

접착형 MoS₂ 고체윤활피막이 코팅된 감속기의 동력전달효율과 소음 특성에 관한 실험적 고찰

윤의성 · 공호성 · 한홍구 · 오재응*

한국과학기술연구원 기전연구부
*한양대학교 자동차공학과

An Experimental Study on the Power Transmission Efficiency and Frictional Noise of MoS₂-Bonded-Film Coated Reduction Gears

Eui-Sung Yoon, Hosung Kong, Hung-Gu Han and Jae-Eung Oh*

Division of Mechanical/Control System, KIST
*Department of Automotive Engineering, Han Yang University

Abstract—MoS₂ bonded film was applied to reduction gears, and its lubricating properties were experimentally evaluated in terms of the power transmission efficiency and the frictional noise with a dynamo-typed gear test rig. Tests were performed in both oil lubrication and dry condition where the rotating velocity and loading torque were varied. In dry condition, MoS₂ bonded films effected the power transmission efficiency to increase about 5%, and the frictional noise level to decrease about 6 dB under the test operating conditions. It well proved that MoS₂ bonded films were a very effective solid lubricant for reduction gears. In oil lubricating conditions, the frictional properties of the coated gears were mainly governed by the lubricating oil, and lubricating effects of MoS₂ bonded films were not evident. The result suggested that lubricating effect of MoS₂ bonded films would be limited to prevent a damage of reduction gears in the initial run when they were used in oil lubrication conditions.

Key words—Power Transmission, MoS₂ Bonded Film, Gear, Noise.

1. 서 론

고체윤활피막은 자기윤활성이 우수한 고체입자들을 적절한 폴리머 결합체에 분산시켜서 재료 표면에 도포하는 것으로서, 오일이나 그리이스 등의 윤활제를 적용하기 어렵거나 특수한 환경하에서 재료 표면의 마찰을 줄이고 내마모성을 증진시키기 위하여 사용되는 특수한 윤활방법이다. 고체윤활제로서 대표적으로 사용하고 있는 이황화몰리브데늄(Molybdenum disulphide; MoS₂)은 전단응력을 받을 때 기본면(basal plane)을 따라 쉽게 미끄러지는 결정구조를 지녔기 때

문에 건조마찰의 경우 동마찰계수가 0.01-0.04정도로 낮은 마찰계수를 가지며, 자체적인 물리화학적 특성에 기인하여 높은 압축응력에 견디므로 내마모성이 우수하다고 알려져 있다[1-3].

이러한 이황화몰리브데늄의 존재 및 인류에 의해 이용된 역사가 아주 오래된 반면에, 이에 관한 윤활작용을 과학적인 측면에서 연구하고 적용하는 방법을 개발하는 데에는 근세에 들어 미국의 우주항공 연구소인 NASA 에서 가장 커다란 진보를 보였다. 이 후, 군사장비와 관련된 산업들에 의하여 활발하고 급속하게 연구되어 왔으며, 최근에는 우주항공산업(Space-

Shuttle, Space-Craft) 및 일반 산업기계와 관련된 요소 부품의 효과적인 고체윤활막으로서 적용되어 많은 연구개발 결과를 보이고 있다[4-12]. 최근들어 일본에서는 산업용 일반 기계요소부품인 기어 표면에 접착형 MoS₂ 고체윤활피막을 적용하여 윤활유내에서 함께 사용하고 있다[13]. 현재, 국내에서도 접착형 MoS₂ 고체윤활피막을 산업용 및 가전제품 등의 기계요소인 감속기어, 압축기, 핀 등에 적용하여 윤활유내에서 함께 사용하는 시도가 활발하게 진행되고 있다.

접착형 MoS₂ 고체윤활피막의 마찰·마모 특성에 영향을 미칠 수 있는 인자들로서는 입자 순도, 입자 크기 및 형태, 수분 및 온도 등의 외부환경, 윤활피막의 물리 화학적 조성 및 두께, 모재와의 용착성등이며, 이외에도 윤활피막의 공급방법, 피막내의 MoS₂ 입자의 분포 및 방향성 등 여러가지 요소들이 있다[14-16]. 또한, 하중지지능력 및 내구수명이 접촉조건 변화(Falex test(ASTM D 2625-96)와 LFW-1 test(ASTM D 2714-88) 등)에 따라서도 상이하게 나타날 수 있으므로, 접착형 MoS₂ 고체윤활피막의 평가는 사용조건에 적합한 실험방법이 선택되어야 하며 아울러 윤활피막의 조성도 이에 최적화되어야 한다.

