

토크 컨버터의 1차원 성능 모델을 이용한 유동 각도 보정 계수에 관한 연구

임 원 식*
(1999년 6월 4일 접수)

A Study on the Correction Factor of Flow Angle by using the One Dimensional Performance Model of Torque Converter

Won Sik Lim

Key Words: Torque Converter(토크 컨버터), Mean Flow Path(평균 유선), Torus Flow(토러스 유량), Equivalent Parameter(등가 파라미터), Flow Angle(유동각)

Abstract

One dimensional performance model has been used for the design of torque converter. The model is based on the concept of constant mean flow path and constant flow angle. These constant-assumed parameters make the design procedure to be simple. In practice, some parameters are usually replaced with geometric raw data and, the constant experiential correction factors have been used to minimize the design error. These factors have no definite physical meaning and so they cannot be applied confidently to the other design condition. In this study, the detail dynamic model of torque converter is presented to establish the theoretical background of correction factors. To verify the validity of theoretical model, steady state performance test was carried out on the several input speed. The oil temperature effect on the performance is analysed and adjusted. The constant equivalent flow angles are determined at a part of performance region by comparing the theoretical model and the test data. The sensitivity of correction factors to the input speeds are studied and the change of torus flow is presented.

1. 서 론

토크 컨버터 성능 해석은 평균유선의 개념을 이용한 1차원 성능 해법^(1~3,8)과 유동 해석⁽⁴⁾ 및 유동 가시화^(5,7)를 통한 방법 등으로 접근되어 왔는데, 1차원 성능 해법은 성능 모델이 간단하여 기본적인 설계⁽¹⁰⁾ 및 동특성 분석^(1,3,6)에 많이 사용되고 있으며, 유동 해석은 CFD의 발전에 힘입어 최근 활발히 진행되고 있다.

토크 컨버터는 자동변속 차량의 출력 성능에 지대한 영향을 미치므로 차량의 동력 성능 및 변

속 성능을 향상시키기 위해서는 그 성능 특성에 대한 정확한 분석 기술이 요구된다. 토크 컨버터의 신뢰성 있는 동적 모델의 개발은 이러한 기술 개발의 근본이라 할 수 있는데, 분석 결과의 신뢰성이 높아지기 위해서는 모델과 파라미터의 값이 정밀하여야 한다. 차량의 동특성을 분석하기 위하여 토크 컨버터를 모델링하는 경우에는 성능 실험 결과를 이용하여 성능 모델의 파라미터 값을 결정할 수 있으나, 차량의 요구 성능을 만족시키는 토크 컨버터를 설계하는 경우에는 적당한 파라미터 값을 선정하여야 한다. 두 경우 모두 결정되는 파라미터 값은 기본적으로 형상 데이터에 근거하나 구체적인 값은 약간의 보정값을 포함하고 있다. 특히 설계 과정에서 사용되는 보정값은 대개의 경우 경험에 의한 수치이기 때문에 이론적인 정량화가 어렵다고 할 수 있다. 본

* 회원, 서울산업대학교 자동차공학과
E-mail : limws@plaza1.snut.ac.kr
TEL : (02)970-6392 FAX : (02)979-7032

연구에서는 이러한 설계 보정값에 대한 이론적 근거를 제시하고 성능 실험 결과를 이용하여 그 구체적인 값을 분석하였다.

