〈논 문〉 SAE NO. 97370088

자동변속기 마찰요소의 동특성 해석

Analysis of Dynamics Characteristics for Friction Elements in Automatic Transmission

최 영 종*, 정 우 진**, 김 성 원***
Y. J. Choi, W. J. Chung, S. Kim

ABSTRACT

In this paper, the modeling and analysis of dynamic characteristics has been carried out for friction clutches and brakes in an automatic transmission. From the operating oil pressure generated by the valve-body, time delay by check valve and the movement of piston has been examined. Also torque capacity and torque transferred at the clutch is studied. Heat capacity and temperature distribution at the reaction plate of clutch are modeled by time-dependent, nonhomogeneous partial differential equation, and brake torque, brake time, and the amount of heat generated are investigated. It is found that the time delay at the check valve is very short but dominant at the spool.

주요기술용어 : Automatic Transmission(자동변속기), Wet-type Multi-disc Clutch(습식 다판 클러치), Kick-down Brake(킥다운 브레이크), Check Valve(체크 밸브), Viscous Torque (점성 토크), Torque Transferred(전달 토크), Torque Capacity(토크 용량), Heat Capacity(열용량)

1. 서 론

자동변속기는 운전자에 의해 행해지던 변속 조작을 전자 제어 장치가 차량의 주행상황을 파악해 변속하는 장치이다. 자동변속기는 그 편리함 때문에 사용이 꾸준히 늘고 있지만, 변속시점을 변속기 내의 제어 장치가 결정하기 때문에 운전자가 변속 충격에 대한 충분한 대비를 할 수 없다는 단점이 있다. 따라서 운전자가 느낄 수 있는 변속 충격으로 인한 불쾌감을 최소화하기 위한 변속 제어 장치가 내장되어 있다. 자동변속기는 크게 전자제어 장치, 유압제어 장치, 작동기구, 유성치차 등으로 이루어져 있다. 자동변속기의 변속은 전자제어 장치의 전기 신호를 받은 유압제어 장치가 클러치, 브레이크 등의 작동기구를 작동 또는 해제시켜 유성치차의 기어비를 변

*(주)한화
**고려대학교 기계공학과 대학원
***정회원, 고려대학교 기계공학과

환시킴으로 이루어진다. 그러므로 변속시 최종 액튜에이터로 작용하는 클러치, 브레이크 등의 마찰요소의 접속 특성은 변속품질 형성에 중요한 역할을 한다. 마찰요소를 통한 동력전달 및 차단시 급격한 과도 상태는 졸트(jolt) 현상을 야기하며, 이는 변속품질 저하에 큰 영향을 미친다. 또한 과도 상태에서 발생하는 마찰열은 마찰요소의 내구성과 밀접한 관계를 갖는다. 따라서 변속 품질 향상과 마찰요소의 내구성 면에서 마찰요소의 동특성 해석이 필요하다.

Ludwig[1](1959)는 다판 클러치의 토크 용량과 피동축의 회전속도 및 열발생에 관한 이론적인 해석을 수행하였고, Tatalah[2](1972)는 클러치 판에서의 열전달 및 온도 분포에 관한 이론적인 해석을 했다. 80년대 이후로는 Zagrodzki[3](1985)가 수치해석을 이용하여 클러치 판의 열분포 및 열응력에 대한 해석을 했고, Wouters[4](1991)는 삼각대각 행렬 알고리즘(TriDiagonal Matrix Algorithm)을 이용하여 수치적으로 열분포를 구하는 등 기존의 이론해석을 바탕으로 컴퓨터를 이용한 수치해석이 수행되어졌다.

본 논문에서는 일본에서 개발되어 상용화된 자동변속기를 분해 측정하여 해석에 필요한 자료를 얻었다. 이 실측자료를 바탕으로 각 마찰요소를 모델링하였고, 그중 습식다판식인 끝 클러치(End Clutch)와 두겹 밴드식 킥다운 브레이크(Kick-Down Brake)에 대해 해석을 수행하였다. 특히 밸브바디 각 부분의 치수를 측정하고 각 상수 및 계수를 실험을 통해 구한 다음, 이를 바탕으로 전체를 시뮬레이션하여 구한 입력유압을 가지고 클러치 판 사이의 간격, 전달 토크, 열발생 및 온도 분포와 킥다운 브레이크의 제동시간과 발생열량 등 중요 마찰요소의 동특성 해석을 하였다. 또한 각 마찰요소에 공통적으로 들어있는 체크밸브의 작동압력을 구해 이에 따른 시간지연도 산출하였다.

2. 마찰요소의 동특성 해석

2.1 체크밸브의 작동유압

Fig.1은 체크밸브(Check Valve)의 대략적인 모습이다. 유압이 입력되면 체크볼이 굴러 입구를 막게되며 이때부터 피스톤은 힘을 받게 된다. Fig.2는 작동 압력을 계산하기 위한 힘의 평형을 보인 그림이다.