본 논문의 시험대상인 기어요소는 일반적으로 운전 시작시 충분히 윤활막이 형성되지 않아 초기 접촉 조건하에서 스코어링이나 이상마모가 발생하는 것으로 알려져 있다. 기어는 구름 및 미끄럼마찰 운동을 하는 기계요소로서, 미끄럼의 정도를 나타내는 미끄럼율(slip ratio)은 이론적으로는 피치점에서는 0 이 되나 이끝 및 이뿌리에 가까와질수록 커지며, 미끄럼율이 클수록 마찰에너지의 손실이 크다. 일반적으로 스피어 기어에서는 0-10 %의 미끄럼율로 미끄러진다고 알려져 있다. 따라서, 치면에서는 미끄럼 마찰에 의한 동력 손실이 발생하여 기어장치의 동력전달효율을 저하시키고, 기어를 파손시키는 요인이 된다 [17-19]. 기어 요소의 파손 원인은 주로 강도와 윤활의 문제이며, 그 중 부적당한 윤활 상태가 주된 원인이라 할 수 있다. 윤활 관련 파손으로는 상대운동 마모(rubbing wear), 스코어링(scoring) 및 피팅(pitting) 등이 대표적인 파손 기구들로 나타난다[20-22].

기어 파손을 방지하기 위하여 치면의 마찰·마모를 감소시키고 동력전달효율을 증가시키기 위하여 여러 가지 방법의 표면 경화 및 표면 코팅 기술이 연구되어지고 있으나, 이러한 연구는 현재까지는 내마모성 증

Table 1. Specification of test gears

Specification	Pinion	Gear
1. Module, m	2.5	2.5
2. No. of teeth, z	26	35
3. Pressure angle α , degree	20	20
4. Pitch circle diameter, mm	65	87.5
5. Outer diameter, mm	70	92.5
6. Pitch, mm	7.85	7.85
7. Shaft diameter, mm	30	35

가의 관점에 대하여만 고려되어져 왔다. 따라서 본 연구에서는 접착형 MoS₂ 고체윤활피막을 기어에 적용하여 건조윤활 상태와 윤활유내에서 사용하였을 때, 회전 속도 변화 및 부하 토크 변화에 따른 기어의 동력전달효율과 마찰소음 저감 효과에 대하여 실험적으로 고찰하였다.

2. 실험

2-1. 실험 시편

감속기 실험 시편으로는 고주파 열처리를 행한 재질 SCM4종의 표준 스피어 기어로 그 재원은 Table 1과 같다. 실험 시편은 윤활피막을 코팅하기 전에 n-Hexane 등의 비극성 용제들을 사용하여 초음파 세척기에서 표면의 탈지 및 세척을 행하였으며, 이후에 피막과 모재와의 부착력을 증가시키기 위하여 표면의 전처리 작업을 행하였다. 표면의 전처리는 평균 120 메쉬 크기의 알루미나 입자를 사용한 샌드-블라스트 방법을 적용하였으며, 작업 후의 표면거칠기 크기가 약 1 μm 정도가 되도록 하였다. 또한 표면의 전처리 후 초음파 세척기에서 시편의 세척을 행하였다.

접착형 MoS₂ 고체윤활제로는 고체윤활제(MoS₂ 등)와 열경화성 수지 바인더(에폭시수지계)의 구성비가 55내 45인 것을 사용하였으며, 시편 기어 표면 위에 접착형 MoS₂ 고체윤활제의 도포는 윤활제액 속에 치면 부분만을 침지(dipping)시키는 방법에 의해서 행하였고, 도포된 피막두께를 조절하기 위해 침지하는 횟수를 3회 정도로 하였다. 윤활막이 도포된 시편은 상온의 대기 분위기에서 약 2시간 이상 건조한 후에, 150 \pm 5 $^{\circ}\text{C}$ 온도 하의 열처리로 내에서 약 1시간 정도 열경화하였으며, 열경화 시킨 후에 시험평가에 적용된 피막의 두께는 약 10-30 μm 정도로 하였다. 윤활 피막의 코팅은 상호접촉하는 기어들 양쪽면에 모두

