

엔진 윤활시스템 유로망 해석



전 상 명

대우자동차 기술연구소

●1957년생.
●윤활공학 및 열·유체 공학을 전공했으며, 자동차 트라이볼로지에 관심을 가지고 있다.

1. 머리말

과거에는 엔진 윤활 계통의 설계는 엔진 기술자의 경험과 판단에 기초되었다. 그러나 높은 성능의 요구와 여러가지 악세서리 사용 증가에 따른 연소온도의 증가는 냉각과 윤활의 역할을 증가시키고 있으며 이러한 요구 조건을 만족시키기 위하여, 엔진 설계자들은 윤활 설계 문제에 더 효율적이고 실제적인 해결을 이끌 수 있는 새로운 개념과 기술을 찾고 있다. 실험에 의하여 윤활 문제를 해결하는 것은 상당히 힘들 뿐 아니라 경비가 많이 든다. 그러므로 엔진의 초기 설계시 이러한 문제점을 극복하기 위해서 해석적인 방법을 이용하는 것이 바람직하다고 본다.

엔진 윤활유 회로 설계시 공급되는 윤활유의 양과 공급 압력에 따라 엔진 각 부위의 윤활 및 냉각 상태가 결정되므로 엔진의 성능 및 수명과 밀접한 관계가 있다. 유로를 통해서 윤활유가 공급되는 부분은 메인 베어링, 커넥팅로드 대단부 베어링, 캠축 베어링, 유압 태핏 그리고 타이밍 그라이브 축 베어링과 터보 차저 베어링 등이고, 엔진에 따라 윤활유 주입 방법에 차이는 있으나 피스톤 벽과 커넥팅로드 소단부 측, 피스톤 핀 주위는 커넥팅로드로부터 간헐적으로 뿜어서 공급하거나 고부하가 걸리는 엔진일 경우에는 메인 유로에 오일 제트를

설치하여 윤활과 냉각을 동시에 한다. 밸브트레인 윤활은, 사용되는 시스템의 종류에 따라 윤활유를 공급하는 회로가 조금씩 다르다. 그 밖에 유압을 이용한 텐서너, 가변 밸브 개폐기구 등 윤활유의 압력을 이용하는 부품들이 늘고 있다. 엔진의 윤활 시스템에서 압력 강하를 유발하는 여러가지 부품들이 있는데 유로의 곡선부 혹은 단면적인 변화가 있는 부분과 오일 펌프, 오일 필터, 체크밸브, 오일 제트, 유압 태핏 등이 대표적인 것들이다. 또한 크랭크축 및 캠축 내의 유로를 지날 때는 원심력의 영향 때문에, 유입시에는 압력강하 그리고 유출시에는 압력상승도 일어난다. 대체로 공급 윤활유의 10~20%는 크랭크축 시스템, 30~40%는 피스톤-콘로드 시스템, 50~60%는 밸브 시스템으로 공급되어진다. 이러한 각 엔진 윤활 부품에 대한 최적의 윤활유를 공급하는 방법들이 참고문헌 (1)~(6)에서와 같이 연구되어 왔다.

이 글에서는 일반적인 유로망(flow network) 이론 및 실제 엔진에서 윤활유가 각 부품들을 통과할 때 일어나는 저항에 대한 실험식을 논하였고, 이를 실제 엔진 윤활 시스템에 적용한 시뮬레이션 프로그램 구성에 대하여 언급하고자 한다.

2. 기본 이론

유로망 설계시 유량 및 유동 방향 그리고 각

회로 내에서의 압력 손실 등을 결정해야 한다. 이러한 해석을 위해서는 두 가지 수력학적 원리를 이용할 수 있다. 첫째로 주어진 유로망의 각 연결부에서 질량 보존 법칙을 적용하는 것이다. 유힐유를 비압축성 유체로 가정하면 유로내 밀도를 일정하다고 볼 수 있으므로 식 (1)과 같이 쓸 수 있다.