Fig.1에서 γ_{cv}는 피스톤 중심으로부터 체크밸브 까지의 길이, γ_b는 오일 주입구(4개)까지의 길이, γ_{oi}는 체크볼의 반지름, θ는 출구각이다. 체크밸브는 고속 회전에 의한 원심력과 유압에 의한 힘을 받으므로 힘의 평형식을 이용하여 체크밸브가 닫히는 압력을 구할 수 있다.

$$\sum M_0 = p_c A_{co} r_b \cos\theta - m r_{cv} \omega^2 r_b \sin\theta \geq 0 \quad (1)$$

여기서 A_{co}는 유압이 작용하는 부분의 면적이다. 체크밸브 입구에서의 압력은 원심력과 와류(Vor-

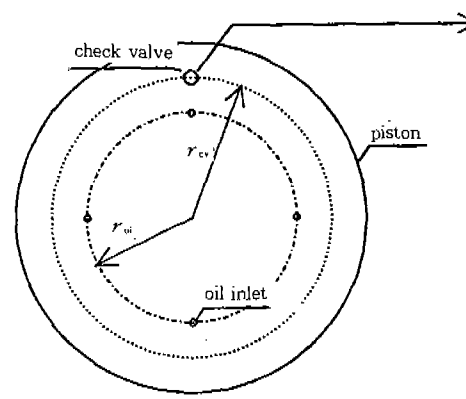


Fig.1 Check Valve

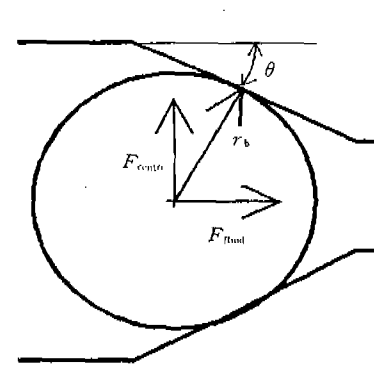


Fig.2 Force Balance in Check Valve

tex) 때문에 유압 주입구에서의 압력과 다르다. 원심력에 의해 변화된 체크밸브 입구에서의 압력은 나비아-스토크(Navier-Stokes)의 식을 이용해 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$-\rho\frac{v_\theta^2}{r}=-\frac{\partial p}{\partial r} \tag{2}$$

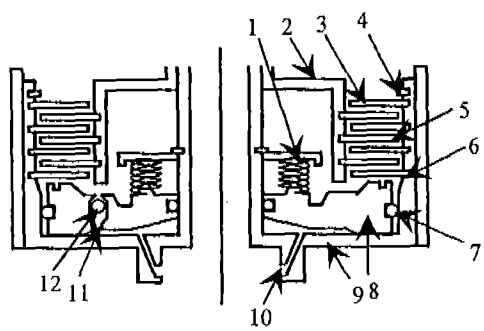
이때 유압 주입구에서의 압력과 그 위치를 경계조건으로 사용했다.

$$p(r_{oi})=p_i \tag{3}$$

식(2)를 경계조건을 이용해 풀면 와류를 고려하기 전의 체크밸브 입구에서의 압력을 구할 수 있다. 실험에 의하면 와류로 인한 압력 손실은 50 % 정도이다.[5] 따라서 이를 이용해 와류를 고려한 체크밸브 입구 압력(p_c)을 구했다.

2.2 클러치의 작동 원리

클러치는 유압에 의해 작동되는 피스톤이 구동축과 피동축에 각각 연결된 판들을 밀착시켜 구동축의 동력을 피동축에 전달시켜 주는 장치이다. Fig.3은 클러치의 대략적인 모습이다. 유압라인에서 유압이 입력되면 체크밸브가 닫히면서 유압에 의해 피스톤이 전진하며, 전진한 피스톤은 구동축에 연결되어 있는 리액션 판(Reaction Plate)과 피동축에 연결되어 있는 라이닝 판(Lining Plate)을 접하게 함으로써 마찰에 의해 동력이 전달된다. 유압이 해제되면 체크밸브가 열리면서 리턴 스프링(Return Spring)에 의해 피스톤은 제자리로 돌아간다. 플랜지(Flange)의 두께에 따라 각 판 사이의 간격이 달라지며, 리테이닝 링(Retaining Ring)은 플랜지를 고정시키는 역할을 한다.



1. Return Spring
2. Fly Wheel Axis
3. Flange
4. Retaining ring
5. Lining Plate
6. Reaction Plate
7. Rubber Oring
8. Piston
9. Driving Axis
10. Oil Inlet
11. Check Valve
11. Check Ball

Fig.3 Schematic Diagram of End Clutch

2.3 피스톤의 작동

클러치 피스톤의 움직임은 다음과 같은 운동방정식을 고려하여 구할 수 있다.

$$m(x)x''+cx'+kx=p_{oi}A_p-f_0 \tag{4}$$

여기서 $m(x)$는 피스톤의 위치에 따라 달라지는 질량, c는 감쇠 계수, k는 스프링상수이다. 그리고 p_{oi}는 입력 유압, A_p는 유압이 작용하는 피스톤 면적, f_0는 리턴스프링의 초기 압축력이다. 여기서 입력 유압 p_{oi}는 피스톤이 전진하면서 유체가 팽창해 압력이 떨어진다. 즉, 입력 유압은 피스톤 전진거리의 함수이다. 따라서 식(4)를 풀기 위해 피스톤의 간격 거동과 입력 유압을 동시에 시뮬레이션 하였다.

2.4 점성 토크

클러치 판들이 접촉하기 전에는 판 사이의 유체의 점성에 의해 생긴 전단응력이 점성 토크를 유발한다. Fig.4는 판 사이의 유체에 의한 점성 토크를 보인 그림이다.