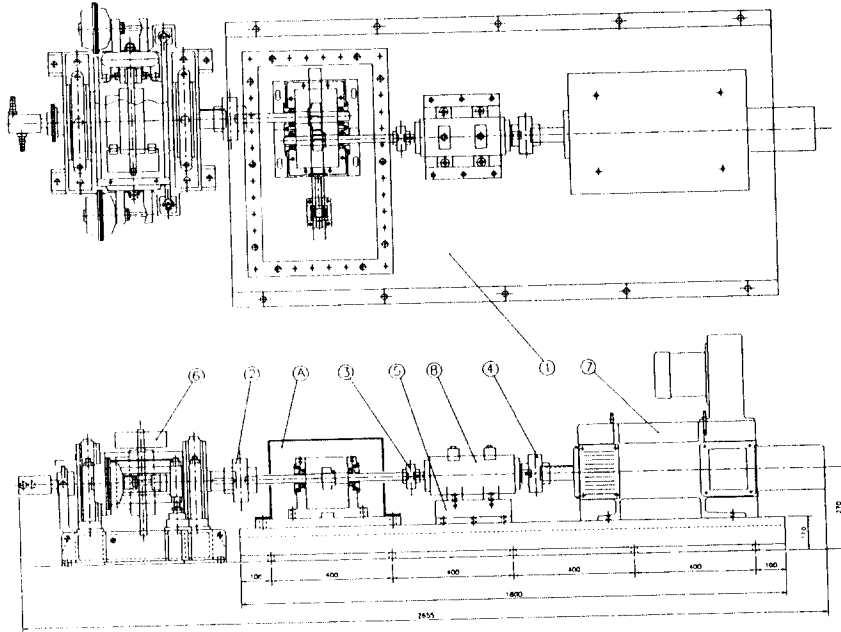


Fig. 1. A schematic view of the dynamo-tester of test gears (A, Test part ; ①, Base plate; ②, Coupling 1; ③, Coupling 2; ④, Coupling 3; ⑤, Torque detector base; ⑥, Dynamometer; ⑦, DC motor; ⑧, Torque detector).

적용하였다.

2-2. 실험 장치 및 방법

Fig. 1은 본 연구에 사용된 감속기 실험장치이다. 실험장치는 다이내모미터를 이용하는 정속식 기어성능 시험장치로서 동력전달요소 부위의 동력전달효율, 수명 및 내구성 등을 직접적으로 측정하고 혹은 비교 평가할 수 있도록 고안된 것이다. 실험장치는 크게 나누어서 구동부인 전기 모터(DC motor 25 HP, max. 2000 rpm) 부위, 감속기 본체, 부하를 부과하기 위한 동력흡수식 다이내모미터 (max. loading torque: 2450 N·m, max. speed: 1500 rpm), 마찰동력을 측정하는 토크검출기 (max. torque: 98 N·m, max. speed: 6000 rpm) 로 구성되어 있다.

감속기어의 동력전달효율을 측정하기 위하여 모터와 감속기 사이에 설치한 위상차 방식 토크검출기 (torque detector) 로 부터 구동축의 회전수와 토크를 측정하였으며, 다이내모미터에 설치한 스트레인게이지형 로드셀에 의해 중동축의 토크를 측정하였다. 감속기에서 발생하는 소음은 소음계(sound level meter) 로 A-참감보정된 RMS 음압레벨(sound pressure level)

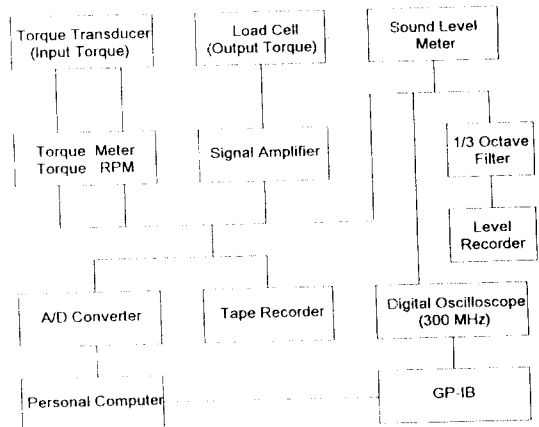


Fig. 2. A block diagram of the measuring system.

을 측정하였다. 측정된 소음을 1/3 옥타브 대역폭 (bandwidth)으로 분석하기 위해 1/3 옥타브 필터를 통하여 레벨기록기(level recorder) 로 출력하였다. 소음의 각 주파수 특성을 관찰하기 위해 최대 샘플링 속도가 300 MHz인 디지털 오실로스코프를 사용하였으며, 분석 데이터는 GP-IB를 통해 PC로 전송하여 보관하였다. 측정된 각각의 증폭 신호는 아날로그 상태로 테

이프기록기(tape recorder)에 저장하였으며, 또한 12 bit A/D 변환기를 통해 디지털신호로 변환하여 PC로 입력 저장하였다. 본 연구에 사용된 측정계의 전체 구성은 Fig. 2와 같다.

