

〈논 문〉 SAE NO. 97370034

자동변속기내 체크밸브의 모델링 및 최적화 연구

A Study on the Modeling and Optimization of Check Valve in Automatic Transmission

송 재 수*, 정 우 진**, 김 성 원***
J. S. Song, W. C. Chung, S. Kim

ABSTRACT

The operating characteristics of the check valve in the clutch piston of an automatic transmission have a great effect on the shifting performance. This paper addresses the modeling, dynamic analysis, and optimization of the check valve. It was found that the vortex causes a pressure drop, which is related to the rotating speed of the clutch piston, oil volume discharged from the check valve, and valve geometry. Maximizing the oil volume discharged, geometry of the check valve is optimized. The results can be used to design an improved check valve which provides a suitable oil pressure curves for achieving smoother shifting.

주요기술용어 : Automatic Transmission(자동변속기), Check Valve(체크밸브), Check Ball(체크볼), Shifting Performance(변속성능), Vortex(와류)

1. 서 론

자동변속기는 운전자에 의해 행해지던 변속조작을 전자제어 장치가 차량의 주행 상황을 파악해 변속하는 장치이다. 자동변속기는 크게 전자제어 장치, 유압제어 장치, 작동기구, 유성치차 등으로 이어져 있으며, 전자제어 장치의 전기신호를 받은 유압제어 장치가 클러치, 브레이크 등의 작

동기구를 작동 또는 해제시켜 유성 치차의 기어비를 변환시킴으로 변속이 이루어진다. 변속시 최종 액츄에이터로 작용하는 클러치, 브레이크 등의 마찰요소에는 체크밸브(check valve)가 있어 점속 시에는 밸브가 닫혀 피스톤에 유압이 전달되도록 하고, 해제 시에는 밸브가 열려 작동유압의 신속한 방출을 돕는다. 따라서 체크밸브는 변속 성능에 중대한 영향을 끼치며 마찰요소의 내구성에도 중요한 변수로 작용한다. 피스톤에 입력되는 유압은 피스톤의 고속회전으로 압력분포가 달라지며, 체크밸브 입구에서 발생하는 와

* 정희원, 고려대 기계공학과 대학원

** 고려대 기계공학과 대학원

*** 정희원, 고려대 기계공학과

류(vortex)로 인한 압력의 손실때문에 작동시간이 지연되는 경우가 발생한다. 또한 체크밸브의 형상이 작동시간의 지연과 밀접한 관계가 있어, 접속시간을 짧게 하면 해제시간이 길어지는 문제가 발생하며, 해제시간의 지연은 마찰요소의 마모를 초래하게 된다. 또한 오일 통과유량에 따라서 해제시간에 차이가 생기므로 접속과 해제, 오일 통과유량에 있어 최적의 시간 지연과 통과유량을 갖는 체크밸브의 설계는 마찰요소의 성능을 향상시키는 중요한 열쇠이다.

Kato 등²⁾(1988)은 피스톤 실린더(piston cylinder)내의 압력분포와 와류로 인한 압력강하, 그리고 오일(oil) 통과유량에 관한 실험결과를 발표하여 보다 향상된 성능을 갖는 체크밸브의 형상을 제시하였다. 그리고 국내에서는 김현진 등³⁾(1994)은 체크밸브 주위의 와류로 인한 압력강하를 고려하여 체크밸브의 개폐시점을 예측하였고 김주환 등³⁾(1994)은 와류로 인한 압력강하를 무시하고 원심력만을 고려하여 체크볼의 거동을 해석하고 이를 바탕으로 클러치시스템을 해석하였다. 이와 같이 자동변속기의 변속 성능에 미치는 체크밸브의 중요성에도 불구하고 이에 대한 연구는 미약한 실정이다. 따라서 종전의 연구가 이론적인 해석이나 이론해석을 바탕으로 한 수치해석이었던 것과는 달리 본 논문에서는 일본에서 개발, 차량에 장착되어 사용중인 자동변속기의 끝 클러치(end clutch)에서 체크밸브를 분해 추출하여 모델링한 다음 각 부분의 실측자료를 대입해 해석을 수행하였다. 밸브바디를 시뮬레이션 하여 얻은 끝 클러치의 입력유압과 체크밸브에 대한 오리피스 모델링을 제시하고, 체크밸브의 접속시간 지연과 오일 통과유량을 산출하여 Kato 등의 실험치와 비교하였다. 또한 통과유량을 최대로 하는 체크밸브 설계인자의 최적화를 통하여 클러치 해제시 브레이크와의 오버랩을 감소시켜 자동변속기 장착 차량의 변속품질을 향상시키고자 하였다.