$$\Sigma=0 \quad (1)$$

여기서, Σ 는 연결부에서의 출·입 유량을 나타내며, 다시 말해서 연결점에서의 유량의 대수합은 0이라는 것이다. 이 원리를 통해 국부 압력 계산을 위한 연립 방정식을 얻을 수 있다. 두번째로 단일 유선(stream line)에서 단위 무게당 에너지(potential) 연속 조건을 부여하는 것이다. 이 경우 밀폐된 유로(closed path)에서의 압력 손실의 대수합은 0이라는 것인데 이는 식 (2)와 같이 표시된다.

$$\Sigma=0 \quad (2)$$

여기서, Σ 는 폐회로에서의 압력강하를 나타내며, 이 식들은 시스템의 유동 계산을 위한 연립 방정식을 제공한다. 위의 원리들은 전기회로에서의 키르호프(Kirchoff) 법칙과 유사한 것이다. 시스템을 풀기 위하여 소 그룹 및 전체 시스템에 대해 시행착오(try and error)방법을 이용하거나 전 시스템을 나타내는 비선형 연립방정식을 수치해석적으로 풀 수 있다.⁽⁷⁾ 참고로 전자의 방법은 다음과 같다. 펌프로부터 토출되는 유량을 가정하고 이로부터 펌프 출구 압력을 펌프 성능식으로부터 구하고 각 유힐 부위로부터 유출되는 유량을 구한 후 이들 값을 더한 것을 가정한 유량과 비교한 후 틀린 경우 다시 가정하여 이 절차를 반복하여 펌프 유출 유량을 결정하고 각 부위의 압력과 유량을 계산한다.

3. 적용 방정식

3.1 파이프 유동 방정식

모든 유로망은 소회로의 조합으로 볼 수 있

고, 그 중 기본적인 성분은 파이프 내의 유동이다. 고도 차이가 $\Delta z=z_j-z_i$ 인 i 점에서 j 점까지에 이르는 비압축성 유동에서의 압력손실은 식 (3)의 패닝(Fanning)의 식으로 나타낼 수 있으며 이는 에너지 방정식을 이용하여 유도된다⁽⁸⁾.

$$p_i - p_j - \rho f(Q, D) \frac{8Q^2}{\pi^2 D_i^4} \left[\frac{N}{D_i} + \frac{K}{f(Q, D_i)} \right] - \gamma(z_j - z_i) = 0 \quad (3)$$

여기서, K 는 수두손실 계수를 나타내며, 실험에 의하여 결정되어진다. 보통 엘보우(elbow)에 대해서는 $K=0.9$, T형 조인트에 대해서는 $K=1.5$ 를 사용한다. 또한 정해진 파이프 거칠기에 대해서는 마찰계수 f 는 레이놀즈수와 파이프 지름에 의해서 결정된다.

(1) 층류흐름, $Re \leq 2000$ 일 때, 식 (4)와 같다.

$$f(Q, D) = \frac{64}{Re} \quad (4)$$

(2) 난류흐름, $Re > 2000$ 일 때, 식 (5)와 같다.

$$f(Q, D) = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} \quad (5)$$

여기서, $Re = 4\rho Q / \pi\mu D$ 이며, μ 는 점성계수이다. 식 (4)는 층류이론에 의해서 유래된 정확한 결과이며, 식 (5)는 난류유동에 대한 블라시우스(Blasius)의 경험치이다. 층류와 난류 유동 사이의 천이구간을 무시하는 것은 단순히 편의를 위한 가정이다.

3.2 각 구성품의 유동 특성식

기본적인 파이프들의 연결 외에 유로망은 펌프, 필터 열교환기 및 기타 유동저항들을 포함한다. 이러한 각각의 구성품은 일반적으로 압력차와 유량과의 비선형 관계식으로 표시할 수 있다.

