

금속벨트 CVT의 유효마찰계수와 개선된 변속비 - 토크 - 드러스트 관계식

Effective Friction Coefficient and Improved Formula of Speed Ratio - Torque - Thrust Relationship for Metal Belt CVT

이 병 준*, 김 현 수**
B. J. Lee, H. S. Kim

ABSTRACT

In this paper, an experimental study was performed to investigate the speed ratio-torque-thrust characteristics for metal belt CVT. It is observed from the experimental results that nondimensional secondary thrust force follows with the existing theoretical formula with $\mu = 0.09 \sim 0.12$ depending on the torque and the speed ratio. In order to represent these characteristics, an effective friction coefficient was introduced. Also, the slip characteristics between the belt and the pulley were investigated experimentally and traction coefficients at gross slip were obtained for various speed ratios. Using the traction coefficients and the effective friction coefficients, an improved formula for the secondary thrust force was suggested assuming that thrust force is the summation of the thrust of pseudo inactive arc and the thrust of pseudo active arc. The effective friction coefficient and the improved formula for the speed ratio-torque-thrust relationship suggested in this work can be used to obtain the appropriate secondary thrust.

주요기술용어 : CVT(Continuously Variable Transmission : 무단변속기), Effective Friction Coefficient(유효마찰계수), Speed Ratio(변속비), Torque(토크), Thrust Ratio(드러스트비), Gross Slip(전 미끄럼)

1. 서 론

금속벨트 CVT(Continuously Variable Tran-

mission)의 구동측에 작용하는 드러스트는 변속비를 제어하고 종동측에 작용하는 드러스트는 CVT의 전달토크 용량을 결정한다. 전달토크에 필요한 값보다 작은 드러스트가 작용한다면 벨트와 풀리 사이에는 미끄럼이 발생하고 과도한 드러스트가 작용하면 드러스트 공급을 위한 유압시스템의 손실

* 성균관대학교 대학원

** 정회원, 성균관대학교 기계공학부

을 초래하게 된다. 따라서 주어진 변속비와 토크에 대하여 적절한 종동축 드러스트 특성을 구하는 것은 CVT 유압제어 시스템 효율 향상의 관건일 뿐만 아니라 CVT 메카니즘 설계, CVT의 변속비 제어의 핵심이기 때문에 경쟁성 있는 CVT 개발을 위해서는 이에 대한 연구가 필수적이다.

김현수¹⁾ 등은 금속벨트와 풀리의 접촉구간을 활동 및 비활동구간으로 구분하고 밴드장력이 일정하다는 가정하에 고무벨트 CVT의 이론을 금속벨트에 적용하여 변속비-토크-드러스트에 대한 간단한 이론식을 유도하였다. Katsuya²⁾ 등은 밴드에 작용하는 마찰력에 의해 밴드의 장력차에 의한 동력전달이 존재함을 밝히고 밴드장력을 측정하였다. Fujii³⁾ 등은 변속비-토크-드러스트에 대하여 활동구간의 크기와 벨트총장력을 계산하고 김현수¹⁾ 등과 같은 식을 사용하여 종동축 드러스트의 크기를 구하였다. 또한 저자⁴⁾는 벨트의 블록과 밴드 각각에 대한 이산요소해석을 수행하고 밴드장력과 블록압축력 분포를 구하였다. 위 연구결과에 의한 구동 및 종동축 드러스트 값은 벨트와 풀리사이의 마찰계수에 의존하고 있으나 이 마찰계수는 변속비와 전달토크의 크기에 따라 변화한다고 보고되고 있으며, 아직까지 변속비와 토크에 대한 정확한 종동축 드러스트를 구하는 방법은 보고된 연구결과가 거의 없다.

본 연구에서는 금속벨트 CVT의 변속비-토크-드러스트 특성 해석을 위하여 리그형 금속벨트 CVT 실험장치를 설계, 제작하고 실험적 연구를 수행하여 변속비-토크-드러스트 특성을 보다 정확하게 표시할 수 있는 유효마찰계수 개념을 제시하였다. 또한 미끄럼 실험을 수행하여 각 변속비에 대한 미끄럼점의 트래션계수를 구하고 개선된 변속비-토크-드러스트 관계식을 제시하였다.

2. 금속벨트 CVT의 실험적 특성해석

2.1 실험장치

Fig.1에 금속벨트 CVT의 변속비-토크-드러스트 특성해석을 위한 실험장치가 도시되어 있다. 구동원으로는 15KW 모터를 사용하고 모터의 속도는 인버터로 제어하였다. CVT 시스템의 부하는 유압식 부하 모사장치를 사용하여 0~110Nm의 부