1차원 성능 모델은 Ishihara^(1,8)와 Tobler⁽³⁾에 의해 발전되어 왔으며 개념적인 평균 유선과 상수의 파라미터를 가정하여 모델의 형태가 간단하다. Tobler⁽³⁾는 1차원 성능 모델의 파라미터를 실험 결과를 이용하여 구체적으로 보정한 바가 있고, Ishihara⁽⁸⁾는 모든 속도비 영역에서 실험 결과와 모델을 비교하여 충격 손실 계수가 레이놀즈수에 따라 변화하는 값을 보였다. 대개의 경우, 1차원 성능 모델의 적용 오차는 토크 컨버터의 용량계수의 형태에 따라 다르게 나타난다. 예를 들어, 속도비가 1 이하의 양수 영역에서 용량계수의 최대 값이 존재하는 토크 컨버터의 경우(불특정 형상의 경우)에는, 스톨 속도비로부터 최대 용량 계수 점까지의 속도비 영역에서 1차원 성능 모델의 오차가 매우 크게 나타난다. 이러한 저속도비 영역에서 1차원 성능 모델이 갖는 오차의 원인은 모델의 파라미터가 상수이기 때문에 나타나는 현상이라 할 수 있다. 본 연구에서는 1차원 성능 모델이 가정하는 상수 파라미터의 수학적 의미를 분석하고 상수 파라미터 모델을 적용할 수 없는 영역과 그 이유에 대해 분석하였다.

실제 성능 실험 결과를 보면 토크 컨버터의 입력 속도와 오일 온도에 따라 그 출력 성능이 다양하게 변화하나 1차원 성능 모델에서는 이러한 입력 속도별 성능 변화를 재현할 수 없다. 이에 대한 분석을 위해 본 연구에서는 토크 컨버터의 입력 속도를 다양하게 변화시켜가며 등속 상태 성능 실험을 실시하였다. 실험 결과를 통해 오일 온도에 따른 오일 밀도의 영향을 분석하고 오일 온도에 대한 보정 방법을 제시하였다.

본 연구에서는 상수로 가정된 1차원 성능 모델의 등가 파라미터의 구체적인 값을 결정짓는 알고리즘을 제시하며 그 결과를 통해 1차원 성능 모델의 타당성 여부를 검증한다. 또한 입력 속도별 성능 실험 데이터와 성능 모델과의 성능 오차를 유동량 및 유동각도의 변화로 분석하였다.

2. 토크 컨버터의 정상 상태 운동방정식

2.1 회전 요소들의 기본적인 운동방정식

본 연구에서는 임펠러, 터빈, 리액터 등의 세

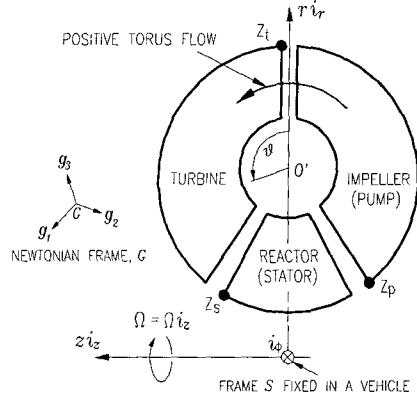


Fig. 1 Coordinate systems of torque converter (frame G and S)

회전 요소로 구성되는 승용차용 토크 컨버터를 고려하며 Fig. 1은 토크 컨버터의 기본 좌표계를 나타내고 있다.

토크 컨버터의 동적 거동을 기술하기 위하여 먼저 지면에 고정된 절대 좌표계 G와 차량과 같이 토크 컨버터가 장착된 어떤 강체에 고정된 좌표계 S(\$r_i, \phi_i, z_i\$)를 고려한다. 축 방향 기준 벡터 \$i_z\$는 임펠러에서 터빈 쪽으로 향하도록 정의한다. 또한 토크 컨버터의 내부 유동이 임펠러에서 터빈으로 흐르는 경우(임펠러가 driver로 작동하는 상태)의 흐름 방향을 positive torus flow로 정의한다. Fig. 1에서 세 회전 요소 입구의 셀 축 점들인 \$Z_p, Z_t, Z_s\$ 등은 회전 요소들의 조합 형태를 나타내기 위한 기준 점들을 뜻한다.