기어가 서로 물러서 회전운동을 하는 경우에, 기어의 피치원에서는 구름접촉을 하기 때문에 치면상의 피치점에서는 구름접촉뿐이지만, 치면상의 다른 점에서는 구름접촉과 동시에 반드시 미끄럼접촉을 하고 있다. 이러한 미끄럼의 정도를 나타내는 미끄럼율(slip ratio)은 피치점에서는 0이 되나, 이끝 및 이뿌리에 가까와질수록 커지며, 기어는 이끝 및 이뿌리에서 미끄럼에 의한 마모가 가장 크게 일어난다. 따라서, 치면에서는 마찰이 발생하고, 마찰에 의해 동력 손실을 일으켜서 기어장치의 효율을 저하시킨다[17]. 또한, 기어 상호간에 물리는 형태에 따라서도 접촉 상호간에 미끄럼율이 달라지므로 기어의 성능을 나타내는 동력전달효율은 기어의 종류에 따라 각각 다르게 되나, 스퍼 기어의 경우에 있어서 이론적인 동력전달효율은 다음과 같다.

$$E = 100 - P_i \quad (1)$$

여기서, E 는 동력전달효율(%)이고, P_i 는 동력손실율(%)이며 식 (2)와 같다[18].

$$P_i = \frac{50f}{\cos\phi} \left(\frac{H_s^2 + H_t^2}{H_s + H_t} \right) \quad (2)$$

식 (2)에서, f 는 평균 마찰계수, ϕ 는 압력각(deg), H_s 는 물림 초기에서의 미끄럼속도, H_t 는 물림 끝에서의 미끄럼속도이다. 식 (1)과 식 (2)를 이용하여 기어의 동력전달효율을 구할 수 있으나, 다음과 같이 도표를 이용하여 보다 간편하게 이를 구할 수도 있다. 즉 동력손실율 P_i 는

$$P_i = \frac{f}{M} \times 100 \quad (3)$$

여기서, M 은 맞물림의 기계적 이득(Mechanical advantage)이다. M 값은 기어의 압력각에 따라 다르게 도표를 사용하는데, 본 실험에 사용된 기어와 같이 압력각이 20° 인 경우에는 Fig. 3의 도표를 사용한다[18].

본 실험에 사용된 기어의 제원(Table 1)을 이용하여 Fig. 3으로부터 M 값을 구하면 M 값은 약 5.5정도임을 알 수 있으며, 따라서 기어의 동력전달효율은 마찰

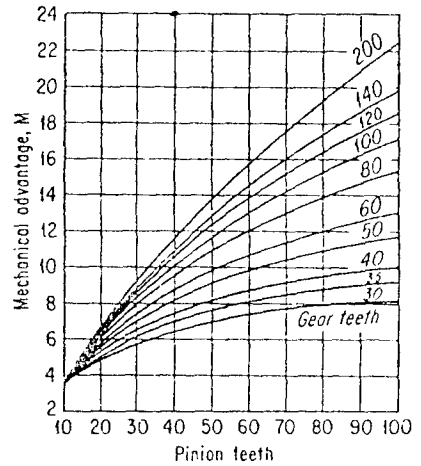


Fig. 3. Mechanical advantage 20° pressure angle spur gears.

계수 값에 의존하는 다음의 식과 같이 표시할 수 있다.

$$E = 100 - \frac{f}{5.5} \times 100 \quad (4)$$

기어의 이론적인 동력전달효율은 마찰계수가 0.01이면 99.8%, 0.5이면 90.9%로 계산된다.

본 연구에서는 감속기 실험장치를 이용하여 실험적으로 기어의 동력전달효율을 측정하였다. 즉, 측정된 구동축과 중동축의 토크로부터 기어 감속기의 동력전달효율은 다음과 같은 정의로부터 구할 수 있다.

Efficiency of Power Transmission (%)

$$= \frac{\text{Output Power}}{\text{Input Power}} \times 100 = \frac{T_o \omega_o}{T_i \omega_i} \times 100 \quad (5)$$

식 (1)에서 T_o , T_i 는 구동축과 중동축에 가해진 토크(N·m), ω_i , ω_o 는 구동축과 중동축의 회전속도(rpm)이다. 측정된 동력전달효율로부터 감속기어의 마찰계수를 식 (4)에 의해 구할 수 있다.