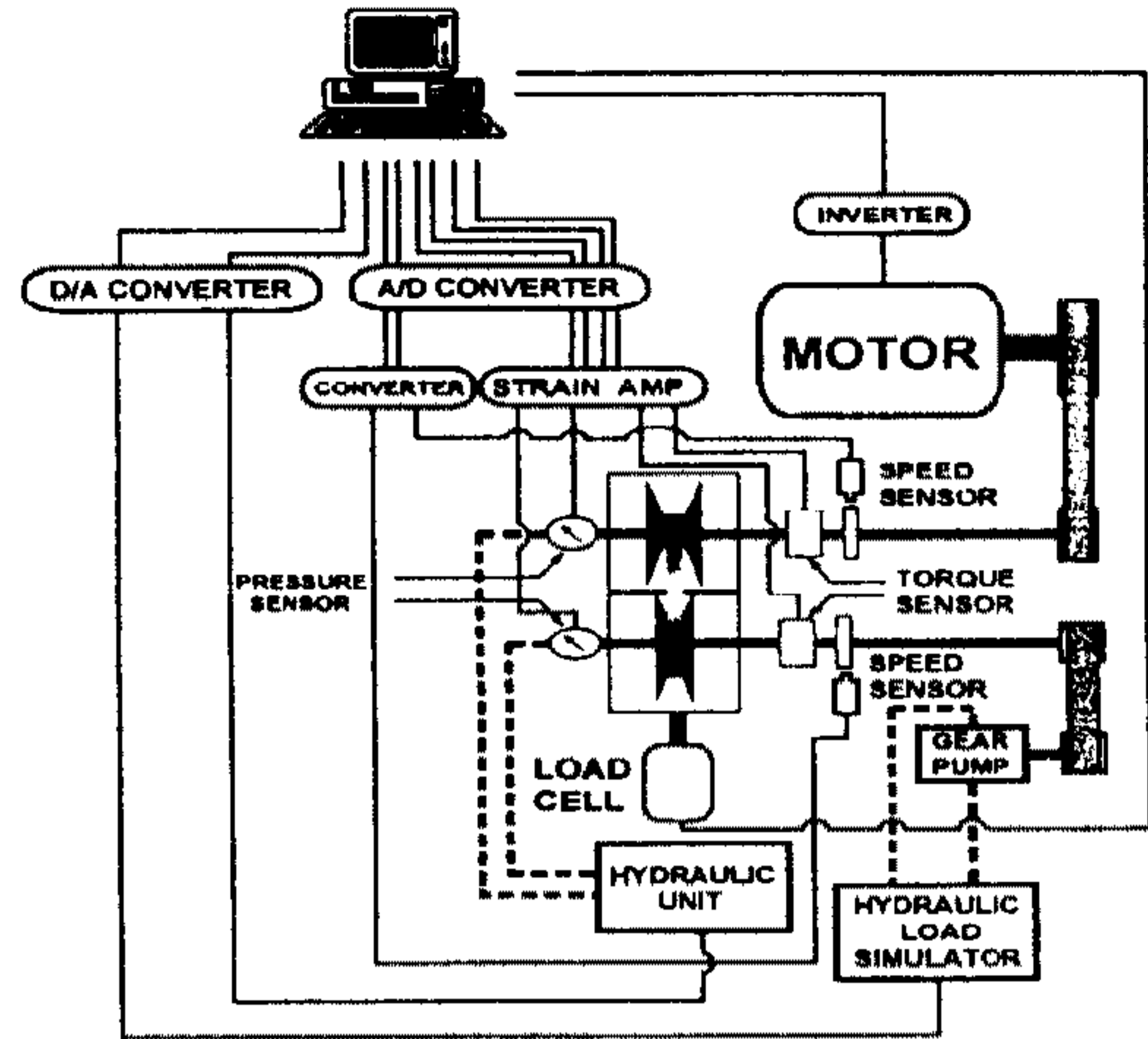


Fig.1 CVT test rig

하토크를 작용시킬 수 있도록 설계하였다. CVT 시험장치는 구동 및 종동축 회전속도, 구동 및 종동축 토크, 벨트 총장력, 구동 및 종동축 액츄에이터 압력을 측정하고 시험조건에 따라 구동축 속도, 구동 및 종동축 액츄에이터 압력, 부하토크를 제어할 수 있도록 설계·제작하였다.

2.2 금속벨트 CVT의 정상상태 변속비-토크-드러스트 특성의 실험적 해석

실험은 각 변속비에서 전달토크를 변화시키며 구동 및 종동축 드러스트를 측정하고 이를 무차원량으로 표시하였다. 무차원 드러스트는 구동 및 종동축 드러스트 F_P, F_S 를 측정된 벨트총장력 F_T 로 나누어 구하였다. 전달토크는 트래션계수 λ 를 이용하여 무차원량으로 표시하였다. 트래션계수 λ 는 다음과 같이 정의된다.

$$\lambda = \frac{(T_1 - Q_1) - (T_2 - Q_2)}{(T_1 - Q_1) + (T_2 - Q_2)} = \frac{T_{in}}{r_{dr} F_T} \quad (1)$$

여기서 T_1 은 인장측 밴드장력, T_2 는 이완측 밴드장력, Q_1 은 인장측에 작용하는 블록 압축력, Q_2 는 이완측에 작용하는 블록 압축력이다. 또한 T_{in} 은 입력토크, r_{dr} 은 구동축 회전피치 반경, F_T 는 벨트 총장력이다.

Fig.2~Fig.4는 금속벨트 CVT의 구동 및 종

동축 무차원 드러스트에 대한 실험결과를 이론곡선과 비교 도시한 것이다. 이론곡선은 전 연구¹⁾에서 구한 다음 식을 사용하였다.

$$\frac{F_P}{F_T} = \left[\frac{1}{4}(1 + \lambda) \right] \theta_r \frac{1 - \mu \tan \frac{\alpha}{2}}{\mu + \tan \frac{\alpha}{2}} \quad (2)$$

$$\frac{F_S}{F_T} = \left[\frac{1}{4}(1 - \lambda) \right] [\theta_n - \theta_a] \frac{1 - \mu \tan \frac{\alpha}{2}}{\mu + \tan \frac{\alpha}{2}} + \frac{\lambda}{2\mu} \cos \frac{\alpha}{2} \quad (3)$$

여기서 θ_r 은 구동플리의 전접촉각, θ_n 은 종동플리의 전접촉각, θ_a 는 활동각이며 α 는 플리의 홈각이다. 이론곡선의 무차원 드러스트는 전미끄럼이 발생되기 전까지 즉 종동플리의 전접촉각 θ_n 이 모두 활동각 θ_a 가 되는 점까지 도시하였으며 식(2), (3)을 이용하여 마찰계수 $\mu = 0.04 \sim 0.12$ 에 대하여 계산되었다. 실험결과는 구동축 회전속도 700rpm에서 변속비 $i = 0.6, 1.0, 2.0$ 인 경우에 대하여 도시하였다.

Fig.2는 변속비 $i = 0.6$ 의 오버드라이브인 경우의 실험결과이다. 종동축 플리의 드러스트 특성은 이론곡선과 비교해 볼 때 $\mu = 0.12$ 인 곡선과 거의 일치함을 알 수 있다. 반면 구동축 드러스트는 토크의 크기가 작을 때 즉, $\lambda = 0.0 \sim 0.2$ 에서는 $\mu =$

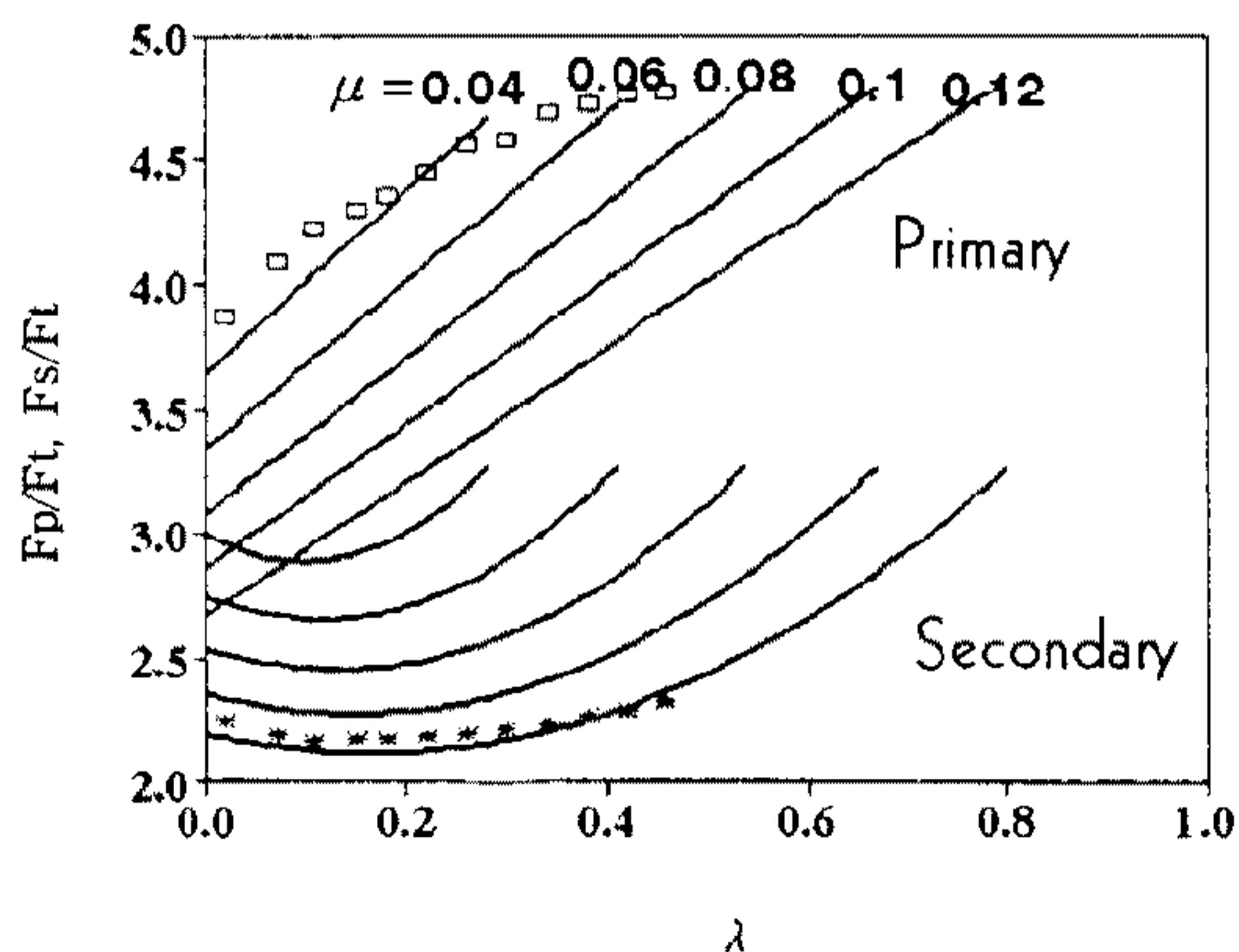


Fig.2 Comparison of experimental and theoretical results for $i = 0.6$

0.04 이하의 이론곡선과 경향이 유사하나 $\lambda = 0.2$ 이상에서는 토크의 크기가 증가할수록 기울기가 감소하여 마찰계수가 증가하는 이론곡선을 추종하며 특정한 마찰계수의 이론곡선과는 일치하지 않는다.