Fig. 1에서 임펠러, 터빈, 리액터 등의 회전 요소들을 순서대로 첨자 \$i=1,2,3\$로 나타내기로 하고, \$i\$ 번째 회전 요소에 고정된 좌표계 \$E(i)\$를 고려한다. 이때 \$E(i)\$의 기저 벡터 \$i_r^{(i)}, i_\phi^{(i)}, i_z^{(i)}\$의 방향은 Fig. 1의 좌표계 S와 동일하며 \$r^{(i)}, \phi^{(i)}, z^{(i)}\$의 기준은 \$Z_p, Z_t, Z_s\$ 등에 의해 결정된다.⁽⁹⁾

회전 요소의 운동 방정식을 유도하기 위하여 운동 법칙을 적용할 검사체적 및 검사 표면을 Fig. 2와 같이 정의한다. 검사체적 \$CV(i)\$는 각속도 벡터 \$\Omega^{(i)}(=\Omega i_z^{(i)})\$로 회전하는 \$i\$ 번째 회전 요소 전체를 포함하며 유동 통로 중에서 3차원 유도 것이 존재하지 않는 영역은 제외하기로 한다. 검사 표면 \$CS(i)\$를 통해 전달되는 축 토크는 입력 토크를 기준으로 정의되며 이를 \$T^{(i)}(=T i_z^{(i)})\$로 나타내기로 한다. 회전 요소의 유동 입출구에 대한 표시는 Fig. 1의 positive torus flow를 기준으로 한

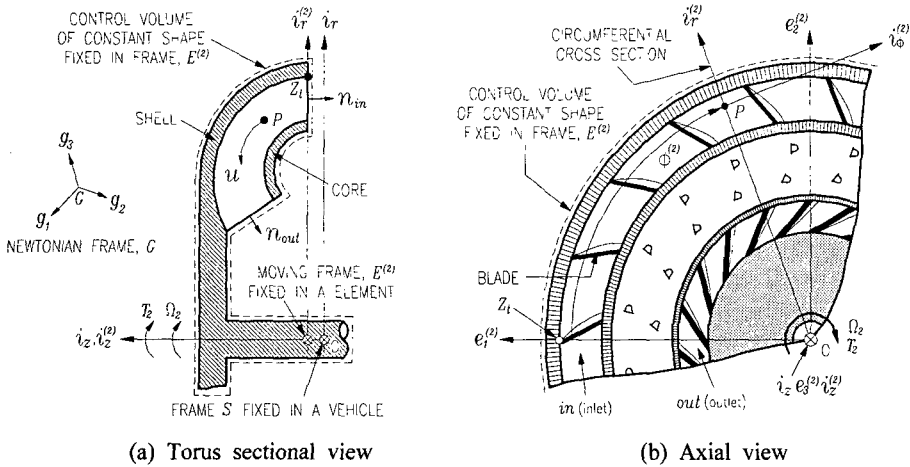


Fig. 2 Schematic view of control volume of a rotating element (turbine)

첨자 in(inlet), out(outlet)으로 표시하기로 한다.

회전 요소 검사체적들에 대한 기본적인 운동방정식은 다음과 같은 기본 가정 하에 수행된다.

(1) 절대 좌표계 G에 대한 차량 좌표계 S의 운동이 이동 좌표계 E(i)의 운동에 미치는 영향은 미비하다고 가정하여 컨버터 내부의 유동장에 미치는 좌표계 S의 운동의 영향은 무시한다.

(2) 회전 요소들과 간극, 셸 외부 및 코어 내부에 대한 검사 체적은 축 대칭의 형상을 가지며 일정 모양을 유지한다. 임의의 이웃한 두 깃에 의해 결정되는 유동장의 거동은 다른 깃들에 의한 것과 동일하다고 생각한다.

(3) 토크 컨버터의 오일 온도에 대한 오일 밀도 변화를 고려한다.