(1) 엔진 오일펌프의 유동특성

일반적으로 엔진 오일펌프는 용적형 펌프로 외접기어(gear) 형과 로터(rotor 혹은 trochoid) 형과 내접기어에 췌기(grescent 혹은 chickle)

를 갖는 형 등이 쓰이고 있다. 이들 용접형 펌프의 유출 유량은 펌프 각속도와 직접 비례하나 출구 압력과는 무관하다. 그러나 어느 정도의 유출이 로터와 옆판 사이에 존재하고, 이 측면 유출량은 펌프 출구 압력에 따라 증가한다. 그러므로 순수 펌프 출구 유량은 이상 출구 유량에서 측면 유출량을 뺀 값이다. 또한 대부분의 엔진 오일 펌프는 바이패스 밸브를 갖고 있으며, 어떤 합계 압력에 도달하면 이 밸브는 열리게 되어 있어 펌프 유출 유량은 급격히 감소한다. 오일 펌프의 성능은 식 (6)으로 표시되어진다.

$$p_i - p_j - \beta_{1p} + \beta_{2p} Q^k = 0 \quad (6)$$

여기서, $p_{i,j}$ 는 압력(N/Cm²), Q 는 체적 유량(Cm³/sec)이며, 윗식에서 쓰이는 상수 즉, β_{1p} 과 β_{2p} 와 k 는 펌프 성능 실험으로부터 얻어진다. 식 (6)을 사용시 바이패스 밸브가 작동하는 한계 압력을 함께 고려해야 한다.

(2) 오일 필터의 유동특성

오일 필터는 유체 저항기로서 취급되어질 수 있으며 전형적인 필터의 유동 특성은 식 (7)과 같이 주어진다.

$$p_i - p_j - \alpha_f Q^{kf} = 0, \quad 1 < kf < 2 \quad (7)$$

여기서, Q 는 체적 유량(Cm³/sec), $p_{i,j}$ (N/Cm²)는 필터의 입구와 출구에서의 압력이다. α_f 와 k 는 상수로서 유체 흐름 실험을 통해서 결정되어진다.

(3) 제트(Jet)의 유출유량

오일 제트의 유출유량은 노즐에 적용되는 유량 계산식으로부터 식 (8)과 같이 유도된다.

$$Q = (\pi\sqrt{2}/4) * \sqrt{100p/\rho} * \frac{1}{\sqrt{1/(1/d_2^2 - 1/d_1^2)}} * \alpha_j \quad (8)$$

여기서, p 는 주입 압력(bar)이며, ρ 는 밀도(Kg/cm³)이고, Q 는 유량(1/min)이다. 또한 d_1 , d_2 는 오일 제트 입구 및 출구 지름이다. α_j 는 회전속도에 따라 다르며 커넥팅로드 제트일 경우와 블럭 유로에 붙어 있는 제트 경우가 각각 다르다.

(4) 원심력에 의한 압력 조건

각 축의 회전 운동에 따라 원심력에 의하여 윤활유의 흐름에 영향을 미치며 그 관계식은 일반적으로 식 (9)과 같은 경험식이 쓰이고 있다.

$$\Delta p = 1.77 * N^2 * R_m^2 * 10^{-7} \text{ (bar)} \quad (9)$$

여기서, N 은 엔진 속도로 rad/sec이고, R_m 은 윤활유 출구 구멍까지의 지름(mm)이다.

이를 각 베어링의 윤활유 주입통로를 검토하면 다음과 같다.

1) 메인 베어링에서의 윤활유 흐름

메인 베어링에서는 크랭크축의 회전운동에 의해서 실린더 블럭으로부터의 윤활유 흐름을 방해하므로 압력저하로 작용한다. 메인 베어링의 R_m 은 베어링 반지름과 같다. 그러므로 원심력에 의한 압력 감소는 식 (10)과 같이 표시된다.

$$\Delta p = -1.77 * N^2 * R_{mM}^2 * 10^{-7} \text{ (bar)} \quad (10)$$

여기서, $R_{mM} = D_M/2$ 이며, D_M 은 메인 베어링 지름이다.