Fig.3은 변속비 $i = 1.0$ 인 경우 이론결과와 실험결과를 비교 도시한 것이다. 종동축 무차원 드러스트 값은 $i = 0.6$ 인 경우와는 달리 $\lambda = 0.0 \sim 0.2$ 의 작은 토크에서는 λ 가 증가할수록 급격히 감소한다. 종동축 드러스트는 $\lambda = 0.2$ 에서 마찰계수 $\mu = 0.1$ 의 이론곡선값을 가지고 λ 가 커질수록 증가된 마찰계수 이론곡선 값을 따라간다. 구동축 무차원 드러스트는 토크증가에 따라 마찰계수 $\mu = 0.06 \sim 0.12$ 의 이론곡선 값을 가진다.

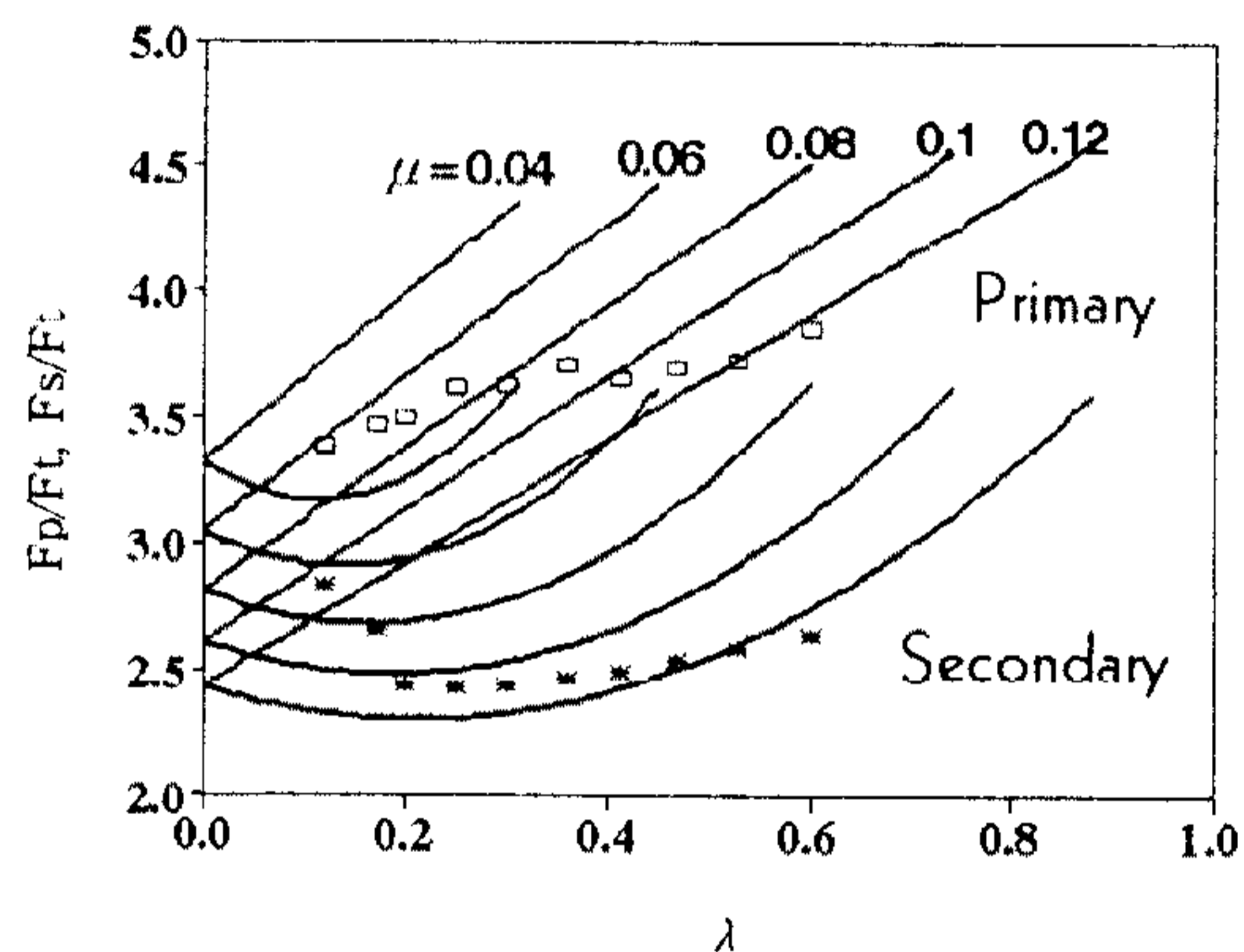


Fig.3 Comparison of experimental and theoretical results for $i = 1.0$

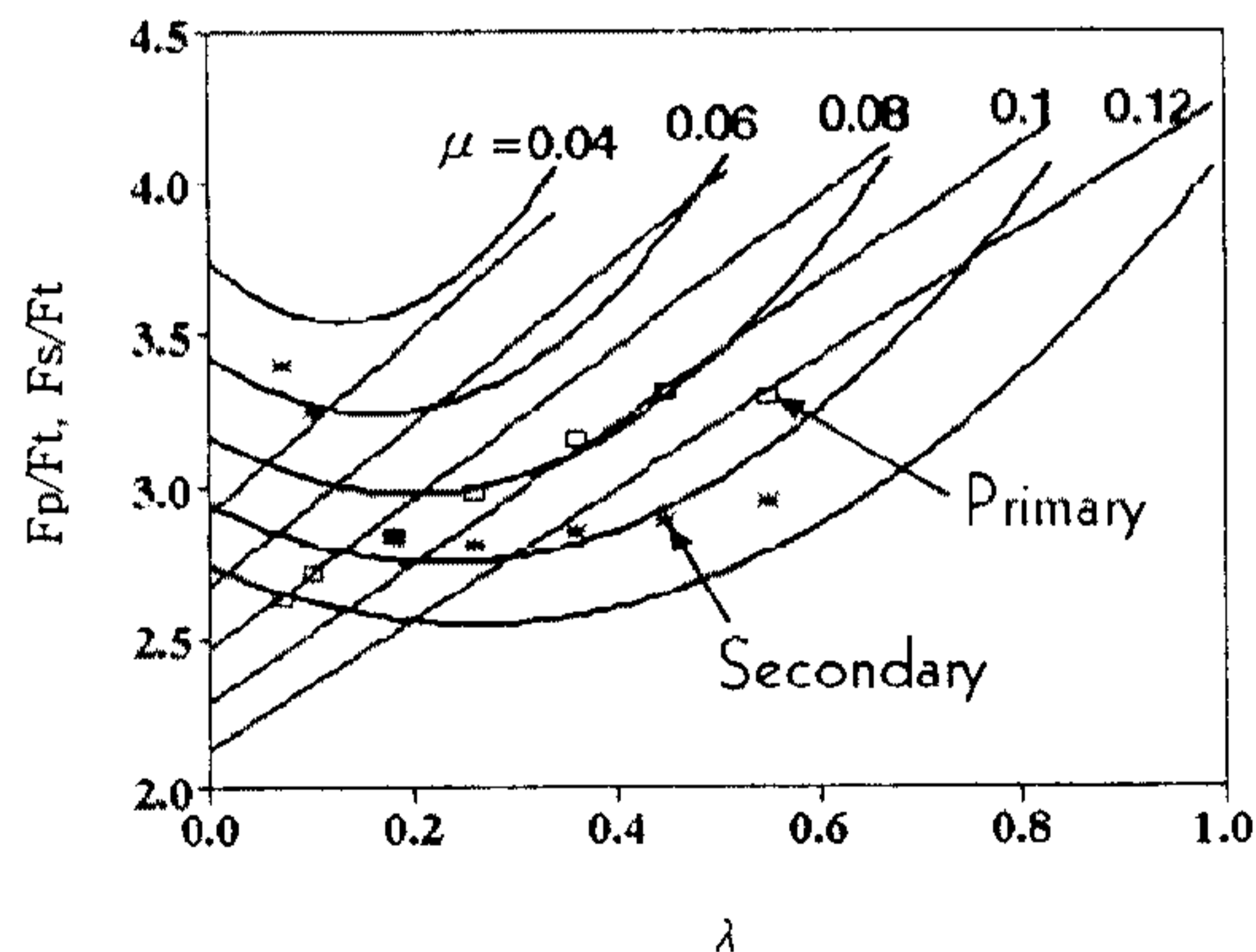


Fig.4 Comparison of experimental and theoretical results for $i = 2.0$

Fig.4는 변속비 $i=2.0$ 의 언더드라이브 경우에 대한 이론 및 실험결과이다. 종동축 무차원 드러스트는 $i=1.0$ 인 경우와 같이 $\lambda=0.2$ 이하에서는 토크가 증가함에 따라 급격히 감소한다. 트래션계수 $\lambda=0.2$ 이상에서는 토크 증가에 따라 $\mu=0.09$ 의 이론곡선에서 $\mu=0.11$ 의 곡선을 따라 증가된 마찰계수 값을 보인다. 구동축 무차원 드러스트는 토크가 작을 때 $\mu=0.08$ 곡선과 경향이 일치하지만 토크가 증가할수록 기울기가 감소하여 $\mu=0.12$ 이론곡선까지 변화한다.

Fig.2~Fig.4의 실험결과에서 알 수 있듯이 구동축 드러스트는 변속비와 토크크기에 따라 크기가 크게 변화하여 일정한 마찰계수를 갖는 이론곡선과는 그 경향이 큰 차이를 보인다. 이것은 이론곡선 계산에 사용된 구동축 드러스트 계산식이 근본적으로 구동축 풀리에서는 벨트장력이 자립작용의 영향으로 벨트와 풀리 전접촉구간에 걸쳐 거의 일정하다는 가정아래 유도되었기 때문이다.¹⁾ 이와 같은 가정은 고무벨트와 같이 인장력만 작용하는 경우에는 잘 들어맞으나⁵⁾, 금속벨트와 같이 밴드장력과 블록의 압축력이 동시에 변하는 경우에는 그대로 적용할 수 없음을 알 수 있다. 따라서 밴드장력과 압축력 변화를 고려한 상세해석이 요구된다. $i \geq 1$ 때 작은 전달토크 즉 $0 < \lambda < 0.2$ 범위에서 종동축 드러스트가 λ 증가에 따라 급격히 감소하는 것은 다음과 같이 설명할 수 있다. $i \geq 1$, 작은 부하인 경우 동력은 벨트의 장력차이에 의해 전달된다. 이때 금속블록간의 압축력은 인장축 벨트에서 동력전달을 방해하는 쪽으로 작용하며 부하가 증가할수록 감소한다. 