2. 체크밸브의 모델링

2.1 클러치의 작동원리

클러치는 유압에 의해 작동되는 피스톤이 구동축과 피동축에 각각 연결된 판들을 밀착시켜 구동축의 동력을 피동축에 전달시켜 주는 장치이다. Fig.1은 클러치의 대략적인 모습이다. 유압 라인에서 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 전달되도록 한다. 유압이 해제되면 체크밸브가 열리면서 리턴스프링(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.

2.2 체크밸브의 작동원리

Fig.2는 체크밸브의 대략적인 모습을 보인 그림이다. 유압이 오일 주입구를 통해 입력되면 체크볼(check ball)이 굴러 체크밸브의 출구를 막게 되며, 이때부터 피스톤은 힘을 받게 된다. 또

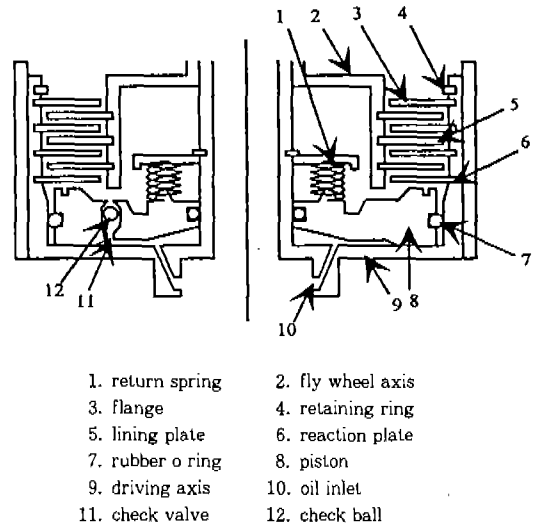


Fig.1 Schematic diagram of end clutch

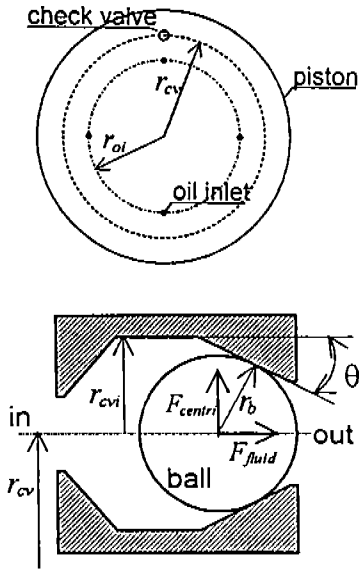


Fig.2 Radius of rotation of oil inlet and check valve and schematic diagram of check valve and check ball

한 해제 시에는 실린더 내의 압력이 떨어지면서 체크볼이 출구에서 떨어져 나와 체크밸브를 통해 오일이 신속하게 방출되어 피스톤에 가해지는 압력이 빠르게 해제될 수 있도록 해준다. 체크볼은 유압에 의한 힘과 피스톤의 고속회전으로 인한 원심력을 동시에 받고 있으며, 이 힘들의 관계에 의해 닫힘 또는 열림이 결정 된다.

Fig.2에서 r_{cv} 는 피스톤의 회전중심으로부터 체크밸브 까지의 거리, r_{cvi} 는 체크 밸브 내부의 반지름, r_o 는 회전중심에서 오일 주입구까지의 길이이고, r_b 는 체크볼의 반지름, θ 는 출구각 이다.

2.3 체크밸브의 주안점

체크밸브를 통해 마찰요소의 작동 또는 해제가 이루어지기 때문에 체크밸브의 성능은 변속품질 형성에 중요한 역할을 한다. 체크밸브로 인한 시간지연이 크면 변속성능이 전반적으로 나빠지며, 특히 해제시 열림시간 지연은 마찰요소의 과도한 미끄럼을 유발하여 마찰요소의 내구성을 떨어뜨린다. 따라서 체크밸브는 작동시간 지연이 작아

야하고, 열림상태에서 오일 방출량이 많아 유압의 빠른 해제와 이를 통한 피스톤의 신속한 후퇴를 도와야 한다. 체크밸브의 작동시간 지연은 원심력과 유압에 의한 영향을 받으므로 체크밸브와 체크볼의 형상이 가장 중요한 인자이고, 오일 방출량 역시 체크밸브와 체크볼의 형상에 의해 좌우된다.