2) 커넥팅로드 대단부 베어링의 윤활유 흐름

대단부 베어링에서는 크랭크축의 회전운동에 의해서 윤활유 흐름이 가속되므로 압력 상승으로 작용한다. 이러한 원심력에 의한 압력 증가는 식 (11)과 같이 표시된다.

$$\Delta p = 1.77 * N^2 * R_{mB}^2 * 10^{-7} \text{ (bar)} \quad (11)$$

여기서, $R_{mB} = \sqrt{(L+y)^2 + t^2}$, $y = \sqrt{p^2 - t^2}$

여기서, L 은 크랭크축 중심과 크랭크핀 중심과의 거리이고, t 는 메인 베어링 윤활홀과 대단부 베어링 윤활홀이 일직선 상에 있을 경우 대단부 베어링 중심선과 대단부 베어링 윤활홀 입구까지의 거리이다. 그리고 y 는 대단부 베어링 중심에서 윤활홀 입구까지의 상하방향 수직 거리이고 p 는 대단부 베어링의 반지름이다. 그림 1의 크랭크축 유로를 참고하기 바란다.

3) 캠축 베어링의 윤활흐름

이 글에서 고려하고 있는 캠축 베어링에서는

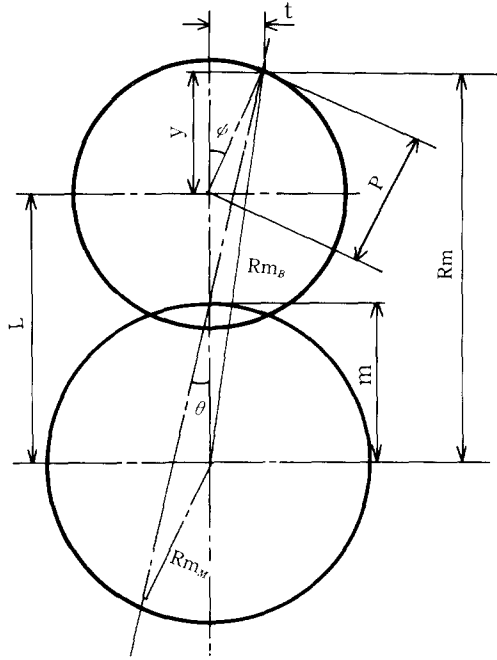


그림 1 크랭크축 유로

앞쪽 베어링으로 유입되어 타 베어링으로 유출되므로 앞쪽 베어링에서는 원심력에 의해 압력저하가 나타나며 기타 베어링에서는 압력상승으로 나타난다.

$$\Delta p = \pm 1.77 * N_c^2 * R_{mc}^2 * 10^{-7} \text{ (bar)} \quad (12)$$

여기서, -부호는 앞쪽 베어링에 대한 것이고 기타 베어링에서는 +부호가 된다. 또한 $R_{mc} = D_c/2$ 이고 $N_c = N/2$ 이다.

(5) 베어링의 유출 유량

엔진에서는 메인 베어링과 커넥팅로드 베어링과 캠축베어링 등이 주요 베어링이다. 엔진 베어링 하중은 순간적으로 그 크기와 방향이 변한다. 동적하중을 받는 이들 베어링의 윤활 해석은 매우 어렵다. 그러나 여기서는 순간적인 베어링 성질을 토의하려는 것은 아니다. 주어진 일정 축 속도에서 전체 엔진 윤활 시스템에 관계되는 주요 요인은 베어링 윤활유 온도와 측면 유출량과 평균 마 동력 손실 등이다. 그러므로 정적 베어링 하중 계산은 평균

베어링 성질에 대한 합리적인 근사값을 줄 것이다. 주어진 베어링 하중과 베어링과 축의 치수 그리고 주입 윤활유의 성질(주입 온도, 압력, 점도 등)을 알면 정상상태(일정 축 각속도) 베어링 성질은 여러가지 형태의 식으로부터 계산될 수 있다. 참고 문헌 (4)에서는 비교적 간단한 베어링 유출 유량식을 제안하였고, 그들은 베어링에서의 윤활유 유출량은 주입 윤활유 압력으로 인한 유출량과 수력학적 펌핑(hydrodynamic pumping)으로 인한 유출량의 합으로 보았다.