부하가 계속 증가하면 인장축 벨트의 블록압축력은 0이 되고 부하토크가 이보다 더 증가하면 블록압축력은 이완축 벨트에 작용하여 동력전달을 도와준다. 따라서 벨트총장력은 부하가 증가함에 따라 처음에 증가하다가 블록압축력이 0이 되는 점을 기준으로 다시 감소하고 이에 따라 종동축 무차원 드러스트 값은 감소하다가 증가하는 경향을 보인다. 한편 $i < 1$ 경우에는 금속블록과 밴드에 작용하는 마찰력의 방향이 $i \geq 1$ 경우와 반대로 작용하며 따라서 밴드의 인장축과 이완축이 바뀌어진다. 이때 블록압축력은 부하의 크기에 관계없이 항상 인장축 벨트에 작용하며 부하토크의 크기가 증가할수록 크기가

증가한다.

종동축 드러스트는 변속비 $i < 1$ 경우, $\mu=0.12$ 의 이론곡선과 거의 일치하며 $i \geq 1$ 경우는 $\lambda \geq 0.2$ 인 범위, 즉 전달토크가 큰 경우 $\mu=0.09 \sim 0.12$ 의 이론곡선과 비교적 일치한다고 볼 수 있다. 이와 같이 마찰계수가 변하는 것은 벨트의 위치(변속비)에 따라 풀리의 변형량이 달라지고 토크의 크기에 따라 벨트의 변형량이 달라지기 때문에 벨트와 풀리의 접촉상태가 변화하기 때문으로 생각된다. 실제로 CVT 설계 관점에서 중요한 것은 큰 부하가 작용하는 경우, 종동축 드러스트의 크기 즉 라인압력의 크기이기 때문에 위와 같은 실험결과는 종동축 드러스트에 대하여 식 (3)의 변속비-토크-드러스트식을 적절한 마찰계수와 함께 사용할 수 있다는 것을 제시한다. 종동축 드러스트값이 변속비와 토크에 따라 마찰계수 $\mu=0.09 \sim 0.12$ 의 이론곡선 값을 가지는 것을 반영하기 위하여 유효마찰계수 μ_e 를 다음과 같이 도입하기로 한다.

$$\mu_e = \mu_o * \frac{di + e}{a\lambda^2 + b\lambda + c} \quad (4)$$

여기서 $\mu_o=0.1$, a, b, c, d, e는 변속비와 토크크기에 따라 결정되어지는 계수이다. 한편, Fig.2~Fig.4에서 알 수 있듯이 변속비 $i < 1$ 인 경우의 종동축 무차원 드러스트는 토크크기에 관계없이 거의 일정한 마찰계수의 이론곡선과 일치하지만 변속비 $i \geq 1$ 인 경우에는 토크크기가 작을 때 즉, $0 < \lambda < 0.2$ 인 경우 토크가 증가함에 따라 종동축 무차원 드러스트는 급격히 감소함을 볼 수 있다. 따라서 종동축 드러스트를 다음 세 영역으로 구분하고 각각의 유효마찰계수를 구하기로 한다.

- (1) $i < 1$
- (2) $i \geq 1$ 이고 $\lambda < 0.2$
- (3) $i \geq 1$ 이고 $\lambda \geq 0.2$

Table 1에 변속비 $i=0.6, 1.0, 2.0$ 에 대하여 구한 유효마찰계수가 나와있다. 임의의 변속비에 대한 유효마찰계수 μ_e 는 Table 1의 결과를 이용하여 보간법으로 구할 수 있다.