Fig.4와 같은 모델에서 연속 방정식과 모멘텀 방정식을 만족시키는 속도분포를 구하면 다음과 같다.

$$u=U(\frac{1}{2}+\frac{y}{h}) \tag{5}$$

이때 생긴 전단응력 τ는 다음과 같으며,

$$\tau=\mu(\frac{\partial u}{\partial y})=\mu\frac{du}{dy}=\mu\frac{U}{h}=\mu\frac{r\theta}{h} \tag{6}$$

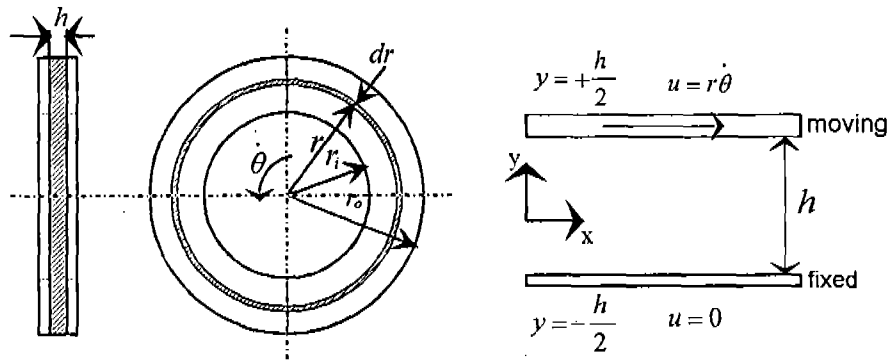


Fig.4 Viscous Torque by the Oil Between Plates

미소 면적 dA에 작용하는 전단응력에 의한 미소 모멘트는

$$dT_v=\tau dAr=\mu\frac{r\theta}{h}(2\pi r dr)r \tag{7}$$

이며, 이를 판의 전면에 대해 적분하면

$$T_v=\int_{r_i}^{r_o}\frac{2\pi\mu}{h}\theta r^3 dr=\frac{\mu\pi(r_o^4-r_i^4)}{2h}\theta \tag{8}$$

이다. 여기서 T_v는 점성 토오크, μ는 유체의 점도, h는 판 사이의 거리, θ는 판의 회전 각속도이다.[6]

2.5 전달 토크와 이에 따른 피동축의 회전속도 및 발생열

판이 접촉하면 전달 토크는 토크 용량의 영향을 받는다. 전 마찰면에 걸쳐서 균일한 압력이 작용한다고 가정할 때 토크 용량식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_c=\mu n F_a R_m \tag{9}$$

여기서 μ는 마찰계수, n은 마찰면의 갯수, F_a는 실제로 판에 가해지는 힘이고, R_m은 유효 평균반경이다. 여기서 마찰계수는 상대속도, 압력, 재질, 그루브(groove), 마모횟수 등에 따라 달라지는 변수이다. 전달된 토크에 의해 가속되는 피동축의 운동방정식은 아래 가정 하에서 식(10)과 같다.

가정 1) 구동축의 속도는 일정하다.
2) 클러치의 입력 토크는 접속 시간동안 일정하다.
3) 이 시스템은 마찰면을 제외하고는 아무런 마찰이 없다.

$$T_t=I\alpha=I\frac{dw}{dt} \tag{10}$$

여기서 T_t는 전달 토크, I는 피동축의 관성 모멘트(Moment of Inertia), w는 피동축의 회전 각속도이다. 식(10)을 적분하고, 초기 조건을 모두 0으로 놓으면 식(11)을 구할 수 있다.

$$w=\int_0^t\frac{T_t}{I}dt \tag{11}$$

접속은 입력 회전속도와 피동축의 회전속도가 같아질 때 완료되며, 이때 입력 회전속도와 피동축의회전속도 차에 의한 미끄럼이 마찰면에서의 열발생의 원인이 된다. 유압 입력 후 t초 동안 발생한 열의 총합은 식(12)에 의해 계산된다.[1]

$$Q=\int_0^t T_t(w_t-w)dt \tag{12}$$

여기서 w_t는 입력 회전속도이다.

2.6 열전달 및 판에서의 온도 분포

클러치 판의 온도 분포를 구하기 위해 본 연구에서는 클러치 판을 일차원적으로 이상화하여 열전달 및 온도 분포를 구했다. 이를 위해 먼저 다음과 같이 가정하였다.

가정 1) 클러치 판은 전 면에 대해 평평하다.
2) 열은 전 마찰면에 대해 균일하게 발생하며, 표면에 수직한 방향으로 흐른다.
3) 접속 시간이 아주 짧아 발생열은 모두 판에 흡수되고, 축이나 유체로의 전달은 무시할 만큼 작다.
4) 라이닝 판의 마찰재는 열전도 계수가 작아 발생열은 리액션 판에 흡수된다.
5) 초기 온도는 일정하고, 모든 판에 대해 균일하다.

Fig.5는 해석을 위해 일차원으로 이상화하여 모델링한 리액션 판의 모습이다.

여기서 2h는 판의 두께이고, q″는 열플럭스이다. 이 시스템은 대칭이므로 한 부분에 대해서만 해석하기로 한다. 온도 분포를 구하기 위해 다음과 같은 일차원 열전달 편미분 방정식을 사용하였다.

$$\frac{\partial \theta_1}{\partial t}=\alpha_1\frac{\partial^2\theta_1}{\partial y^2},\quad 0\le y\le h \tag{13}$$

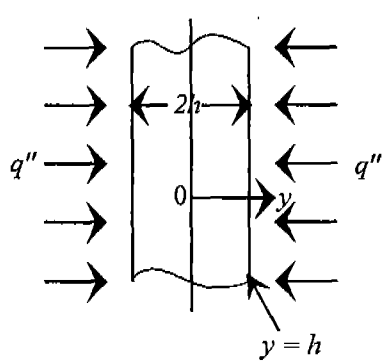


Fig.5 Heat Transfer in the Idealized Reation Plate

여기서 θ_1는 판의 온도(℃), α_1는 열확산 계수(m^2/s), t는 시간(sec)이다. 이때 가정 5)에 의해 초기 조건은 다음과 같이 주어진다.

$$\theta_1(y,\ 0)=0 \tag{14}$$

또한 한쪽 표면에서 발생하는 열이 판으로 흘러들어 오고, 기하학적 대칭에 의해 판의 중심에서의 기울기는 0이 된다. 따라서 이 시스템의 경계조건은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial \theta_1}{\partial y}(0,\ t)=0$$
$$\frac{\partial \theta_1}{\partial y}(h,\ t)=\frac{q''(t)}{K_1} \tag{15}$$