- 1) n 개의 고정 윤활유 공급홀을 갖는 판 베어링(plane bearing)

$$Q = (150 * n * p / \mu * C^3) * (1 + \epsilon * \cos \phi) * * 3 + (0.5 * \epsilon * N * D * L * C * 10^{-4}) \quad (13)$$

- 2) n 개의 회전 윤활유 공급홀을 갖는 판 베어링

$$Q = (250 * n * p / \mu * C^3 * [\text{TAN}^{-1}(\pi D / L)] (1 + 1.5 * \epsilon * * 2) + (0.8 * \epsilon * N * D * L * C * 10^{-4}) \quad (14)$$

- 3) 원주 방향 윤활홀을 갖는 메인 베어링

$$Q = (955 * D / L * p / \mu * C^3) (1 + 1.5 * \epsilon * * 2) + (0.4 * \epsilon * * N * D * L * C * 10^{-4}) \quad (15)$$

여기서, ϵ 는 편심률(eccentricity ratio)이고, ϕ 는 상태각(attitude angle : load line과 min. film thickness line과 이루는 각)이며, μ 는 동점성 계수(cp : dynamic viscosity)이다. Q 는 윤활유 유량(l/min), n 은 윤활유 홀의 수, p 는 윤활유 주입 압력(bar), C 는 베어링 직경 틈새(mm), D 는 저널 지름(mm), L 은 저널 길이(mm), N 은 축 속도(rad/sec)이다.

이 글에서 고려하고 있는 엔진의 메인 베어링에서는 고정된 윤활유 홀에서 윤활유가 유출되어 원주 방향 윤활유 홀을 갖는 베어링으로 공급되므로 세번째 식을 사용한다. 또한 커넥

팅로드 대단부 베어링에서는 회전하는 윤활유 공급홀을 통해서 윤활유가 공급되므로 두번째 식을 사용하며, 캠 축에서는 앞쪽 베어링으로 윤활유가 유입되어 그 자신과 다른 네 개의 베어링을 통해서 유출되므로 앞쪽 베어링에서의 유입량은 기타 베어링에서의 유출량보다 많아 야한다. 앞쪽 캠베어링에서는 메인 베어링과 같이 윤활유가 유출되므로 유출량을 계산하기 위해서는 세번째 식을 쓰며, 다른 캠베어링에서는 캠축이 회전하면서 그 곳에 있는 윤활유 홀을 통하여 윤활유가 유출되므로 두번째 식을 사용한다.

(6) 태핏의 유동 특성

유압 태핏의 내부와 둘레를 통한 오일 흐름의 수력학적 현상은 아주 복잡하다. 기본 설계 개념은 각 태핏 제조업체에 따라 다르다. 그러므로 각 태핏 설계의 상세 지배방정식을 다루는 것은 본 연구의 범위를 벗어난다. 태핏 둘레의 흐름은 해석적으로 계산될 수 있다. 정상적인 운전 조건에서 태핏은 시스템 안에서 상하로 움직인다. 태핏 운동 방향과 유로 흐름 방향을 따라 압력 구배가 있다. 복잡한 흐름현상 때문에 수학적 계산을 어렵게 한다. 간단한 모델은 통상 실험 결과와 잘 일치하지 않는다. 그러므로 태핏 흐름 조건은 실험 결과에 의존할 수 밖에 없다. 드럼형 유압식 태핏의 유동 특성은 상온(25°C)에서 드럼 반경 간극(c)과 정지상태에서, 그림 2와 같이 드럼 윤활홀로부터 드럼 케이스 표면 곡선의 최저점까지의 높이(h) 및 윤활유의 점도(온도)에 따라 변하

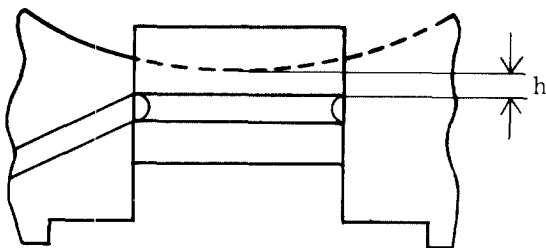


그림 2 태핏모형

며 다음과 같은 유동특성을 나타낸다.⁽⁹⁾

$$Q = f_r * \Delta p^{1.3} \quad (16)$$

여기서, Q는 윤활유의 체적 유량(Cm³/min)이고, Δp는 윤활유 주입 압력과 주위 압력과의 차(bar)이다. 또한 f_r은 상수로서 시험에 의해 결정된다.