Fig.5는 무차원 드러스트에 대한 실험결과와 유효마찰계수를 이용한 F_S/F_T 값을 비교, 도시한 것이다. 그림에서 볼 수 있듯이 유효마찰계수 μ_e

Table 1 Effective friction coefficient μ_e

	$\lambda < 0.2$	$\lambda \geq 0.2$
$i=0.6$	$\mu_o^* \frac{1}{0.23\lambda^2 - 0.4387\lambda + 0.9804}$	
$i=1.0$	$\mu_o^* \frac{1}{8.333\lambda^2 - 9.1666\lambda + 2.5}$	$\mu_o^* \frac{1}{0.0444\lambda^2 - 0.4816\lambda + 1.0945}$
$i=2.0$	$\mu_o^* \frac{1}{8.333\lambda^2 - 9.1666\lambda + 2.5}$	$\mu_o^* \frac{0.44 * 2.0}{0.0444\lambda^2 - 0.4816\lambda + 1.0945}$

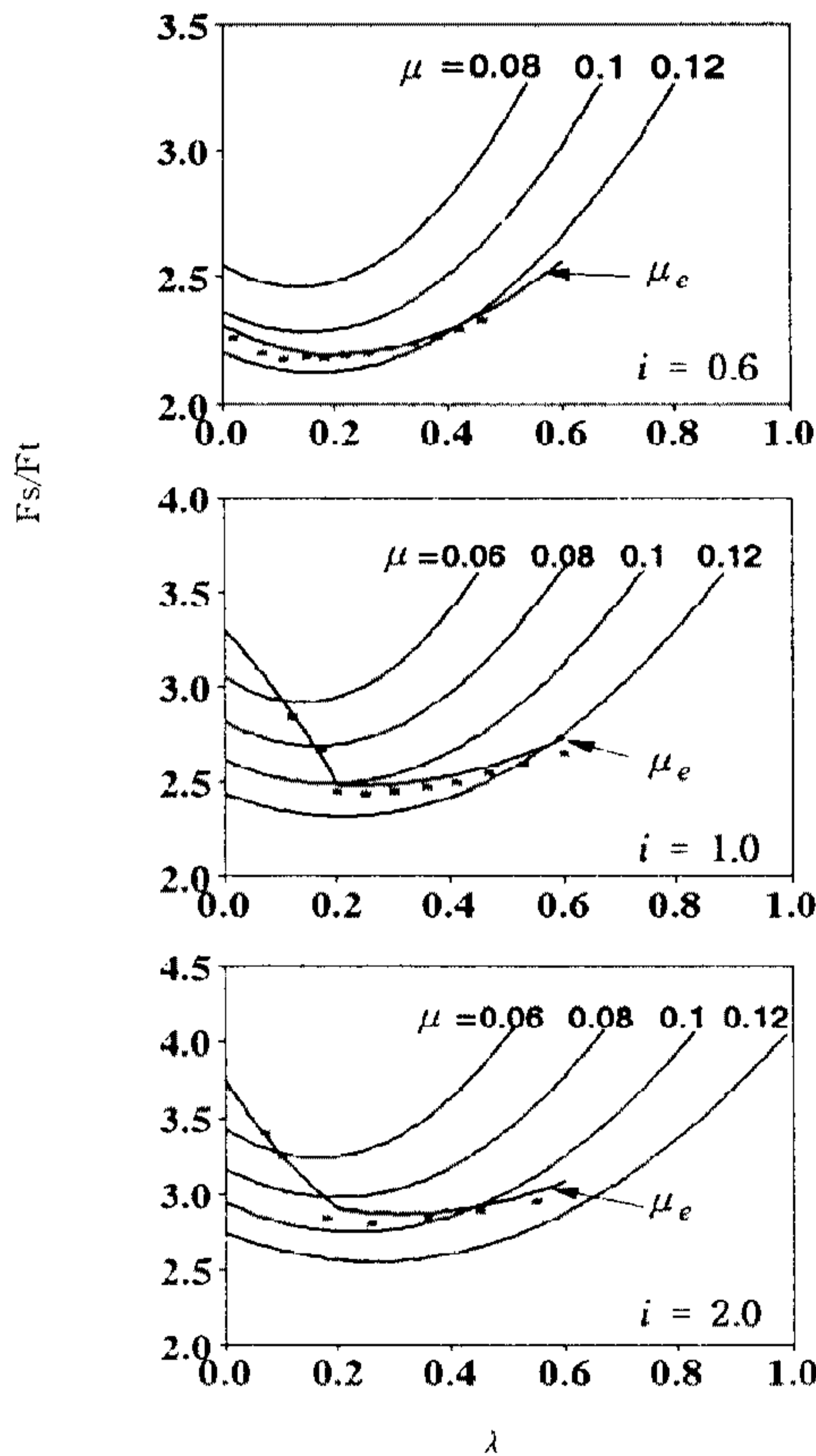


Fig.5 Comparison of experimental results with existing formula using effective coefficient for $i=0.6$, $i=1.0$, $i=2.0$

를 사용한 F_s/F_T 값은 실험결과와 잘 일치하고 있다.

위에서 유도된 유효마찰계수는 변속비-토크-드러스트 관계식과 함께 주어진 변속비, 토크에 대하여 적절한 종동측 드러스트를 구하는데 사용될

수 있다.

3. 미끄럼점의 종동측 드러스트

주어진 변속비와 토크에 대하여 벨트와 풀리 사이에 전미끄럼이 발생하기 직전의 종동측 드러스트 특성을 구하는 것은 CVT 유압제어 시스템 효율 향상의 관건이다. 여기에서는 전미끄럼시 종동측 드러스트의 특성을 고찰하고 앞서 유도된 유효마찰계수를 이용한 개선된 변속비-토크-드러스트 관계식과 기존의 변속비-토크-드러스트 관계식을 이용하여 미끄럼점에서의 종동측 드러스트를 계산하고 실험결과와 비교 검토해 보기로 한다.

3.1 벨트 미끄럼점과 종동측 드러스트

Fig.6은 구동측 회전속도 1,400rpm, 변속비 $i=0.8, 1.0, 2.2$ 에 대한 미끄럼 실험의 결과를 이론결과와 함께 무차원으로 표시한 것이다. 미끄럼 실험은 변속비-토크-드러스트 실험에서 토크를 증가시키며 종동측 풀리의 벨트와 풀리 사이에 미끄럼이 발생할 때까지 각 변속비에 대한 토크와 드러스트를 측정하며 수행하였다. 벨트 미끄럼은 종동측 풀리에서 먼저 발생하며⁷⁾ 벨트와 풀리에서 발생하는 고주파수의 소음으로 확인할 수 있었다. 이 소음은 종동측 풀리와 벨트 사이에 미끄럼이 발생하면서 생기는 마찰음으로서 미끄럼이 발생하면 종동측 풀리는 부하장치의 토크에 의하여 회전이 멈추게 되고 금속벨트는 구동측 풀리에 의해 회전을 계속하므로 고주파의 마찰음이 발생하게 된다. 또한 미끄럼이 발생하기 직전에는 벨트총장력이 급격히 감소하는 현상이 관측되었다.