또한 실린더 내의 오일은 피스톤의 고속회전으로 인해 내부 압력분포가 반지름 방향으로 갈수록 커지게 되며, 이 때문에 해제시 열림에 필요한 압력까지 떨어지는 시간이 길어지게 된다. 이는 실린더 내의 압력이 떨어져도 원심력으로 인한 압력이 잔존하여 닫힘을 유지시키기 때문이며, 피스톤의 회전속도가 클수록 해제시간이 더욱 길어진다. 열림에 필요한 압력으로 떨어지는 시간이 길어지면, 전반적인 해제시간이 길어져 마찰요소의 불필요한 마모를 유발하게 된다. 따라서 이 경우의 체크밸브에 의한 시간지연은 피스톤의 회전속도의 영향을 받는 것을 알 수 있다.

회전하는 실린더 내에서 체크밸브에 들어오는 오일은 와류로 인한 압력의 손실이 생긴다. 와류로 인한 압력손실은 체크밸브의 형상에 관계되며, 그 양은 체크밸브 중심에서 약 50%인 것으로 알려져 있다¹⁾. 압력손실은 체크밸브의 작동유압 형성을 방해하여 시간지연을 가져오기 때문에 바람직한 현상이 아니다.

2.4 체크밸브의 작동유압

체크밸브는 고속회전에 의한 원심력과 유압에 의한 힘을 받으므로 힘의 평형식을 이용하여 체크밸브의 닫힘을 유지시킬 수 있는 압력을 구할 수 있다. Fig.2와 같은 시스템에서 다음과 같은 모멘트 평형식을 세웠다.

$$\sum M_o = p_c A_b r_b \cos\theta - m_b r_c \omega^2 r_b \sin\theta \geq 0 \quad (1)$$

여기서 p_c 는 체크밸브 입구의 압력, A_b 는 유압이 작용하는 부분의 면적, m_b 는 체크볼의 질량, ω 는 피스톤의 회전 각속도이다. 이를 정리하여 체크밸브의 열림과 닫힘을 결정하는 개폐압력(p_{cvi})을 구하면 다음과 같다. 개폐압력보다 큰 유압이

체크밸브에 입력되면 체크밸브는 닫히게 되고, 이보다 낮은 압력이 체크밸브 내에 형성되면 체크밸브는 열리게 된다.

$$p_{crit} = \frac{m_b r_c \omega^2 \sin \theta}{A_b \cos \theta} \quad (2)$$

체크밸브 입구에서의 압력은 원심력과 와류 때문에 오일주입구에서의 압력과 상이함으로 원심력에 의해 변화된 체크밸브 입구에서의 압력을 구하기 위해 다음과 같은 원통좌표계에서의 반지름 방향의 나비아-스토크스(Navier-Stokes)의 식을 이용하였다.

$$\begin{aligned} \rho \left[\frac{\partial V_r}{\partial t} + V_r \left(\frac{\partial V_r}{\partial r} \right) + \frac{V_\theta}{r} \left(\frac{\partial V_r}{\partial \theta} \right) + V_z \left(\frac{\partial V_r}{\partial z} \right) - \frac{V_\theta^2}{r} \right] &= -\frac{\partial p}{\partial r} + \rho g_r + \mu \left[\frac{\partial^2 V_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \left(\frac{\partial V_r}{\partial r} \right) \right. \\ &+ \frac{1}{r^2} \left(\frac{\partial V_r}{\partial \theta^2} \right) + \frac{\partial^2 V_r}{\partial z^2} - \frac{V_r}{r^2} \\ &\left. - \frac{2}{r^2} \left(\frac{\partial V_\theta}{\partial \theta} \right) \right] \quad (3) \end{aligned}$$

윗식에서 V_r 은 r 방향 속도, V_z 는 z 방향 속도, V_θ 는 θ 방향 속도이며, ρ 는 유체의 밀도, g_r 은 r 방향 중력가속도, p 는 압력, r 은 r 방향 변위, z 는 z 방향 변위, θ 는 θ 방향 변위이다. 이때 r 방향이나 z 방향의 속도와 θ 방향의 변화율은 없으므로, 식(3)은 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$-\rho \frac{v_\theta^2}{r} = \frac{\partial p}{\partial r} \quad (4)$$

유압주입구의 위치와 압력에 관한 아래의 식을 경계조건으로 사용할 수 있다.

$$p(r_{oi}) = p_i \quad (5)$$

여기서 p_i 는 입력유압이다.