4. 윤활 회로 해석

일반적으로 개개의 구성품에 대한 압력-유동 관계는 식 (17)과 같이 쓸 수 있다.

$$F(p_i, p_j, Q) = 0 \quad (17)$$

이러한 각각의 구성품들을 연결하면 종합적인 시스템이 구성된다. 다시 말해 전체 엔진 윤활 시스템은 일반적으로 몇 개의 기본 수력 다이아그램으로 분리될 수 있고 각 기본 수력 다이아그램을 품으로써 국부 압력, 유량을 구할 수 있다.

이 과정에서 고려해야 할 사항은 다음과 같다. 일반적으로 엔진 윤활유 유량은 엔진 속도, 오일 펌프 유출 압력, 오일 점성 등에 따라서 변한다. 특히 유량은 주어진 속도 하에서 오일 압력이 증가함에 따라 증가한다. 즉 펌프 유출 압력이 높으면 엔진을 통하여 흐르는 오일이 더 요구되어진다. 반면, 유출 유량은 펌프 유출 압력에 반비례한다. 펌프로부터 나오

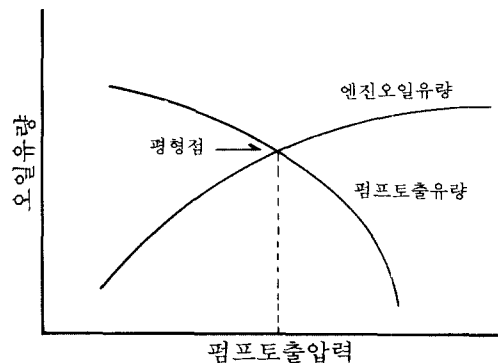


그림 3 엔진 오일 유량과 펌프 토출량 관계

는 오일 유량은 엔진이 필요로 하는 유량과 같아야 하므로 전체 엔진 윤활 시스템을 해석하기 위해, 그림 3에 나타난 평형점 A를 발견하는 것이 필요하다. 이것은 보편적으로 수치 반복 기법에 의해서 수행되어진다. 즉, 윤활유 유량을 가정하고 이로부터 펌프 출구 압력을 오일 펌프 성능 곡선으로부터 찾을 수 있다. 이어서 여러 위치에서의 압력강하와 유량이 계산된다. 마지막으로 오일 팬으로 되돌아온 윤활유는 전체 엔진 유량과 같아야 한다. 만약 엔진 윤활유 유량이 펌프 출구 유량과 일치하지 못하면 새로운 값을 가정하고 위의 과정을 반복하여 평형점 A를 찾는다.

5. 오일의 온도와 점도와 밀도

엔진에 사용된 오일의 등급은 SAE 5W30이며 각 RPM에서 오일의 온도를 측정하여 오일의 등급 및 온도를 알면 엔진 오일의 점도와 밀도는 다음과 같은 관계식⁽¹⁰⁾으로부터 구할 수 있다.

$$\mu = 10^{**} * (10^{**} * (b - c * \log 10(T_r)) - 0.6) \quad (18)$$

$$\rho = 0.0361 * (a - 0.000354 * T_f) \quad (19)$$

여기서, a, b, c는 오일 등급에 따라 결정되는 상수이며, T_f 와 T_r 은 각각 화씨온도와 랭킨(Rankine)온도이다.