Fig.6(a)는 변속비 $i=0.8$ 인 경우의 실험결과이

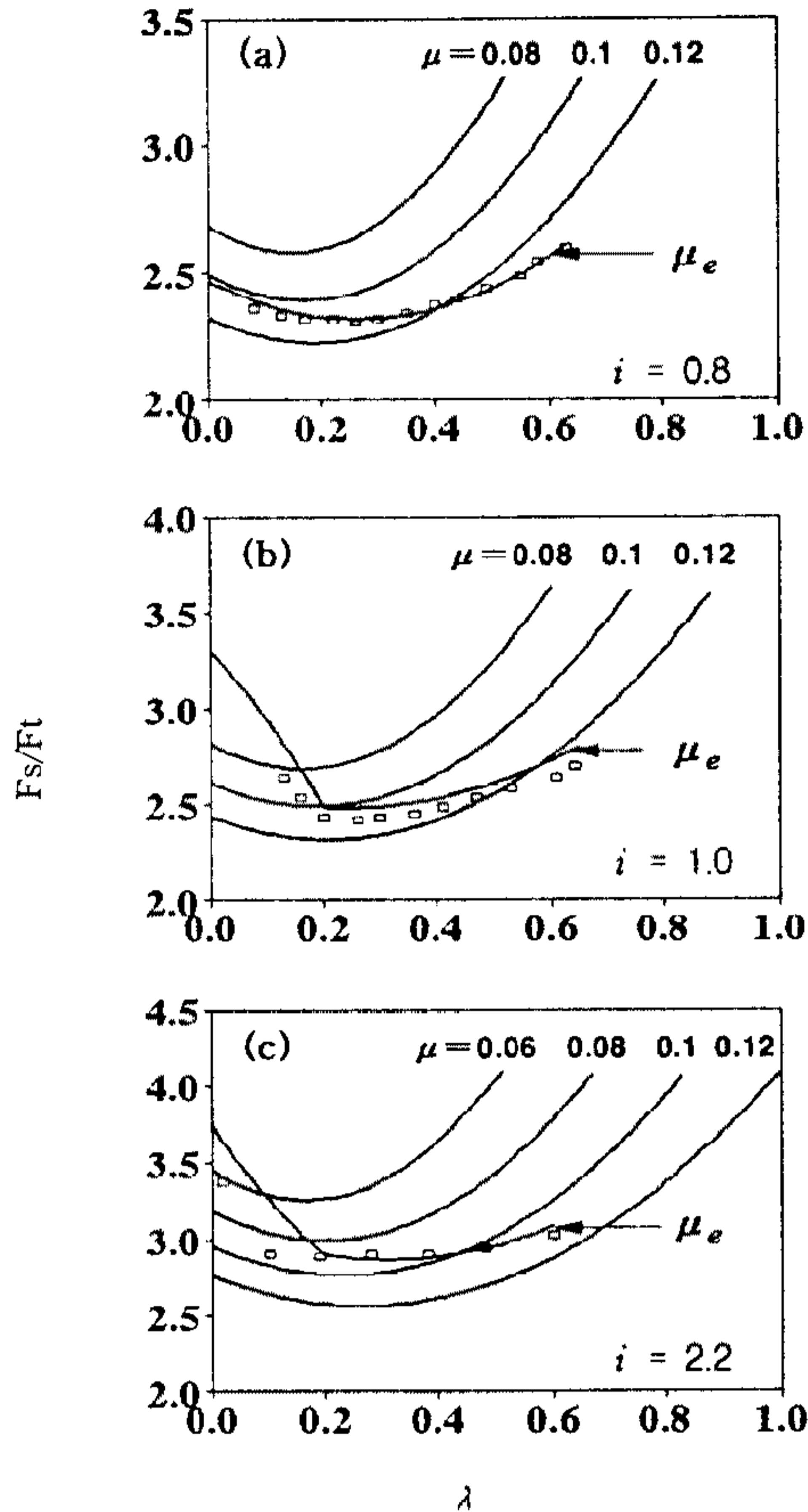


Fig.6 Comparison of experimental and theoretical results up to gross slip

다. $i=0.8$ 의 미끄럼점은 $\lambda=0.63$ 으로 측정되었다. $\lambda=0.63$ 의 미끄럼점 실험결과는 $\mu=0.1$ 의 이론 미끄럼점 $\lambda=0.71$, $\mu=0.12$ 의 이론 미끄럼점 $\lambda=0.84$ 보다 작은 값으로 차이를 보이며 따라서 기존 변속비-토크-드러스트 식에 의한 미끄럼의 드러스트를 그대로 사용할 수 없음을 알 수 있다. 앞서 제시된 유효마찰계수 개념을 이용하면 변속비 $i=0.8$ 의 미끄럼점의 유효마찰계수는 $\mu_e=0.13$ 으로 구해진다. $i=1.0$ 인 경우(Fig.6(b))의 미끄럼점은 $\lambda=0.635$ 으로 측정되었다. 이 값은 $\mu=0.12$ 에 의한 기존 변속비-토크-드러스트 식의 이론 미끄럼점 $\lambda=0.88$ 과는 역시 큰 차이를 보인다. 미끄럼점 $\lambda=0.635$ 에서 유효마찰계수는 $\mu_e=0.127$ 정도의 값을 갖는다. 변속비 $i=2.2$ 인 경우(Fig.6(c)) 미끄럼점은 $\lambda=0.61$ 로 구해졌다. $\lambda=0.61$ 에서 유효마찰계수는 $\mu_e=0.11$ 로 나타났다. 종동축

무차원 드러스트는 $0.4 < \lambda < 0.6$ 에서 증가하는 경향을 보인다.

Fig.7은 각 변속비에서 실험으로 구한 미끄럼점의 λ 와 이 값을 이용하여 미끄럼점에서의 λ 를 변속비에 대하여 커브 피팅한 것을 도시하였다. 또한 Fig.7에는 일정한 마찰계수 $\mu=0.1$ 을 이용하여 기존의 변속비-토크-드러스트식으로 계산한 미끄럼점의 λ 가 비교도시 되어 있다. 커브 피팅한 값을 살펴보면 $i=0.8$ 인 경우 $\lambda=0.624$ 의 값을 가지고 변속비가 증가할수록 증가하다가 변속비 $i=1.4$ 에서 $\lambda=0.666$ 의 최대치를 보이고 이후에는 변속비가 증가할수록 λ 는 감소하여 $i=2.2$ 에서는 $\lambda=0.6$ 의 값을 가진다. 일정한 마찰계수를 이용한 기존 변속비-토크-드러스트식에 의한 미끄럼의 λ 는 실험치보다 큰 값을 보이며 변속비가 커질수록 증가하여 실험결과와 일치하지 않는다. Fig.7의 미끄럼점 곡선은 주어진 변속비와 토크에서 최적의 종동축 드러스트, 즉 라인압력을 찾는 데 유용하게 사용될 수 있다. 변속비가 주어지면 Fig.7의 피팅된 곡선을 이용하여 미끄럼 점을 찾고 Table 1에서 유효마찰계수를 구한다. 이 유효마찰계수와 기존의 변속비-토크-드러스트 관계식을 이용하면 주어진 변속비와 토크에 대하여 미끄럼점에서의 종동축 드러스트를 구할 수 있다.