식(4)를 경계조건을 이용해 풀면 와류를 고려하기 전의 체크밸브 입구에서의 압력을 구할 수 있다. 실험에 의한 와류로 인한 압력손실이 50% 정도인 것을 이용해 와류를 고려한 체크밸브 입구압력(p_c)을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$p_c = \frac{1}{2} p_i + \frac{1}{4} \rho \omega^2 (r_{ci}^2 - r_{oi}^2) \quad (6)$$

2.5 체크볼의 운동 방정식

체크볼이 평면이나 경사면 위에서 미끄럼 없이 구를 때 체크볼의 질량중심의 가속도와 각속도 사이에는 서로 상관관계가 있다. 즉, 체크볼은 질량중심과 기하학적 중심이 일치하기 때문에 체크볼이 움직인 거리와 같다. 평면운동의 유효력을 벡터 $m_b a_b$ 와 우력 $I_b \alpha_b$ 로 나타낼 수 있으므로 Fig.3에 보인 두 시스템은 동가하다고 할 수 있다.

Fig.3에서 p_c 는 체크볼에 가해지는 압력, A_b 는 체크볼의 투영면적, m_b 는 체크 볼의 질량, ω_c 는

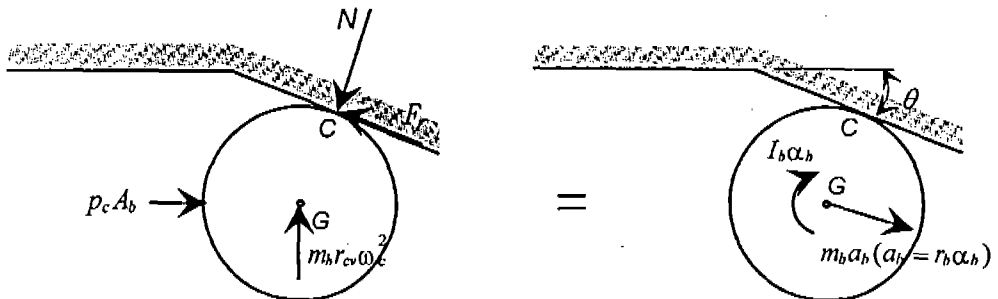


Fig.3 Equivalence of forces

피스톤의 회전 각속도, F_r 은 마찰력, N 은 수직 항력, I_b 는 체크볼의 관성모멘트, α_b 는 체크볼의 회전 각가속도, α 는 체크볼의 가속도, θ 는 출구 경사각이다. 체크볼이 구름운동을 한다고 가정하면, 접촉점 C에 대한 모멘트의 등가성을 이용하여 볼의 가속도와 움직인 거리를 구할 수 있다. $\sum M_c = \sum (M_c)_{eff}$ 이므로,

$$p_c A_b r_b \cos\theta - m_b r_{cv} \omega_c^2 r_b \sin\theta = m_b r^2 \alpha_b + I_b \alpha_b \quad (7)$$

이고 이를 정리하면 다음과 같다.

$$\alpha_b = r_b \alpha = r_b \frac{p_c A_b r_b \cos\theta - m_b r_{cv} \omega_c^2 r_b \sin\theta}{m_b r^2 + I_b} \quad (8)$$

체크볼이 체크밸브 내부에서 미끄럼이 없는 구름운동을 하기 위해서는 아래의 조건을 만족시켜야 한다.⁵⁾

$$F_r \leq \mu_s N \quad (9)$$

여기서, μ_s 는 정지마찰계수이다. 구름운동이라는 가정을 확인하기 위하여 힘의 평형을 이용하여 수직항력 N 과 마찰력 F_r 을 구한다. 따라서 구름운동을 위한 최소 마찰계수는 아래 식 (10)과 같고, $\mu_{min} \leq \mu_s$ 를 만족하면 체크볼의 운동은 미끄럼이 없는 구름운동으로 가정할 수 있다.

$$\mu_{min} = \frac{F_r}{N} = \frac{p_c A_b \cos\theta - m_b r_{cv} \omega_c^2 \sin\theta - m_b \alpha_b}{m_b r_{cv} \omega_c^2 \cos\theta - p_c A_b \sin\theta} \quad (10)$$

2.6 통과유량 모델링

체크밸브는 접속 시에는 닫히기 전에, 해제 시에는 열린 후에 유체를 통과시킨다. 해제시 체크밸브가 열리면서 통과하는 유체는 유압을 신속히 해제시켜 마찰요소의 해제를 빠르게 하며, 내구성을 좋게 한다. 따라서 체크밸브 통과유량은 변속 품질과 내구성 면에서 중요한 인자로 작용한다.