일반적으로 윤활회로 내에서는 오일팬의 온도와 같다고 볼 수 있으나, 베어링 내부의 온도는 유체 전단력에 의한 저항 및 마찰열로 인하여 같다고 볼 수 없으며 다음과 같은 식으로 표현될 수 있다.

$$T = T_1 + \frac{(1 + kN^2)^{1/2} - 1}{2} (T_1 - T_a) \quad (20)$$

여기서, k 는 식 (21)과 같다.

$$k = 8\pi^3 \left(\frac{LD^3}{C} \right) \frac{\mu_1}{K(T_1 - T_a)} (1 - \varepsilon^2)^{-1/2}$$

$$K = Q\rho^{\circ} \quad (21)$$

여기서, T 는 베어링 내부 온도(°C), T_1 는 윤활유 주입 온도(오일 팬 온도: °C), T_a 는 실 기저온도(apparent solidifying temperature of oil: °C), N 는 회전수(rev/sec), L 는 베어링 폭(cm), D 는 베어링 지름(cm), C 는 베어링 틈새(cm), μ_1 는 주입 온도에서의 윤활유 점도(N -sec/cm²), ε 는 베어링 편심률, Q 는 유량(cm³/sec), ρ 는 윤활유 밀도(kg/cm³), ρ° 는 윤활유의 비열(KJ/kg°C)을 나타낸다.

6. 엔진 윤활회로 및 해석 프로그램

이 글에서 언급하고자 하는 엔진의 윤활회로는 그림 4와 같으며 회로내 표시된 기호는 다음과 같은 부속물을 나타낸다.

그림 4의 엔진 윤활 시스템을 해석하기 위한 프로그램은 메인 프로그램과 엔진 오일의 점도 및 밀도를 계산하는 프로그램을 포함해서 여러 개의 부 프로그램으로 구성되어 있다. 메인 프로그램은 요구되는 모든 입력 데이터를 읽어들이며 유량-유압관계를 나타내는 기본 방정식의 조합으로 이루어진다. 즉, 전체 시스템의 물리적 치수들, 주어진 운전조건(엔진 속도, 엔진 오일 온도, 오일의 SAE등급)과 여러 실험 상수들(오일 펌프 및 필터의 성능을 나타내기 위한 실험식의 상수)을 읽어들이며 이를 토대로 기초 수력 다이어그램인 부프로그램을 불러들여 유량과 압력을 계산하면서 연속 조건을 만족시키기 위하여 반복과정을 수행한다. 그 계산과정은 전체 회로가 수렴될 때까지 반복될 것이다. 필요한 전체 엔진 유량은 각 누출 부위에서 유출되는 유출량을 합하면 알아 낼 수 있다. 만약 이 엔진 오일의 유량이 펌프 토출량과 같지 않다면 수정이 가해진다. 새로운 펌프 토출 압력과 그에 상응하는 유량은 입력 오일 펌프 성능 곡선식으로부터 계산되어지며 전 계산과정까지 반복되어진다. 평형점 A가 발견되어진 후 모든 계산된 결과는 출력 파일에 인쇄되어진다.