본 연구에서는 감속기 기어에 코팅된 고체윤활피막의 윤활 효과를 고찰하기 위하여, 기어시험장치의 구동축의 회전속도를 250, 500, 750 rpm으로, 구동축의 부하 토크를 25, 50, 75 N·m로 단계별로 증가시키고, 구동축과 중동축의 토크를 측정하여 각 경우의 동력전달효율을 측정하였으며, 기어 접촉점에서 수직방향으로 0.3 m 떨어진 위치에 마이크로폰을 설치하여 각 경우에 대하여 음압을 측정하여 기어 소음의 정도를 측정하였다. 접촉형 MoS_2 고체윤활피막이 코팅된 기

Table 2. Efficiency of power transmission of gear specimens with the test conditions

		Efficiency of Power Transmission, %			
RPM	Torque (N·m)	Oil Uncoated	Oil Coated	Dry Uncoated	Dry Coated
250	25	95.3	95.3	88.8	96.7
	50	94.8	94.5	89.0	96.4
	75	94.5	97.0	89.7	95.3
500	25	93.5	94.8	88.2	94.8
	50	94.4	94.8	88.8	95.7
	75	94.2	94.4	89.5	95.0
750	25	91.8	92.5	89.3	92.8
	50	93.5	93.5	89.5	94.2
	75	93.9	93.8	89.7	94.2

어를 시험할 때는 부하를 가하기 전에 무부하 상태 (100 rpm로 약 3분, 500 rpm으로 2분)하에서 공회전을 시켜서 기어표면에 코팅된 윤활피막을 길들이기 시킨후 실험하였으며, 이때의 피막두께는 약 5 μm 정도였으며 기어의 코팅 수명은 본 논문의 대상으로 하지 않았다. 또한, 윤활실험조건을 건조윤활 상태와 자동차용 기어 오일(API GL-4, SAE 75W/85W, 57 cSt @ 40°C)을 사용하는 오일윤활 상태하에서 각각 행하였다. 오일의 윤활방법은 유욕식(oil bath)을 사용하였고, 윤활유의 양은 기어운전에 충분하지 않은 양이지만, 소음측정을 통한 고체윤활피막의 효과를 관찰하기 위하여 구동축의 기어 이뿌리가 오일에 잠길 정도로 오일량을 조절하여 윤활하였다.

3. 실험 결과 및 고찰

Table 2는 접착형 MoS₂ 고체윤활피막을 코팅한 기어와 코팅을 하지 않은 기어를 오일윤활 상태와 건조윤활 상태하에서 구동축의 회전속도(rpm)와 토크를 변화시키며 동력전달효율을 측정된 결과들이다. 동력전달효율은 전체적으로 회전속도 증가에 따라 약간 감소하는 경향이 있으나 큰 변화가 없으며(오일윤활 상태하에서 코팅을 하지 않은 시편의 경우; 94.8→94.0→93.1%), 부하 토크의 증가에 따라서는 무관하였다. Fig. 4는 오일윤활 상태하에서 구동축의 토크와 회전속도 변화에 따른 코팅을 하지 않은 기어의 동력전달효율로, 이러한 경향을 도식적으로 보여 주고 있다.

Fig. 5는 회전속도 변화에 따른 각 시편별 평균 동

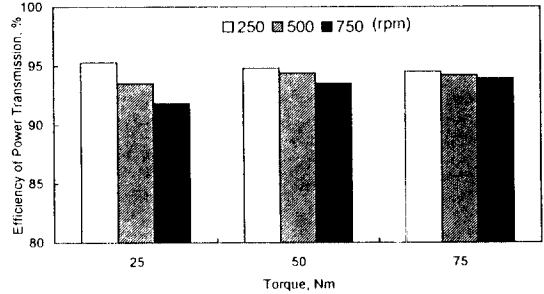


Fig. 4. Efficiency of power transmission of uncoated gear specimens in oil lubricating condition.

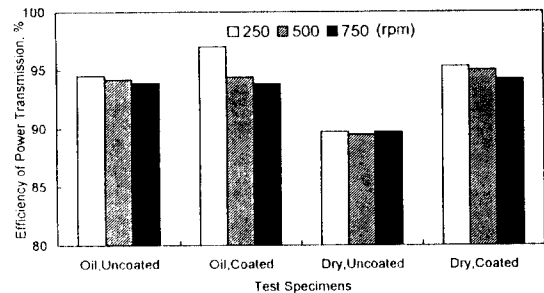


Fig. 5. Efficiency of power transmission of gear specimens at the loading torque 75 N·m.