여기서 $q''(t)$는 표면에서의 열 플럭스, K_1는 열전도 계수이다. $q''(t)$는 열발생량을 미분한 후 마찰면의 총면적으로 나누어서 구할 수 있다. 이 미분 방정식을 풀기위해 각 변수들을 다음과 같이 무차원화 시킨다.[2)]

$$x=\frac{y}{h},\ \tau=\frac{t}{T},\ \theta=\frac{\theta_1}{\theta_B}=\frac{\theta_1 2K_1}{q_0'' h\phi} \tag{16}$$

여기서 $\phi=\alpha_1 T/h^2$, $\beta=n^2\pi^2\phi$, $\theta_B=q_0''h\phi/2K_1$이다. $q''(t)$를 무차원화 한 후 두 구간의 함수로 이상화하여, 라플라스(Laplace) 변환법으로 풀면 식(17)과 같이 두 구간의 함수로 나타낼 수 있다.

For $0\le\tau<\alpha$ (17.a)

$$\theta=\frac{\theta_1}{\theta_B}=2\left\{(\tau-\frac{\tau^2}{2})+\frac{3x^2-1}{6\phi\alpha}\tau - 2\sum_{n=1}^{\infty}(-1)^n\frac{\cos n\pi x}{\alpha\beta^2}(1-e^{-\beta\tau})\right\}$$

For $0\le\tau<1$ (17.b)

$$\theta=\frac{\theta_1}{\theta_B}=2\left\{(\tau-\frac{\tau^2}{2})+\frac{3x^2-1}{6\phi(1-\alpha)}(1-\tau)\right.$$

$$+2\sum_{n=1}^{\infty}(-1)^n\frac{\cos n\pi x}{(1-\alpha)\beta}\left(\frac{1}{\beta}-e^{-\beta\tau}(1+\frac{1}{\beta})\right)\Big\}$$

2.7 킥다운 브레이크의 동특성 해석

Fig.6은 킥다운 브레이크의 대략적인 모습이다. 킥다운 브레이크의 제동력은 접촉각, 작용력, 그리고 마찰계수에 의해 결정된다. 밴드에 의해 생기는 제동력은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_b=f_a R(e^{\mu\beta}-1) \tag{18}$$

여기서 T_b는 제동력, f_a는 피스톤 로드에 의한 작용력, R은 드럼의 반지름, μ는 마찰계수, 그리고 β는 접촉각이다. 이 제동력에 의해 감속되는 드럼의 회전속도는 식(18)의 제동력과 가속도와의 관계에서 얻어지며 다음과 같다.

$$w=w_0+\int_0^t\frac{T_b}{I}dt \tag{19}$$

이때, 드럼 표면에서 마찰에 의해 발생하는 열량은 식(20)과 같이 나타낼 수 있다.[7]

$$Q=\int_0^t T_b w dt \tag{20}$$

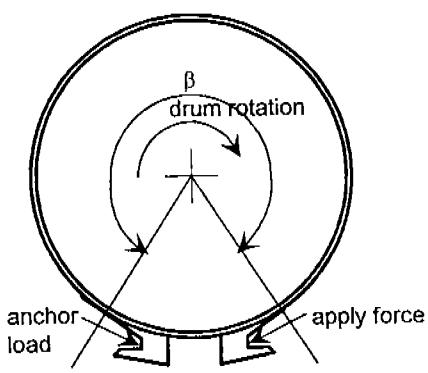


Fig.6 Kick-Down Brake

3. 결과 및 고찰

3.1 체크 밸브의 작동 유압

체크볼의 질량은 254.4mg, r_{ci}는 38.85mm, r_{co}는 46.45mm, A_∞는 $9.19\times10^{-6}m^2$, r_b는 1.98mm, θ는 30°, w는 230rad/s이다. 이를 대입해 계산해보면 체크밸브는 밸브 입구 압력이 39.27kPa에 이를때 작동하는 것을 알 수 있다. 이는 오일 주입구에서 들어오는 압력이 0.63 기압일 때에 해당된다. 시뮬레이션 결과에 의하면 유압입력 시작 후 약 0.002초 후에 작동 유압이 입력되므로 체크밸브로 인한 시간지연은 무시할 정도로 작다는 것을 알 수 있다.

3.2 피스톤의 작동

클러치의 각 판 사이의 간격은 0.127mm 이다. 따라서 3쌍의 판을 가지고 있는 클러치의 피스톤 스트로크(stroke)는 1.016mm이고, 초기에는 피스톤만 움직이며 0.127mm 전진할 때마다 판의 질량이 더해진다. 이때 끝 클러치 피스톤의 질량은 147g, 리액션 판은 41g, 라이닝 판은 26g, 피스톤의 직경은 107.7mm 이다. INSTRON으로 측정한 끝 클러치의 스프링 상수는 비선형이나 작동구간에서는 선형에 가깝고 그 값은 126,580N/m이며, 리턴스프링의 초기 압축길이는 5mm로 515.025N에 해당된다. 또한 유체에 의한 감쇠와 벽면과의 마찰에 의한 감쇠를 측정하여 214kg/s의 감쇠계수를 얻었다. 이때 유체에 의한 감쇠는 거의 없었고 벽면과 고무 실링과의 마찰에 의한 감쇠가 지배적이었다. 운동방정식을 풀어 얻은 피스톤의 간격 거동과 이때 작용한 유압 Fig.7에 보였다.

