한다.

마. 급유량을 증가하기 위해서 유공수(油孔數)를 증가하기 보다는 공경(孔徑)을 증가하거나 급유압력을 증가하는 것이 효과적이다.