회전 요소에 대한 일반적인 압축성, 축 대칭성 유동장의 기본 운동방정식들은 연속방정식, 힘 평형식, 토크 평형식, 기계적인 에너지 평형식과 내부 에너지 평형식 그리고 작동 유체의 밀도, 압력, 온도와의 관계적인 상태 방정식 등으로 생각할 수 있다. 이들 운동방정식들 중 운동량에 관계하는 식은 연속 방정식과 상태 방정식 그리고 토크 평형식의 축 방향 성분이다. i 번째 회전 요소에 대해 이들 식을 정리하면 다음과 같다.⁽⁶⁾

$$\int_{CV^{(i)}} \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \int_{CS^{(i)}} (\mathbf{n} \cdot \mathbf{u}) \rho dS = 0 \quad (1)$$

$$\begin{aligned} & \frac{d\Omega_i}{dt} \int_{CV^{(i)}} r^2 \rho dV + \int_{CV^{(i)}} \frac{\partial u_\phi}{\partial t} r \rho dV \\ & + \int_{CV^{(i)}} \frac{\partial \rho}{\partial t} (r \Omega_i + u_\phi) r dV \\ & = T_{CS^{(i)}} - \int_{CS^{(i)}} (\mathbf{n} \cdot \mathbf{u}) (r u_\phi + \Omega_i r^2) \rho dS \end{aligned} \quad (2)$$

$$\rho = \rho(T^\circ) \quad (3)$$

여기서 ρ 는 유체 밀도, T° 는 유체 온도, t 는 시간, Ω_i 와 $d\Omega/dt$ 는 회전 요소의 회전 속도와 가속도, $T_{CS^{(i)}}$ 는 회전 요소의 전체 검사 표면을 통해 입력되는 i_z 방향의 토크, \mathbf{n} 은 유체 입출구 검사 표면(CS로 표시됨)에서의 법선 벡터, r 은 회전축으로부터 유체 질점 P까지의 반경을 뜻한다. 또한 \mathbf{u} 는 회전 요소에 고정된 좌표계 E(i)에 대한 유체의 상대 속도 벡터를 의미하며 $\mathbf{u} = u_r \mathbf{e}_r + u_\phi \mathbf{e}_\phi + u_z \mathbf{e}_z$ 의 관계를 가진다. 축 대칭 유동장을 가정하였기 때문에 토크 컨버터의 각운동량 전달식에는 주로 u_ϕ 성분이 영향을 미친다.

2.2 오일 온도와 오일 밀도에 대한 근사화

본 연구에서 고려한 토크 컨버터 오일의 종류는 M-III($\rho=873.2 \text{ kg/m}^3$ at $T^\circ=4^\circ\text{C}$)로서 압력 변화에 의한 유체 밀도 ρ 의 변화량을 무시하고 ρ 를 유체 온도 T° 만의 함수로 고려한다. 또한 토크 컨버터 오일 온도 T° 는 전체 유동장에 대해 동일한 값을 가지는 시간 t 만의 함수이고 냉각 순환유의 출구 온도(T_{out}°)와 동일하다고 가정한다.

$$\rho = \rho_{out} = \rho(T_{out}^\circ(t)) \quad (4)$$

식 (4)를 이용하여 식 (1)의 연속 방정식을 정리하면 다음과 같다.

$$\frac{dT_{out}^\circ}{dt} \frac{d\rho}{dT_{out}^\circ} \int_{CV^{(i)}} dV + \rho \int_{CS^{(i)}} (\mathbf{n} \cdot \mathbf{u}) dS = 0 \quad (5)$$

2.3 정상 상태 토크 평형식의 근사화

식 (2)의 3차원 적분식을 근사화하기 위하여 먼저 Fig. 3의 요소선 좌표계를 고려한다. 요소선은 토러스 단면에서 정의되며 유도 각의 셸과 코어 측 윤곽선을 등분하는 점들을 이은 선분이다.⁽⁹⁾ 요소선을 따라 코어에서 셸 쪽으로 향하는 반직선을 i_θ 로 정의하고 요소선에 수직이며 positive torus flow 방향의 반직선을 i_r 로 정의한다. Fig. 3의 임의의 요소선에 의해 결정되는 유동 단면적 A_F 와 그 단면을 가로질러 흐르는 유량 Q 는 식 (6)과 같이 정의할 수 있다. 여기서 유량의 부호는 검사 체적에 대한 유입 또는 유출량을 의미하는 것이 아니라 토러스 단면상의 흐름 방향을 의미한다.