작용 유압의 초기 시간 지연은 스풀(Spool)이 열리는 시간이며, 서서히 증가하는 두 구간은 클러치 피스톤과 어큐뮬레이터 판이 움직이면서 생긴 압력 강하의 영향이다. Fig.7을 통해 초기 시간 지연 동안 정지해 있던 피스톤이 유압이 들어오면서 빠른 속도로 전전해 판들을 밀착시키는 것을 알 수 있다.

3.3 점성 토크

구동축의 회전속도를 230rad/s로 놓고, 자동변속기에 많이 쓰이는 덱스론II Oil의 물성치를 대입하여 점성에 의한 토크를 계산하였다. 유체의 점도는 40℃에서 35.7cSt이며, 판과 판 사이의 간격은 0.127mm이다. 또한 끝 클러치의 라이닝 판의 바깥 반지름은 54mm이고, 리액션 판의 안쪽 반지름은 45.5mm이다. 또한 라이닝 판에서 안쪽 반지름이 46mm인 마찰재가 0.35mm 두께로 붙어 있다. 이상과 같은 값을 대입하여 구성한 점성 토크는 $0.355N\cdot m$로, 실험치[6]와 유사함을 알 수 있다. 3쌍에 대한 값으로 환산하면 $2.13N\cdot m$이다. 따라서 점성에 의해 전달되는 토크는 마찰에 의해 전달되는 토크에 비해 극히 작아 피동축을 가속하는데 별 영향을 끼치지 못하는 것을 알 수 있다. 그러나 클러치 해제시 이 점성 토크는 드랙(drag)에 의한 손실로 작용하므로 에너지 차원에서 고려되어져야 할 문제이다. 피스톤에 의해 판들이 서로 접하기 전에는 점성 토크가 증가하며, 이론적으로는 무한대에 수렴하지만 실제로는 어느정도 증가에 그치며, 접촉시의 토크보다 작다. Fig.8은 판이 접촉하면서 증가하는 점성 토크의 모습을 그린 것이다.

3.4 전달 토크 및 피동축의 회전속도와 열발생량

전달 토크는 용량의 영향을 받는다. 토크 용량식의 중요한 변수인 마찰계수는 동마찰계수에서 정마찰계수로 천이하는 과정에서 상대속도가 100rpm 보다 작아질때 마찰계수가 급격히 커진다. 상대속도에 의한 영향은 토크 용량이 전달토크를 결정하는 구간에서는 마찰계수의 천이가 일어나지 않으므로 고려하지 않아도 된다. 다만 압력은 이 구간에서 커지므로 그 영향을 고려해야만 한다. 그 밖의 인자들에 의해 마찰계수의 값이 변하지만 이는 동특성에는 영향을 미치지 않는다. Fig.9는 토크용량과 입력토크, 그리고 전달 토크의 관계를 보여주는 그림이며, Fig.7의 압력이 입력되고 입력토크가 $15\times9.81N\cdot m$일 때를 나타낸 것이다. 입력토크가 토크 용량보다 큰 구간에서는 토크 용량이 전달 토크가 되고, 입력토크가 토크 용량보다 작은 구간에서는 입력토크가 전달 토크가 된다. 입력토크가 일정하게 들어온다고 가정하면 동특성에 영향을 미치는 것은 토크 용량이 전달 토크가 되는 구간이다.

구동축의 회전 속도를 230rad/s로 놓았을 때 Fig.9와 같은 전달 토크에 의해 나타나는 피동축의 회전속도의 변화를 Fig.10에 보였다. 피동축의 회전속도는 초기 시간지연후 유압이 입력되면 거의 선형적으로 증가하는 것을 알 수 있다. 또한 이때 발생하는 열과 열발생률을 수치적으로 해석하여 Fig.11을 구하였다. 이 결과를 통해 보면 접속 전반부에 걸쳐 발생하는 열의 양이 50 % 이상이며, 최대 열발생률은 접속 초기에 나타나는 것을 알 수 있다. Fig.12는 여러 입력토크에 대한 열발생량을 얻은 결과이다. 입력토크가

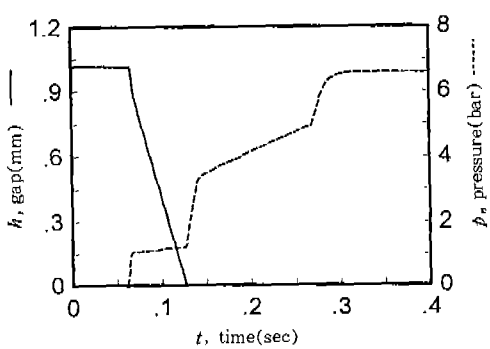


Fig.7 Pressure Profile to the Piston and Gap Between Plates

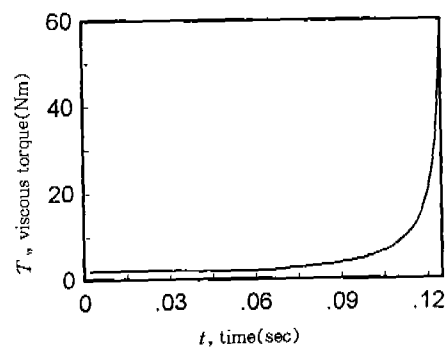


Fig.8 Viscous Torque at the Clutch

크면 클수록 접속 시간은 짧아져서 변속 충격을 유발하기 쉽고, 순간 열발생률은 커지며, 입력토크에 관계없이 발생열의 총합은 일정하다. 토크 용량이 작으면 원하는 출력을 내지 못할 수도 있기 때문에 대부분의 자동변속기에서는 최대 입력에 안전계수를 곱하여 토크 용량을 설계한다. 그러나 토크 용량은 판의 갯수나 크기를 바꾸어서 조절할 수 있는데, 이는 공간과 중량 증가로 인한 연비 문제를 야기한다. Fig.13은 판의 갯수로 토크 용량을 달리했을때 입력토크에 대한 반응을 해석하여 그린 것이다. 토크 용량이 달라져도 용량 이내의 입력토크에 대해서는 발생열이나 접속시간의 차이가 거의 없음을 알 수 있다.