체크밸브 통과유량을 산정하기 위해 체크밸브를 얇은 판 오리피스(orifice)로 모델링하였다. Fig.4는 체크밸브 내부에서 유체 통과면적이 가장 작아지는 부분을 보인 그림이며, Fig.5는 체크밸브의 최소 유체 통과면적을 오리피스의 목(throat)으로 갖는 얇은 판 오리피스를 보인 그림이다. 유체 통과면적이 최소가 되는 부분의 면적(A_t)은 체크밸브 내부면적(πr_{cv}^2)에서 체크볼의 투영면적(πr_b^2)을 뺀 값과 같다.

위에서 A_t 는 오리피스의 목부분 면적, r_{cv} 는 체크밸브 내부의 반지름이다. 오리피스로 모델링한 체크밸브의 통과유량은 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$Q_{cv} = C_d A_t \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho(1-\beta)}} \quad (11)$$

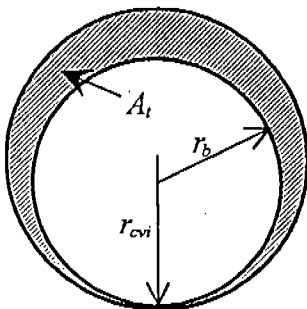


Fig.4 Modeling of orifice throat

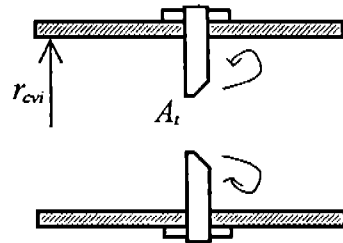


Fig.5 Thin plate orifice

여기서 Q_{cv} 는 체크밸브 통과유량, C_d 는 송출계수, Δp 는 압력차, ρ 는 유체의 밀도, β 는 형상계수로 $\sqrt{A_t/\pi r_{cv}^2}$ 와 같다. 또한 총 통과유량은 식 (11)을 시간에 대하여 적분하여 얻을 수 있다.

2.7 통과유량의 최적화

체크밸브는 낮은 닫힘 압력과 높은 열림 압력을 가져야 하며, 열림 상태에서의 통과유량이 많아야 한다. 피스톤 내 리턴스프링의 스프링상수와 피스톤 직경을 측정된 결과 입력유압이 1기압 이내인 경우에는 체크밸브가 닫혀도 작동되지 않으므로, 실린더 내의 압력분포를 고려하여 닫힘 압력이 1/3기압 이내에서는 어느 정도 커도 무방하다. 따라서 닫힘 압력과 열림 압력이 같은 체크밸브의 경우 열림 압력에 비중을 두어 개폐압력이 주어진 범위 내에서 형성되면서 통과유량이 크도록 설계해야 한다. 체크밸브의 설계시 변경할 수 있는 설계 인자는 체크밸브 내부의 반지름(r_{cv})과 체크볼의 반지름(r_b), 회전중심에서 체크밸브까지의 거리(r_{cv}), 체크밸브 입구경사각(θ_1), 그리고 출구경사각(θ_2) 등 5개로 설정할 수 있다. 피스톤의 회전속도는 변속기 내부에서 수시로 변하는 인자이므로 최적화의 변수에서 제외한다. 아래그림 Fig.6은 최적화를 위한 체크밸브의 대략적인 모습을 나타낸 것이다. 기존 체크밸브가 수평으로 장착된 것에 비해 본 논문에서 최적화하기 위해 체크밸브 입구 경사각도 포함시켰다.

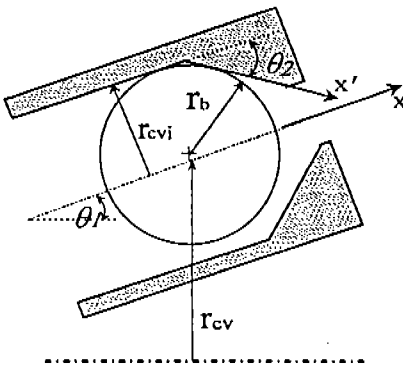


Fig.6 Schematic diagram of check valve

본 논문에서는 위에서 언급한 다섯 가지 변수에 대하여 최대의 통과유량을 가질 수 있도록 최적화를 수행하였다. 이때, 최적화 방법은 Sequential Quadratic Programing (SQP) 방법⁶⁾을 사용하였으며, 송출계수(C_d), 형상계수(β), 그리고 최소 통과면적(A_t)은 아래와 같다.

$$C_d = 0.6 \quad (12)$$

$$\beta = \frac{\sqrt{A_t}}{r_{cv}} \quad (13)$$

$$A_t = \pi(r_{cv} - x \sin \theta_2)^2 - A_b \quad (14)$$

식 (11)의 통과유량을 이용하여 목적함수(object function, $1/Q_{cv}^2$)를 만들어 최소화시킴으로써 최대 통과유량과 그때의 변수 값을 알 수 있다. 이때 사용한 제한조건(constraint)은 다음과 같다.