$$Q = \int_S (\mathbf{u} \cdot \mathbf{i}_\theta) dS = \int_S u_\theta dS, \quad A_F = \int_S dS \quad (6)$$

Fig. 3에서 요소선의 셸 접촉점(P_s)과 코어 접촉점(P_c)의 축반경을 각각 r_s 와 r_c 라 하고 토러스 단면상에서 평균 유선의 미소 길이를 ds_d 라 할 때, 평균 반경 r_d 및 3차원 유도 각의 각도 a 는 다음에 의해 결정된다.⁽⁹⁾

$$(r_d)^2 = \frac{1}{A_F} \int_S r^2 dS = \frac{r_s^2 + r_c^2}{2}, \quad \tan a = \frac{r_d d\phi}{ds_d} \quad (7)$$

Fig. 3의 임의의 요소선 상의 유동 단면에서 토크 평형식 (2)의 정상 상태 항의 일부 항은 중간 값 정리에 의해 식 (8)과 같이 정리될 수 있다. 식 (8)에서 대표 좌표값 $(\bar{r}, \bar{\phi})$ 은 임의의 요소선

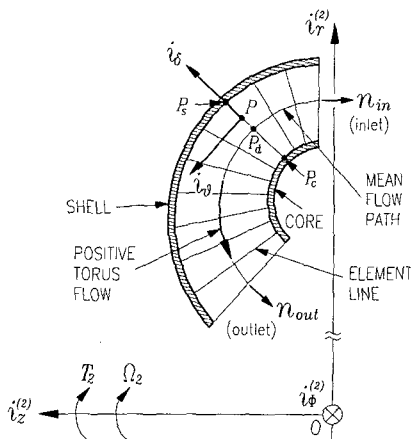


Fig. 3 Coordinate system of element line (turbine)

상의 유동 단면에 실제로 존재하는 값이다.

$$\int_S u_\theta (r u_\phi + \Omega r^2) \rho dS = \bar{r} u_\theta (\bar{u}_\phi + \Omega \bar{r}) \rho A_F \quad (8)$$

where $\bar{u}_\theta = \bar{u}_\theta(\bar{r}, \bar{\phi})$, $\bar{u}_\phi = \bar{u}_\phi(\bar{r}, \bar{\phi})$
 $\bar{\rho} = \bar{\rho}(\bar{r}, \bar{\phi})$, $\bar{\phi} = \bar{\phi}(\bar{r})$

요소선 단면에서 대표 유동각 \bar{a} , 흐름각 보정 계수 w_a , 흐름 반경 보정계수 w_r , 유량 보정계수 w_Q 등을 다음과 같이 정의한다.

$$\tan \bar{a} = \frac{\bar{u}_\phi}{\bar{u}_\theta}, \quad w_a = \frac{\tan \bar{a}}{\tan a} \quad (9)$$

$$w_r = \frac{\bar{r}}{r_d}, \quad w_Q = \frac{\bar{u}_\theta}{Q/A_F}$$

이때 식 (9)를 이용하여 식 (8)을 다음과 같이 정리할 수 있다. 여기서 h 는 임의의 유동 단면에서의 단위 질량 당 각운동량(angular momentum)을 의미한다.