그러나 토크 용량보다 큰 토크가 입력되었을 경우 전달 토크는 시간이 지나도 입력토크와 같아지지 않는다. 즉 접속 시간이 무한대가 되므로 입력 토크와 출력 토크이 차가 계속 열로 발생하게 된다. 따라서 토크 용량이 입력 토크보다 작은 경우는 원하는 출력을 내지 못할 뿐만 아니라 계속적인 열발생으로 클러치 판이 타게 된다. 따라서 토크 용량은 최대 입력 토크보다 크게 설계해야 한다. Fig.14는 여러 재료에 대한 토크 용량의 시뮬레이션 결과를 나타낸 그림이다. 그림에서 보는 바와 같이 재료와 그루브(Groove) 형태에 따라서 토크 용량이 달라지며, 그루브는 레이디얼(Radial)보다 스파이어럴(Spiral)이, 재료는 소결동(Sintered Bronze)이 인청동(Phorsphor Bronze)보다 작은 것을 알 수 있다.

3.5 열전달 및 온도 분포

리액션 판에서의 열전달 및 온도분포는 열발생률을 다음과 같이 이상화하여 구할 수 있다. 여기서 접속시간(T)은 0.194초이다.

리액션 판의 두께(h)가 1.8mm인 탄소 함량 1.0%의 스틸(Steel)에 대해 해석하면 열확산계수(α_1)는 $1.172\times10^{-5}m^2/s$이고, 형상계수 ϕ는

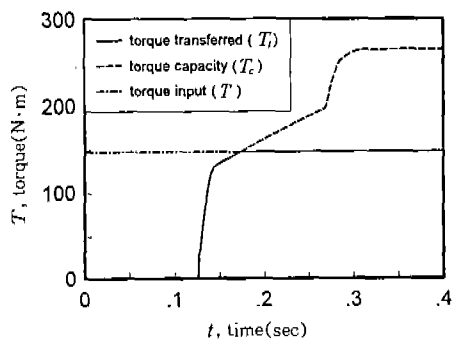


Fig.9 Various Types of Clutch Torques

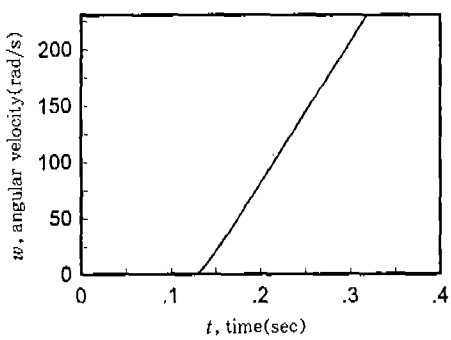


Fig.10 Angular Velocity of Lining Plates

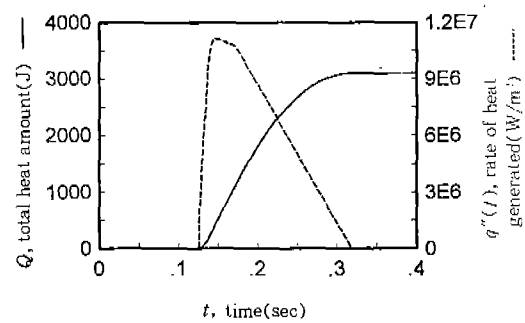


Fig.11 Total Heat Amount and Rate of Heat Generated at Plates

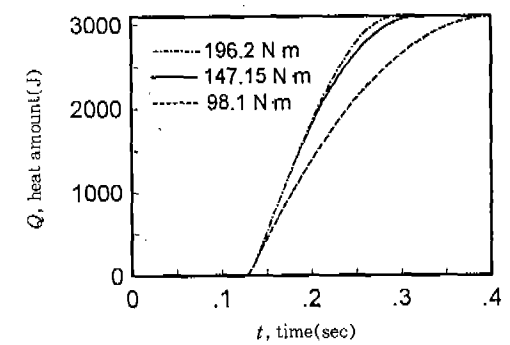


Fig.12 Total Heat Amount Generated by Various Torque Inputs

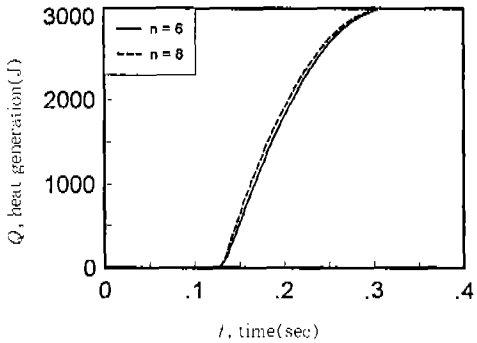


Fig.13 Total Heat Amount Generated for Different Number of Plates

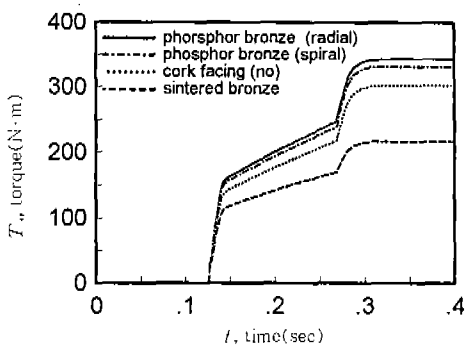


Fig.14 Torque Capacity for Various Materials and Grooves

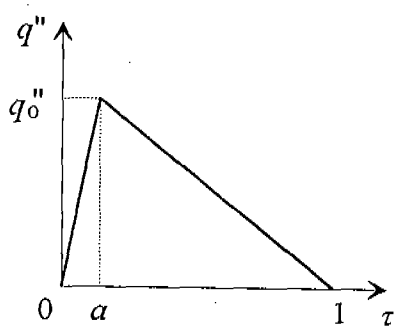


Fig.15 Idealized Rate of Heat Generated

2.8이다. Fig.16은 $\phi=2.8$인 판의 접속시간 동안의 온도 분포를 보인 것이다. 접속 초기에는 판의 끝에 높은 온도가 나타나지만 점차로 고르게 분포해 접속이 끝나는 시점에는 거의 고른 온도 분포를 보이고 있다.