$$0.0019 \leq r_{cv} \leq 0.0023 \quad (15)$$

$$0.00195 \leq r_b \leq 0.00225 \quad (16)$$

$$0.035 \leq r_{cv} \leq 0.051 \quad (17)$$

$$-70^\circ \leq \theta_1 \leq 70^\circ \quad (18)$$

$$0^\circ \leq \theta_2 \leq 70^\circ \quad (19)$$

$$0.00015 \leq r_{cv} - r_b \quad (20)$$

3. 결과 및 고찰

3.1 체크밸브의 작동유압

실린더 내부의 압력분포는 회전속도와 와류에 의해 달라지며, 그 형태는 Fig.7과 같다.

체크밸브가 들어있는 피스톤의 회전속도는 개폐압력의 결정에 가장 큰 영향을 미친다. 식 (2)

에 나타난 바와 같이 피스톤의 회전속도의 제곱에 비례하여 개폐압력이 커지는 것을 알 수 있다. 또한 체크밸브의 형상도 개폐압력을 결정하는 중요한 인자이다. 체크볼의 질량은 체크볼 반지름의 세제곱에 비례하고, 투영면적은 제곱에 비례한다. 따라서 개폐압력은 식 (2)에서 나타난 바와 같이 볼의 반지름에 비례하여 커진다. 개폐압력의 상승은 유압이 입력되는 접속 시에 체크밸브의 닫힘을 느려지게 하는 반면, 유압이 빠지는 해제 시에 체크밸브의 열림을 빨라지게 하는 장점이 있다. 체크밸브가 접속시 늦게 닫혀도 마찰요소의 동특성에 별 영향이 없지만 해제시의 빠른 열림은 마찰요소의 해제를 도와 마모를 줄일 수 있다. 경사각 또한 개폐압력 형성에

영향을 끼치며, 경사각이 커질수록 개폐압력이 높아진다. Fig.8은 230rad/sec로 회전하는 피스톤에 있는 1.98mm의 반지름을 갖는 254.4mm의 체크볼을 기준으로 회전속도와 체크볼의 크기에 대해 개폐압력을 무차원화하여 얻은 그림이다. 이때 체크밸브 출구 경사각은 30°이다.

3.2 체크볼의 운동

입력유압에 대한 체크볼의 운동을 모델링하여 Table 1과 같은 치수를 갖는 체크 밸브 각 부분의 치수를 대입하여 Table 2와 같은 결과를 얻을 수 있다.

체크볼은 유압에 의해 축방향으로 약 0.6mm 정도 전진하면 경사면에 다다르게 되며, 음의 반경 방향으로 0.15mm 이동하면 출구를 막게 된다. Table 2에서 x' 는 x 축의 30° 경사 축이다. 스톱 밸브에 의한 0.061초의 시간지연 후 입력된 유압은 체크볼을 움직여 축방향(x)이나 경사방향(x')으로 움직인다. 윤활유에 잠겨있는 금속표면 사이의 경계윤활 상태에서의 마찰계수 약 0.1을 정지마찰계수(μ)라 할 때, 체크볼이 체크밸브의 출구를 막기 전 구간에서의 계산된 최소마찰계수 값이 정지마찰계수 값 이하이므로 체크볼이 운동하는 동안 체크볼의 운동은 미끄럼이 없