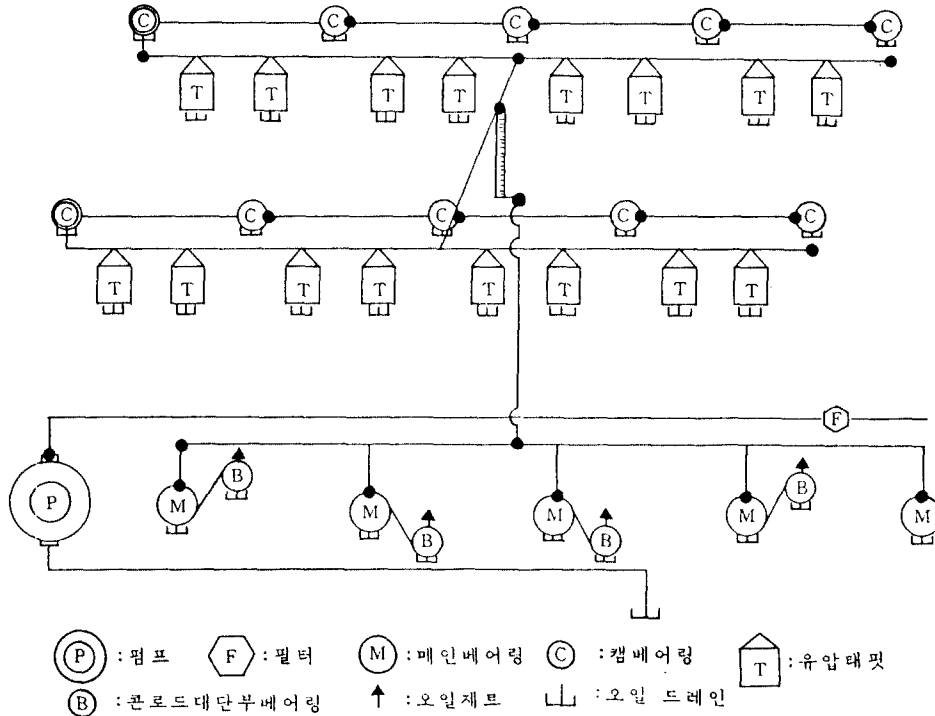


그림 4 윤활회로 예

7. 맺음말

이상과 같이 이 글에서는 엔진 윤활 시스템 해석 프로그램의 구성 요인 및 프로우차트를 열거했으며 이렇게 만들어진 프로그램을 이용하여 엔진의 개선 및 신엔진 개발 시에 매개변수를 변화시켜가며 오일 유로의 설계와 요구되는 오일량을 결정하여 최적의 윤활시스템을 설계할 수 있다고 본다. 참고로 밸브시스템의 정상적인 작동을 유지하는 상태에서 요구되는 토출 유압과 유량이 줄어들면 오일 펌프의 용량을 줄일 수 있고 그로 인해 오일 펌프 구동손실도 줄일 수 있다. 또한 최적 유량이 공급될 때 엔진 구동손실을 최소화할 수 있다.^(6,11) 더 나아가 본 해석으로 얻은 최적화된 유량이 만족된 이상적인 윤활 부위의 치수가 결정된 상태에서 운동부의 마찰을 최소화하는 엔진 마찰

의 수치해석적 모델⁽¹²⁾을 개발하는 것도 흥미 있는 과제이다. 또한 간단한 테스트 리그 제작에 의한 각 윤활 부품에서의 압력-유량 관계 실험식의 정확도를 높이는 것도 앞으로의 과제이다.

참고문헌

- (1) Lo, R. S., 1971, "Digital Simulation of Engine Lubrication Systems," SAE 710205.
- (2) Heubner, K. H., 1975, "A Simplified Approach to Flow Network Analysis: Application to Engine Lubrication Systems," SAE 750080.
- (3) Neu, E. A., Wade, J. A. and Chu, A. C., 1977, "Simulating the Lubrication System of a Diesel Engine," SAE 770032.
- (4) Ricardo Consulting Engineers, 1976, Lu-

- bricating Oil Systems for Automotive Engines, DP. 76/155.
- (5) Kluck, C. E., Olsen, P. W. and Skriba, S. W., 1986, "Lubrication System Design Considerations for Heavy-Duty Diesel Engines," SAE 861224.
- (6) Tran, P., Yamamoto, T., Baba, Y. and Hoshi, M., 1987, "An Analysis of Lubricating System of Automobile Gasoline Engine," SAE 871659.
- (7) Press, W. H., Flannery, B.P., Teukolsky, S.A. and Vetterling, W.T., 1986, Numerical Recipers : The Art of Scientific Computing, Cambridge University Press, Pang Han Publishing Company, pp. 269 ~272.
- (8) Streeter, V.L. and Wylie, E.B., 1979, Fluid Mechanics, McGraw-Hill, Inc., pp. 82~261.
- (9) Hugelmann, P., 1983, Hydraulic Valve Clearance Compansation, INA Bearing Company Limited, Engineering Reprot.
- (10) Lin, H. S., 1981, "Viscosity of Motor Oil," Federal Mogal, Engineering Report.
- (11) Hass, A., Esch, T., Fahl, E., Kreuter, P. and Pischinger, F., 1991, "Optimized Design of the Lubrication System of Modern Combustion Engines," SAE 912407.
- (12) Hamai, K., Masuda, T., Goto, T. and Kai, S., 1991, "Development of a Friction Prediction Model or High Performance Engines," Lubrication Engineering, Vol. 47, No. 7, pp. 567~573. 