3.2 개선된 변속비-토크-드러스트 관계식에 의한 미끄럼점의 종동축 드러스트

일정한 마찰계수를 사용한 기존 변속비-토크-드러스트식 (3)에서 종동축 드러스트는 비활동 및

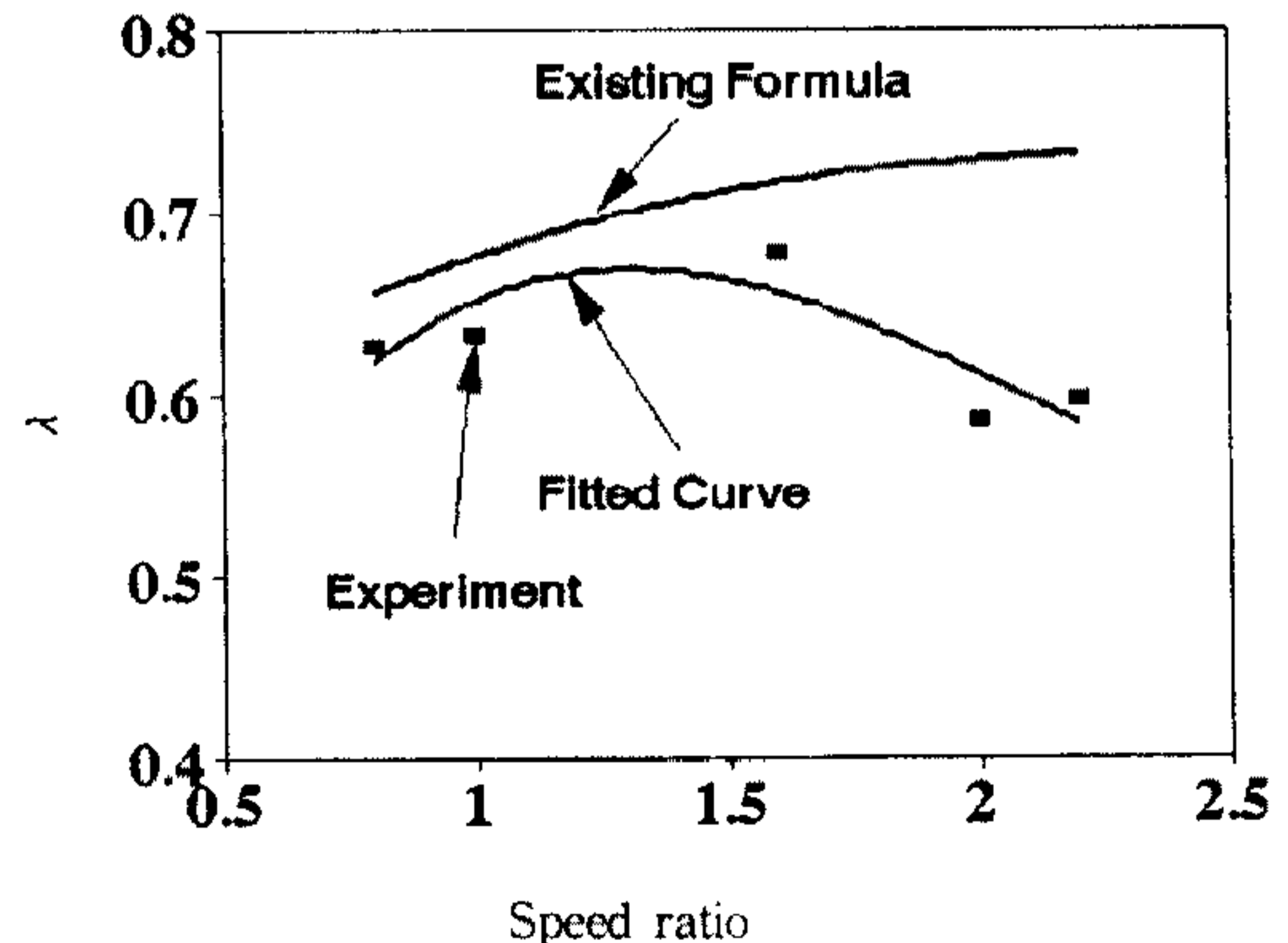


Fig.7 Traction coefficient at gross slip

활동각 드러스트의 합으로 표시된다. 벨트와 풀리 사이에 미끄럼이 발생할 때 종동축 풀리의 전접촉 각은 모두 활동각이 되어 식 (3)의 우측 첫 번째 비활동각의 드러스트는 0이 되어야 하지만 실험에서 확인한 바와 같이 미끄럼점의 λ 는 식 (3)의 우측 첫째항이 0이 되는 점 즉, 이론적 미끄럼의 λ 보다 훨씬 작다. 이것은 미끄럼점에서 식 (3)의 우측 첫 번째 항을 고려해야 함을 의미한다. 본 연구에서는 미끄럼점에서 식 (3)의 첫 번째 항의 축력을 가비활동구간(pseudo inactive arc)의 드러스트로, 두 번째 항을 가활동구간(pseudo active arc)의 드러스트로 부르기로 한다. 따라서 앞에서 제시한 유효마찰계수와 가비활동구간과 가활동구간의 드러스트의 합으로 이루어진 다음 식을 종동축 드러스트에 관한 개선된 변속비-토크-드러스트 식으로 제시하였다.

$$F_S = \left[\frac{1}{4}(1-\lambda)(\theta_n - \theta_a) \frac{1 - \mu_e \tan \frac{\alpha}{2}}{\mu_e + \tan \frac{\alpha}{2}} + \frac{\lambda}{2\mu_e} \cos \frac{\alpha}{2} \right] F_T \quad (5)$$

개선된 변속비-토크-드러스트 식을 사용하여 미끄럼점의 종동축 드러스트를 구하는 방법과 같다. 가활동구간의 드러스트가 종동축 드러스트에 차지하는 비율은 식 (5)에서 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$Ratio = \frac{\frac{\lambda}{2\mu_e} \cos \frac{\alpha}{2}}{\frac{1}{4}(1-\lambda)(\theta_n - \theta_a) \frac{1 - \mu_e \tan \frac{\alpha}{2}}{\mu_e + \tan \frac{\alpha}{2}} + \frac{\lambda}{2\mu_e} \cos \frac{\alpha}{2}} \quad (6)$$

한편 식 (1)과 식 (5)에서 F_T 를 소거하면 가활동구간의 드러스트 $F_{pseudo\ active}$ 는 다음 식으로 표시된다.

$$F_{pseudo\ active} = \frac{T_{in} \cos \frac{\alpha}{2}}{2\mu_e r_{dr}} \quad (7)$$

따라서 Ratio는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$Ratio = \frac{F_{pseudo\ active}}{F_S} \quad (8)$$

Fig.7에서 미끄럼점의 λ 를 구하고 변속비 즉 θ_n 이 주어지면 식 (6)에서 Ratio와 식 (7)에서 주어진 토크 T_{in} 에 대한 가활동구간의 드러스트 $F_{pseudo\ active}$ 가 계산된다. 따라서 종동축 드러스트 F_S 는 식 (6), (7)과 (8)에서 구할 수 있다. 이때 활동각 θ_a 는 Fujii³⁾의 선형화 식, $\theta_a = \sin \frac{\alpha}{2} \cdot a_0 \lambda / \mu_e$ 를 이용하였다.

3.3 미끄럼점에서 이론적 종동축 드러스트와 실험결과의 비교 고찰

개선된 식을 이용한 미끄럼점의 드러스트를 기존의 변속비-토크-드러스트 식에 의한 드러스트 및 실험결과와 비교한 것이 Table 2에 나와있다. 기존식의 마찰계수는 $\mu=0.1$ 의 일정한 값이 사용되었다.

변속비 $i=0.8$ 의 오버드라이브 경우 기존 식에 의한 종동축 드러스트는 실험결과보다 18% 높은 값을 가진다. 반면 개선된 식에 의한 종동축 드러스트는 실험결과와 비교해 볼 때 4%의 차이로 실험결과와 근사한 값을 보인다.

변속비 $i=2.0$ 의 언더드라이브인 경우 기존 식에 의한 드러스트값은 실험결과보다 5% 낮은 값을 가진다. 개선된 식에 의한 종동축 드러스트는 실험결과보다 2% 정도 낮게 나타나 실험결과와 거의 일치한다.