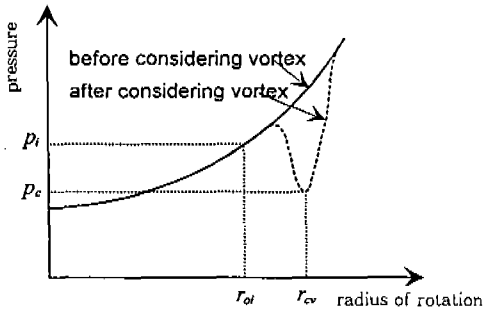


Fig.7 Pressure profile in the clutch cylinder

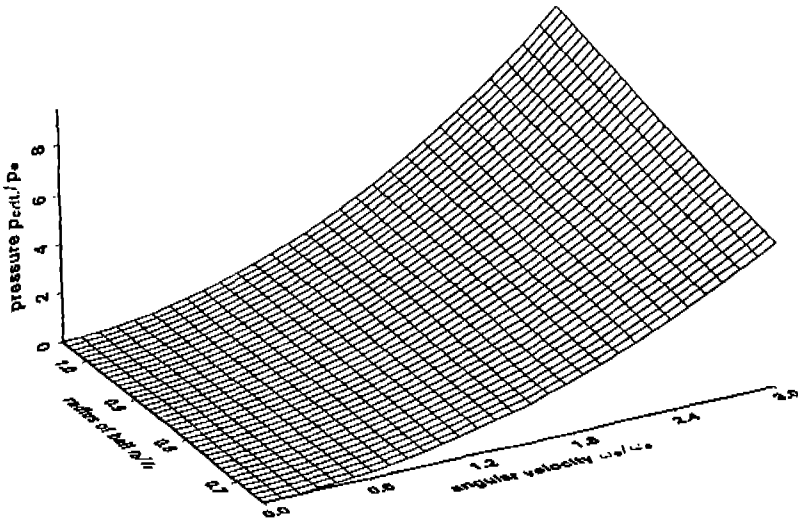


Fig.8 Profile of nondimensionalized critical pressure

는 구름운동이라는 가정이 타당함을 알 수 있다. 체크볼은 0.0063초에 경사면에 다다르고, 0.065 초에 체크밸브의 출구를 막기 충분한 반경 방향의 변위를 가진다. 이 결과에 의하면 체크볼은 유압입력 시작후 0.004초 이내에 응답함을 알 수 있고, 이를 통해 마찰요소의 작동에 있어서 체크밸브로 인한 시간지연은 무시할 정도로 작다는 것을 알 수 있다.

3.3 통과유량

체크밸브를 통과하는 유량을 산정하기 위해 모델링한 오리피스 시스템의 형상 계수 β 는 본 논문에서 사용한 체크밸브의 경우 0.37이며, 이 형상계수에 대한 얇은 판 오리피스의 송출계수는 통과전 유동의 레이놀즈 수(Reynolds number)에 따라 달라진다. Fig.9는 문헌에 제시된 얇은 판 오리피스의 송출계수를 보인 그림이다.

체크밸브를 통과한 이후의 압력이 대기압과 같다고 가정하여 형상계수 0.37과 송출계수 0.60을 대입한 유량방정식은 다음과 같다.

$$Q_{cvi} = 5.18 \times 10^{-6} \times \sqrt{p_{cvi}} \quad (21)$$

Table 1 Dimension of check ball and check valve

볼의 질량	254.4mg	볼의 직경	3.95mm
밸브 내부 직경	4.25mm	경사각	30°
밸브 입구 직경	3.25mm	밸브 출구 직경	2.45mm
밸브 전장	5.45mm	밸브 회전 반경	46.45mm
오일 주입구 회전반경	38.85mm	관성모멘트	397mg·mm ²

위와 같은 얇은 판 오리피스 모델링을 통해 여러 형상의 체크밸브에 대한 유량방정식을 구할 수 있다. Fig.10은 여러 형상을 갖는 체크밸브들의

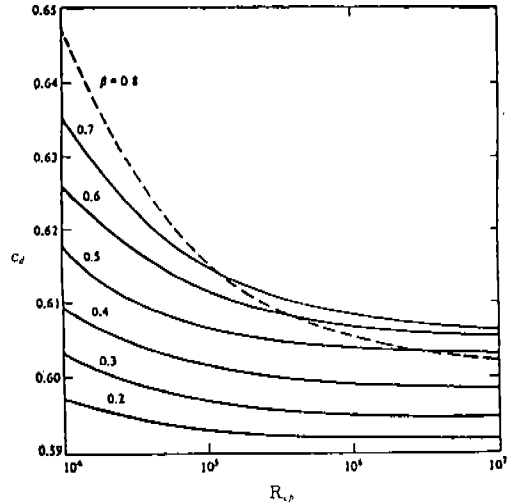


Fig.9 Discharge coefficient for thin plate orifice¹⁾

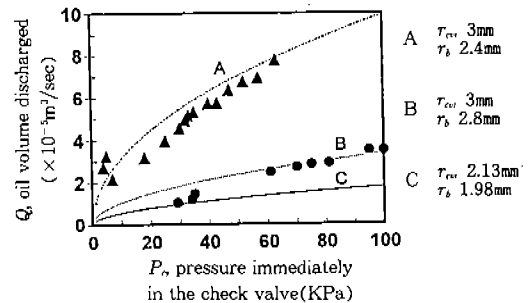


Fig.10 Pressure immediately in the check valve versus volume of discharged oil

Table 2. Response of check valve to input pressure

시간(sec)	입력 유압 (Bar)	체크밸브 유압 (Pa)	가속도 (m/s ²)	총 운동거리 (mm)	최소마찰계수
0.061	0	0	0	0(x)	0
0.062	0.0577	10364.31	352.39	0.18(x)	0.06
0.063	0.2411	19805.47	673.39	0.52(x)	0.11
0.064	0.5256	34063.44	135.85	0.068(x')	0.051
0.065	0.8840	52216.40	678.83	0.408(x')	0.32

압력과 유량의 관계를 보인 그림이다. 여기서 A, B 체크밸브는 Kato 등의 문헌에 나타나는 형상의 체크밸브이며, C 체크밸브는 직접 분해 추출한 체크밸브이다.