력전달효율을 보여 주고 있다. 동력전달효율은 평균적으로 건조윤활 상태하에서 코팅을 하지 않은 시편은 약 89.2%, 코팅한 시편은 약 95%, 오일윤활 상태하에서 코팅을 하지 않은 시편은 약 94.0%, 코팅을 한 시편은 약 94.5%로 측정되었다. 건조윤활 상태하에서는 접착형 MoS₂ 고체윤활피막 자체의 우수한 윤활 특성이 마찰에너지의 손실을 감소시키는 영향이 상당히 커서 동력전달효율에 있어 약 5% 정도를 증가시켰음을 알 수 있었다. 아울러 기어표면의 마모 발생량 및 파손 정도도 코팅을 하지 않은 경우와는 비교가 되지 않을 정도로 작음을 관찰할 수 있었다.

반면에, 오일윤활 상태하에서는 코팅된 고체윤활피막의 윤활특성이 동력전달효율에 크게 영향을 미치지 않았는데, 이는 기어의 마찰 손실이 고체윤활피막이 아닌 기어오일에 의한 영향을 지배적으로 받기 때문인 것으로 사료된다. 또한, 오일윤활 상태하에서의 동력전달효율이 건조윤활 상태의 코팅한 시편에서보다 낮게 나타난 것은 시험에 사용한 기어 오일의 높은 점성에 의한 마찰 손실이 상대적으로 크게 발생하여 나타난 결과로 사료된다.

Table 3. Sound pressure level of gear specimens with the test conditions

RPM	Torque (N·m)	Sound Pressure Level, dB			
		Oil Uncoated	Oil Coated	Dry Uncoated	Dry Coated
250	0	71.5	71.7	72.6	71.4
	25	77.2	76.9	86.0	77.8
	50	80.3	79.4	86.2	80.2
	75	82.3	81.6	87.0	82.8
500	0	76.8	79.5	82.5	77.3
	25	85.9	87.0	97.1	89.3
	50	90.7	90.3	98.7	93.4
	75	92.7	91.6	99.6	94.1
750	0	86.2	86.2	90.3	84.8
	25	88.0	90.7	104.9	94.4
	50	94.9	96.2	105.7	97.6
	75	97.2	97.9	107.0	99.2

Fig. 3에서 전술한 이론적 동력전달효율 계산방법으로부터 동력전달효율이 94.0%인 오일윤활 상태에서 코팅을 하지 않은 시편의 마찰계수가 약 0.33 정도였음을 추측해 볼 수 있다. 그러나 오일윤활시 마찰계수가 이와 같이 높았을 것으로 예상할 수 없으며, 기어요소 접촉 운동시 발생하는 마찰력 외에도 충분하지 않은 윤활유 공급, 저급기어의 사용 및 기타의 마찰손실 등에 의한 에너지 손실 및 실험 오차 등의 결과로 이론적 효율에 비하여 동력전달 효율이 상대적으로 낮게 측정되어 나타난 것으로 사료된다.

Table 3은 Table 2에서와 같은 시험조건하에서 측정된 소음의 크기를 나타내고 있다. 소음은 전체적으로 회전속도 증가에 따라 증가하며(오일윤활 상태에서 코팅을 하지 않은 시편으로 부하 토크 75 N·m인 경우; 82.3→92.7 →97.2 dB), 부하 토크의 증가에 따라 수도 증가하는 현상을 볼 수 있었다(오일윤활 상태에서 코팅을 하지 않은 시편으로 회전속도 750 rpm인 경우; 86.2→88.0→94.9 →97.2 dB). Fig. 6은 오일윤활 상태에서 구동축의 토크와 회전속도 변화에 따른 코팅을 하지 않은 기어의 소음의 변화로, 이러한 경향을 도식적으로 보여 주고 있다.