앞에서 고찰한 바와같이 미끄럼점의 트랙션계

Table 2 Comparison of secondary thrust at gross slip

	Experiment	Improved Formula	Existing Formula
$i=0.8$	5,098N	5,275N	6,010N
$T_{in}=65Nm$	100%	104%	118%
$i=2.0$	5,107N	4,996N	4,837N
$T_{in}=31Nm$	100%	98%	95%

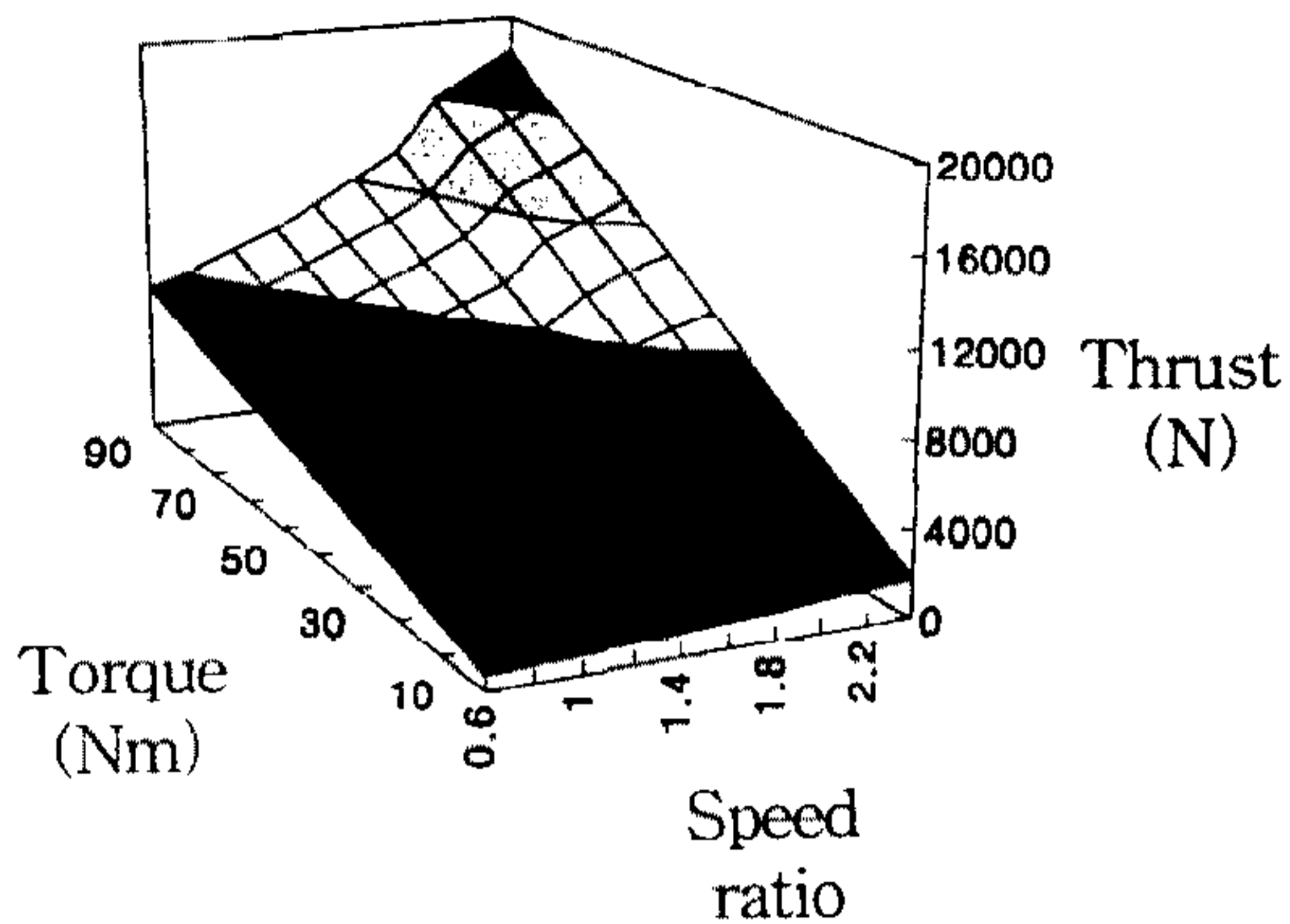


Fig.8 3-D map of CVT speed ratio - torque - thrust by improved formula

수 λ 와 유효마찰계수를 이용한 개선된 식에 의한 종동축 드러스트는 실험결과와 거의 일치한다. 따라서 본 연구에서 제시한 개선된 변속비-토크-드러스트 식은 변속비와 최대 전달토크가 주어졌을 때 미끄럼점의 종동축 드러스트를 구하는 설계식으로 사용할 수 있다.

Fig.8은 개선된 변속비-토크-드러스트 식을 사용하여 얻은 변속비-토크-종동축 드러스트 관계를 3차원으로 도시한 것이다. 여기서 종동축 드러스트는 각 변속비와 토크에 대하여 미끄럼점의 드러스트이다. 그림에서 알 수 있듯이 미끄럼점의 종동축 드러스트는 입력토크가 커질수록 증가하고 변속비가 오버드라이브에서 언더드라이브로 갈수록 증가한다. Fig.8의 종동축 드러스트값은 벨트와 풀리사이에 미끄럼이 발생하기 직전의 값으로 이에 의한 주어진 변속비, 토크에 대한 정확한 종동축 드러스트의 제어는 CVT의 효율 개선에 크게 기여할 수 있을 것으로 판단된다.

4. 결 론

금속벨트 CVT의 정상상태 변속비-토크-드러스트 특성을 해석할 수 있는 실험장치를 설계 제작하고 실험적 연구를 수행하였다. 실험결과를 이용하여 종동축 드러스트에 대한 유효마찰계수 개념을 도입하였다. 또한 전미끄럼시 종동축 드러스트

의 특성을 고찰하고 미끄럼점에서 각 변속비에 대한 트랙션계수를 구하였다. 미끄럼점의 트랙션계수와 유효마찰계수를 이용하여 종동축 드러스트를 가비활동구간의 드러스트와 가활동구간 드러스트의 합으로 표시되는 개선된 변속비-토크-드러스트 식을 제시하였다. 개선된 변속비-토크-드러스트 식에 의한 종동축 드러스트는 실험결과와 거의 일치한다. 따라서 본 연구에서 제시한 개선된 변속비-토크-드러스트 식은 변속비와 전달토크가 주어졌을 때 미끄럼점의 종동축 드러스트를 구하는 설계식으로 사용할 수 있다.

참 고 문 헌

1. 김광원, 김현수, "금속 V-벨트 CVT의 동력전달 특성과 변속비-부하토크-축력관계", 대한기계학회 논문집 Vol. 14, No. 2, pp. 349~357, 1990.
2. A. Katsuya, T. Sato, K. Kurimoto, "Analysis of Behavior of CVT Belt", 일본 자동차기술회 논문집, No. 44, pp. 71~76, 1990.
3. T. Fujii, T. Kurokawa, S. Kanehara, "A Study of a Metal Pushing V-Belt Type CVT-Part 1: Relation Between Transmitted Torque and Pulley Thrust", SAE 930666, 1993.
4. 김현수, 이병준, "금속벨트 CVT의 이산요소해석", 한국자동차공학회 춘계학술대회 논문집, pp. 545~550, 1997.
5. 김현수, 최병대, "차량용 V-벨트 CVT의 거동해석", 한국자동차공학회지, Vol. 12, pp. 30~33, 1990.
6. G. Miloiu, "Die Druckkraft in stufenlosen Getrieben II", Antriebstechnik, 13, 1 pp. 450~467, 1969.
7. H. Kim, J. Lee, "Analysis of Belt Behavior and Slip Characteristics for a Metal V-Belt CVT", Mechanism and Machine Theory, Vol. 29, No. 6, pp. 865~876, 1994.