그림에서 보인 A와 B의 체크밸브의 오일 통과유량이 Kato 등의 실험치와 거의 비슷함을 확인할 수 있다. 따라서 체크밸브를 오리피스로 모델링하는 것이 타당함을 알 수 있다.

3.4 통과유량의 최적화

개폐압력이 일정한 범위 내에서 형성되면서 최대 통과유량을 갖는 체크밸브의 각 설계인자는 피스톤의 회전속도에 따라 다르게 나타났다. Table 3은 각 회전속도에 대한 체크밸브 내부의 반지름과 체크볼의 반지름, 체크밸브의 회전반경, 체크밸브 입구경사각, 출구경사각, 그리고 그때의 통과유량을 보인 표이다.

Table 3에서 괄호 안의 수치는 본 연구대상 자동변속기의 체크밸브를 분해, 측정 한 값과 그때의 통과유량이며 기존 체크밸브의 통과유량에 비해 최적조건에서 통과유량이 크게 향상된 것을 알 수 있다. 여기서 회전속도는 변속이 되는 시점에서의 회전 속도이다.

4. 결 론

본 연구에서는 자동변속기 내의 마찰요소에 장착되어 유압 전달과 해제를 도와주는 체크밸브에 대한 모델링, 실린더 내의 압력분포 해석, 입력 유압에 대한 체크볼의 응답 및 체크밸브 통과유량의 산정과 최적화를 수행하였다. 이를 통해 다

음과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

- 1) 체크밸브 내의 체크볼에 대한 힘의 평형식을 세워 체크밸브의 개폐압력을 산정하였다.
- 2) 나비에-스톡스의 식을 이용하여 실린더 내의 압력을 해석함으로써 반지를 방향으로 달라지는 압력 분포를 보였다.
- 3) 입력 유압에 대한 체크볼의 응답을 동역학적으로 해석하여 이를 통한 시간 지연이 0.004초에 불과해 무시할 수 있음을 알았다.
- 4) 체크밸브를 오리피스를 이용해 모델링하였고, 이를 이용해서 구한 통과유량이 문헌과 비교하여 타당함을 확인하였다.
- 5) 개폐압력이 일정 구간에서 형성되면서 최대 통과유량을 갖는 체크밸브의 형상을 최적화 하였고, 문헌과 모델링 해석을 통해 비교 확인할 수 있었다.

참 고 문 헌

1. Yoshiaki Kato, Nobuteru Hitomi, Noboru Hattori, and Toshikazu Oshidari, 1988, "Improved Automatic Transmission Provides Smoother Shifting through Accurate Hydraulic Control", SAE no. 880470
2. 김현진, 유빈, 온택, 김진성, 1994, "자동변속기 클러치 체크볼 거동해석", 한국자동차공학회 춘계학술대회논문집, pp. 325~332.
3. 김주환, 김현수, 김현진, 심현수, 1994, "체크볼 특성을 고려한 자동변속기 클러치시스템 동특성 해석", 한국자동차공학회 추계학술대회논문집, pp. 344~351
4. Frank M. White, 1990, "유체역학", 조강래, 유정렬, 강신영 공역, 제2판, 개문사, 서울, pp.345~351
5. Ferdinand P. Beer and E. Russell Johnston Jr., "Vector Mechanics for Engineer", 2nd SI metric ed., McGraw-Hill, pp. 809~812, 1977.
6. "MATLAB User's Manual : Optimization Toolbox User's Guide" The Math Works Inc., 1993

Table 3 Optimized design parameters and oil volume discharged

회전속도 (rpm)	2500	3800	4500
체크밸브 반지름(mm)[2.13]	2.19	2.19	2.18
체크볼 반지름(mm)[1.98]	1.98	1.98	1.98
체크밸브 회전반경(mm)[46.45]	49.1	49.0	48.7
입구경사각(°)[0]	3	0	0
출구경사각(°)[30]	27	28	34
통과유량(10 ⁻⁶ m ³ /sec)[0.997]	1.1864	1.2938	1.3371