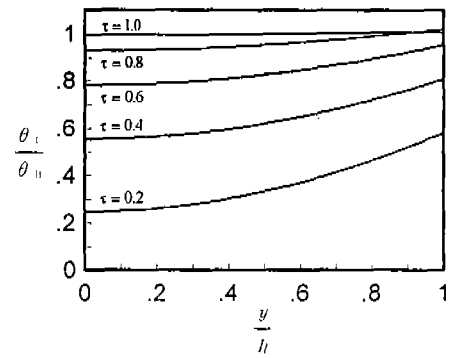


Fig.16 Temperature Distribution During Engagement($\phi=2.8$)

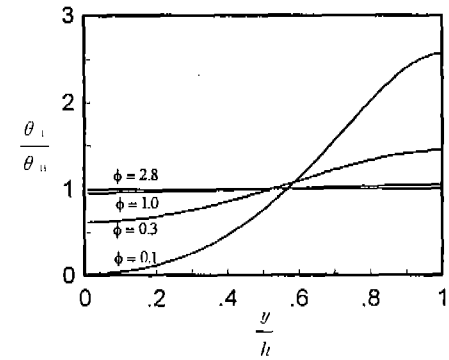


Fig.17 Temperature Distribution at the End of Engagement($\phi=1.0$)

Fig.17은 여러 형상계수에 대한 접속 후의 온도 분포를 보인 그림이다. 형상계수가 클수록 접속이 끝나는 시점의 온도가 고르게 분포하는 것을 알 수 있다. 특히 형상계수가 1.0 보다 큰 경우는 접속 후 각 부분의 온도가 거의 균일하다. Fig.18은 접속 시간동안 판 표면의 온도가 어떻게 달라지는지를 여러 형상계수에 대해 보인 그림이다. 형상계수가 $\phi=28.0$으로부터 감소할수록 $\tau=1.0$에서 $\tau=0.5$로 움직이며, $\phi=2.8$인 판은 표면의 최고 온도가 접속이 거의 끝나는 시점에서 나타나는 것을 알 수 있다. 또한 그림에서 알 수 있듯이, $\phi\geq2.8$에 대해서는 최고 온도가 바로 정상상태의 온도(θ_B)가 되며 이로부터 간단히 정상상태의 온도를 계산해 낼 수 있다. 이 경우의 θ_B는 326.56℃이다.

3.6 킥다운 브레이크

시뮬레이션에 의해 구한 킥다운 브레이크이 작동 유압은 Fig.19에 보였다. Fig.19에 보인 유압은 피스톤 로드(Rod)의 스트로크(Stroke)를 측정하여 로드의 운동방정식과 동시에 풀어 구한 것이다. 이때 사용한 자료는 다음과 같다. 피스톤 로드의 스트로크는 9.3mm이고, 리턴 스프링의 작동 영역에서의 스프링상수는 2,294.18N/m, 초기 압축길이는 27.476mm, 피스톤 로드의 질량은 67.1g, 피스톤의 직경은 46.4mm 이다. Fig. 19에서 서서히 증가하는 두 구간은 피스톤과 어큐뮬레이터의 영향이며, 킥다운 브레이크의 입력 유압은 클러치의 입력 유압에 비해 시간이 많이 걸리며, 이는 킥다운 브레이크의 유압이 작은 오리피스를 통해 입력되도록 설계되어 있기 때문이다. 전진한 로드가 밴드에 힘을 가하면서 회전요소를 제동하는 힘이 생긴다. 측정된 접촉각은 12.1021rad이며, 회전요소의 반지름은 62.3mm 이며, 사용한 마찰계수는 0.16이다.

Fig.20은 입력 유압에 대한 킥다운 브레이크의 제동력과 이에 따른 회전요소의 회전속도 변화를 보인 그림이다. 여기서 회전요소의 초기 회전속도는 230rad/s로 놓았다. 킥다운 브레이크의 입력 유압은 1.7초 정도 후에 정상 유압을 형성하고, 정상 유압을 형성하기 이전에 제동을 완료한다. 따라서 정상 유압은 제동을 유지하는 작동력으로 작용하는 것을 알 수 있다. 킥다운 브레이크는 클러치에 비해 초기 시간 지연이 길지만 제동시간은 비슷하다. 따라서 킥다운 브레이크는 다른 작동기구와 약간의 시차를 두고 작동하도록 설계되어 있음을 알 수 있다.

Fig.21은 접촉각을 변화시켜 제동력을 달리했을 때 발생열의 총합을 보인 그림이다. 제동력이 클수록 제동시간은 짧아지고, 열발생량의 총합은 일정하게 나타나는 것을 알 수 있다. 또한 회전요소의 제동전 회전속도가 제동시간과 제동시까지 발생하는 열량에 영향을 끼치는 것도 알 수 있다. Fig.22는 제동 전 회전속도에 따른 제동시간과 발생열량을 보인 그림이다. 제동전 회전속도가 제동시간에 미치는 영향은 적으며 주로 입력 유압의 초기 시간 지연이 지배적이고, 발생열은 제동전 회전속도의 제곱에 비례하여 커지는 것을 알 수 있다.