Fig. 7은 부하가 일정한 경우($T_i = 75 \text{ N}\cdot\text{m}$)에 대하여 회전속도 변화에 따른 각 시편별 평균 소음의 크기를 보여 주고 있다. 건조윤활 상태하에서는 코팅을 행한 시편에서 평균적으로 약 6 dB 정도 낮게 측정되었다. 즉, 고체윤활피막이 마찰에너지의 손실을 감소시

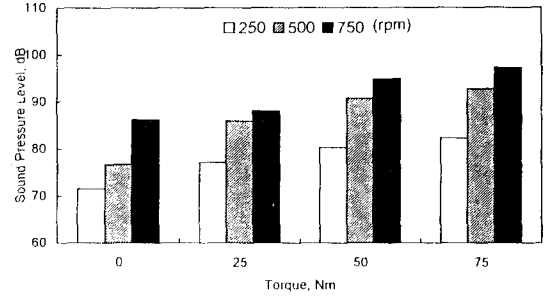


Fig. 6. Sound pressure level of uncoated gear specimens in oil lubricating condition.

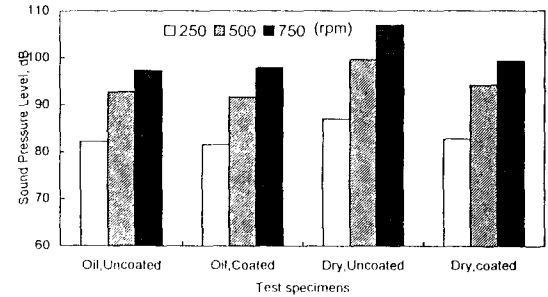


Fig. 7. Sound pressure level of gear specimens at the loading torque 75 N·m.

킨 결과로 기어표면의 마모 발생 및 파손을 감소시키며, 앞에서 설명된 바와 같이 동력전달효율을 증가시키고 소음을 감소시켰음을 알 수 있었다.

오일윤활 상태에서 회전속도가 낮은 영역에서는 코팅한 시편의 소음이 약간 작게 측정되었고 높은 영역에서는 약간 크게 측정되었으나, 오일윤활 상태에서의 소음은 코팅에 무관하게 거의 비슷하게 측정 되었으므로, 기어 표면의 코팅 효과가 건조윤활 상태하의 경우에 비하여 크지 않음을 알 수 있었다. 건조윤활 상태에서 코팅한 시편의 소음이 오일윤활 상태하에서의 모든 시편들보다 약간 크게 나타났다.

일반적으로 기어요소들은 길들이기 되기 전까지의 초기 운전 조건하에서는 오일 공급이 충분하여도, 표면의 가공 정도 및 조립 오차 등의 요인에 의해 접촉시 국부적으로 치면에서의 윤활막 형성이 불량하여 건조윤활 상태와 유사한 상태로 접촉을 하므로, 초기에 기어 치면의 손상이 발생하기 쉽다고 알려져 있다. 고체윤활피막을 기어 표면에 적용할 경우에는 이와 같은 초기 운전시 기어요소 상호간의 직접적인 금속간(metal-to-metal) 접촉을 방지할 수 있기 때문에, 운

전 초기에 기어 치면에 발생하는 손상을 방지할 수 있을 것으로 사료된다.

상기의 실험결과들로부터 감속기어에 적용된 접착형 MoS₂ 고체윤활피막의 효과는 자기윤활효과 및 내마모 특성이 우수한 MoS₂의 윤활작용에 기인된 감속기의 동력전달효율 증가와 마찰발생 감소로 인한 소음 감소를 들 수 있다. 이와 같은 효과들은 감속기 운전이 건조마찰 조건에서 행하여질 때 극대화됨을 알 수 있었다. 고체윤활피막이 적용된 감속기어가 오일 윤활 상태에서 운전될 경우에는 건조마찰 조건에 비하여 상기와 같은 효과가 뚜렷하게 나타나지 않았다. 그러나, 고체윤활제의 우수한 내마모 특성에 의하여 윤활막이 잘 형성되지 않는 운전 초기에는 그 효과가 클 것으로 사료된다. 또한 간헐적으로 운전되는 기어 시스템에 고체윤활제를 적용하는 것이 큰 효과가 있을 것으로 기대된다.

4. 결 론

자기윤활효과가 우수한 것으로 알려져 있는 MoS₂ 미세입자를 수지류 용제에 분산시켜 재료 표면 위에 얇게 도포하고 행하는 접착형 MoS₂ 고체윤활피막을 감속기어에 적용하여 시험한 결과로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 건조윤활 시험조건 하에서 고체윤활피막을 기어 표면에 적용할 경우가 적용하지 않은 경우에 비하여 모든 실험 변수 조건하에서 상대적으로 약 5% 정도의 동력전달효율 증가와 약 6 dB정도의 소음 감소 효과 등의 우수한 고체윤활 효과를 실험적으로 확인할 수 있었다.

(2) 기어오일을 이용한 오일윤활 방법과 병행하여 고체윤활피막을 사용할 경우에 고체윤활피막 자체의 우수한 마찰특성 효과가 직접적으로는 나타나지 않았다.

(3) 기어의 내구수명 증가 효과가 본 연구를 통하여 직접적으로 측정되지는 않았지만, 접착형 MoS₂ 고체윤활피막을 기어 표면에 적용할 경우에는 윤활막 형성이 충분하지 않은 운전 초기에 기어요소 상호간의 직접적인 접촉을 방지할 수 있기 때문에, 결과적으로 기어의 초기 손상을 방지하며 또한 이러한 효과들에 의해 간헐적으로 운전되는 기어 시스템의 내구수명 증가에 큰 효과가 있을 것으로 기대된다.

참 고 문 헌

1. F.P. Bowden, and D. Tabor, "The Friction and Lubrication of Solids," Part 1, Chapter 5. Oxford University, London, 1954.
2. Francis J. Clauss, 'Solid Lubricants and Self-Lubricating Solids,' Academic Press, Inc., 1972.
3. A.R. Lansdown, 'Molybdenum Disulphide Lubrication,' Research Report, prepared for ESRO under ESTEC Contact No.1842/72AA.
4. R.L. Johnson, "A Review of the Early Uses of Molybdenum Disulphide as a Lubricant," NLGI Spokeman, 32(8), pp.298-305, 1968.
5. W.O. Winer, "Molybdenum Disulphide as a Lubricant: a Review of the Fundamental Knowledge," Wear, Vol. 10, pp.422, 1967.
6. G.R. Smith, and C.E. Vest, "Lubrication of a Spacecraft Mechanism using the Transfer Film Technique," Lubrication Eng., pp.422, 1971.
7. P.A. Grattan, and J.K. Lancaster, "Abrasion by Lamella Solid Lubricants," Wear, Vol.10, pp.453, 1967.
8. A.W.J. De Gee, G. Salomon, and J.H. Zaat, "On the Mechanisms of MoS₂-Film Failure in Sliding Friction," ASLE Trans., Vol.8, pp.156, 1965.
9. V.R. Johnson, and G.W. Vaugan, "Investigation of the Mechanism of MoS₂ Lubrication in Vacuum," J. Appl. Phys., Vol.27, No.10, pp. 1173, 1956.
10. R.R.M. Johnston, and A.J.W. Moore, "The Burnishing of Molybdenum Disulphide on to Metal Surfaces," Wear, Vol.7. pp. 498, 1964.
11. J.K. Lancaster, "The Influence of Substrate Hardness on the Formation and Endurance of Molybdenum Disulphide Films," Wear, Vol.10, pp. 103, 1967.
12. V. Hopkins, and M. Campbell, "Film Thickness Effect on the Wear Life of a Bonded Solid Lubricant Film," Lub. Eng., Vol.25, pp. 15, 1969.
13. JP(Japanese Patent) 昭61-4797,1986.
14. H. Kong, E-S. Yoon, H-G. Han, O.K. Kwon, "Experimental Studies on Friction and Wear of the Solid Lubricating MoS₂ Bonded Films," KSTLE, Vol. 12, No.1, pp.15-21, 1996.
15. J.P. Giltrow, and J.K. Lancaster, "The Role of Impurities in the Abrasiveness of MoS₂," Wear, Vol.20, pp.137, 1972.
16. W.J. Bartz, "Some Investigation on the Influence of

- Particle Size on the Lubricating Effectiveness of Molybdenum Disulphide," ASLE Trans., Vol.15, No. 3, pp.207, 1972.
17. 박영조, '기계설계,' 제9장, 보성문화사, 1981.
 18. Darle W. Dudley, 'Gear Handbook,' Chap. 14, McGraw-Hill, 1962.
 19. T. Endo, T. Iijima, Y. Kaneko, Y. Miyakawa, M. Nishimura, "Tribological Characteristics of Bonded MoS₂ Films Evaluated in Rolling-Sliding Contact in a Vacuum," Wear, Vol 190, pp.219-225, 1995.
 20. Darle W. Dudley, 'Handbook of Practical Gear Design,' Chap. 7, McGraw-Hill, 1984.
 21. AGMA (American Gear Manufacturers Association) 110.04
 22. ANS (American national standard) B6.12-1964