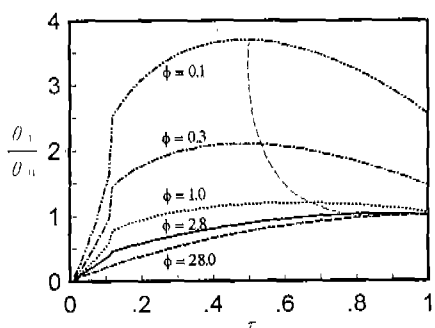


Fig.18 Temperature at Engaged Surface During Engagement(y/h=1.0)

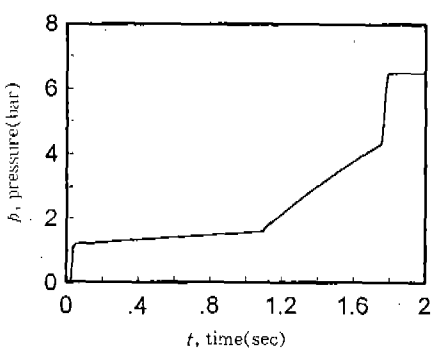


Fig.19 Input Pressure Profile for the Kick-Down Brake

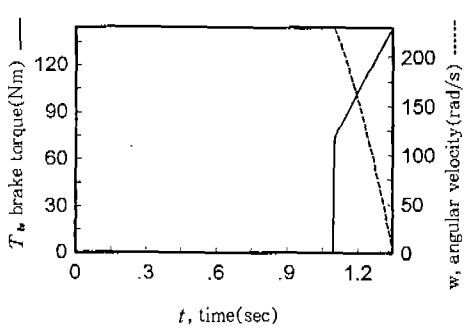


Fig.20 Brake Torque vs. Input Angular Velocity at the Kick-Down Brake

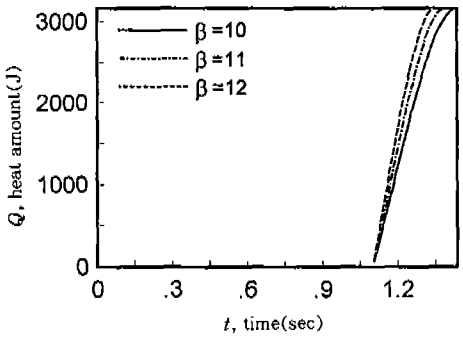


Fig.21 Comparison of Heat Amount for Various Contact Angles

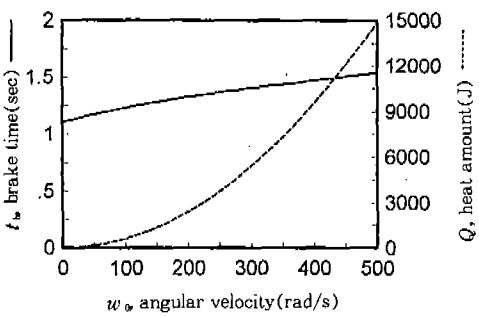


Fig.22 Relations Between Brake Time and Heat Amount

4. 맺음말

본 연구에서는 자동변속기 내에 있는 클러치/브레이크 장치의 모델링 및 동특성과 열용량에 대해 살펴보았다. 이상의 해석과 실측자료를 이용하여 얻은 결과는 다음과 같다.

1) 체크밸브와 입력 유압에 대한 작동기구의 반응을 해석하였으며, 체크밸브에 의한 시간 지연은 거의 없고, 스풀이 열리는 시간만이 초기 시간지연으로 작용한다.
2) 각 작동기구에 입력되는 유압과 작동기구의 응답을 해석하여 입력 시작후 정상 압력에 이르는 시간을 조정하여 작동기구를 순차적으로 작동하게 할 수 있음을 알았다.
3) 점성 토크를 해석하여 비 접촉시의 전달 토크와 해제시 드랙에 의한 손실을 계산할 수 있었다.
4) 토크 용량이 전달 토크가 되는 구간을 구분하여 토크 용량에 영향을 주는 여러 인자중 클러치의 동특성 해석에 중요한 인자를 간추릴 수 있었다.
5) 클러치와 킥다운 브레이크에 대해 실측값을 사용하여 시뮬레이션에 의해 구한 전달 토크, 속도 변화, 열발생선도와 온도 분포를 보다 구체적으로 나타내었다.

참 고 문 헌

1. L. P. Ludwig, 1959, "Engagement Characteristics of Wet-Type Clutches", SAE transaction, vol. 67. pp. 391~400.
2. K. Tatalah, 1972, "An Analysis of Automatic Transmission Clutch-Plate Temperatures", SAE No. 720287, pp. 1~6.
3. P. Zagrodzki, 1985, "Numerical Analysis of Temperature Fields and Thermal Stresses in the Friction Discs of a Multidisc Wet Clutch", Wear 101, pp. 255~271.
4. Marc Wouters, 1991, "A New Method to Calculate Energy Dissipation and Temperature Distribution in MUltidisc Clutches in Powershift Transmissions", SAE No. 911882, pp. 387~394.
5. Yoshiaki Kato, Nobuteru Hitomi, Noboru Hattori, 1988, "Improved Automatic Transmission Provides Smoother Shifting through Accurate Hydraulic Control", SAE No. 880470.
6. Robert F. Steidel, Jr., 1980, "An Introduction to Mechanical Vibration", 2nd ed., John Wiley & Sons, NewYork, pp. 180~189.
7. Joshep Edward Shigley, Charles R. Mischke, 1989, "Mechanical Engineering Design", McGraw-Hill, USA, pp. 642~643.
8. Robert L. Fish, 1991, "Using the SAE #2 Machine to Evaluate Wet Clutch Drag Losses", SAE No. 910803, pp. 119~132.