$$\int_S u_\theta (r u_\phi + \Omega r^2) \rho dS = \rho Q h \quad (10)$$

$$h = w_Q (w_r)^2 r_d \left(\frac{w_a w_Q \tan a}{A_F} Q + r_d \Omega \right)$$

2.4 셸 외부, 코어 내부 및 간극의 근사화

식 (2)의 전체 검사 표면에 작용하는 토크 $T_{CS(i)}$ 는 유동장에 접하는 표면에서 작용하는 토크 $T_{\mu,i}$ 와 회전축을 통해 작용하는 토크 $T_{ext,i}$ 로 분류될 수 있다. 특히 유동장의 점성 토크 $T_{\mu,i}$ 는 오일 점도에 의해 발생하는 토크로서 셸의 외측, 코어의 내측 및 토러스 유동 단면에 작용한다.

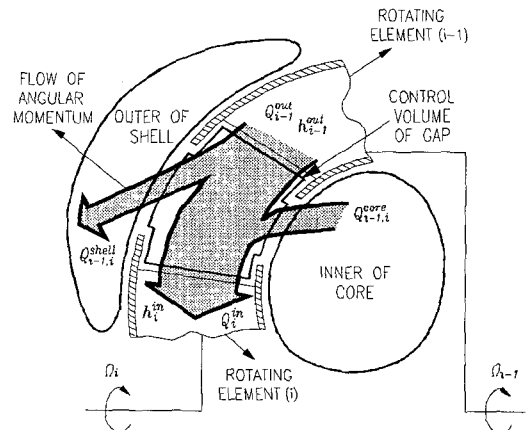


Fig. 4 Concept of momentum exchange in gap

인접한 두 회전 요소 사이의 간극에서는 Fig. 4와 같이 유량 및 각운동량의 교환이 이루어진다고 생각할 수 있다. 유량 전달 효율 $\eta_{Q,i}$ 와 각운동량 전달효율 $\eta_{h,i}$ 를 다음과 같이 정의한다. (여기서 $i=1\sim 3$)

$$\eta_{Q,i} \equiv \frac{Q_i^{in}}{Q_{i-1}^{out}}, \quad \eta_{h,i} \equiv \frac{\rho(Qh)_i^{in} + T_{h,i}}{\rho(Qh)_{i-1}^{out}} \quad (11)$$

동력 전달 축이 등속으로 회전하고 토크 컨버터 내부의 오일 온도가 일정하게 유지되는 정상 상태를 고려한다. 이런 경우 회전 요소 내부의 입 출구 유량은 같게 된다. ($Q_i^{in}=Q_i^{out}$) 식 (10), (11)을 이용하여 임펠러와 터빈의 정상 상태에 대한 토크 평형식을 정리하면 식 (12)와 같다. (여기서 $Q=Q_i^{out}$, $\alpha_i^{out}=(w_Q^2 w_r w_d)_i^{out}$, $\beta_i^{out}=(w_Q w_r^2)_i^{out}$ 를 정의한다.)

$$T_{ext,1} = -\rho Q \left\{ \frac{\eta_{h,1}}{\eta_{Q,1}} (\beta r_d^2)_3^{out} \Omega_3 - (\beta r_d^2)_1^{out} \Omega_1 \right\} - \rho Q^2 \left\{ \frac{\eta_{h,1}}{\eta_{Q,1}} \left(\frac{\alpha r_d \tan \alpha}{A_F} \right)_3^{out} - \left(\frac{\alpha r_d \tan \alpha}{A_F} \right)_1^{out} \right\} \quad (12)$$

$$T_{ext,2} = -\rho Q \left\{ \eta_{h,2} (\beta r_d^2)_1^{out} \Omega_1 - \eta_{Q,2} (\beta r_d^2)_2^{out} \Omega_2 \right\} - \rho Q^2 \left\{ \eta_{h,2} \left(\frac{\alpha r_d \tan \alpha}{A_F} \right)_1^{out} - \eta_{Q,2}^2 \left(\frac{\alpha r_d \tan \alpha}{A_F} \right)_2^{out} \right\} \quad (13)$$

리액터 토크 $T_{ext,3}$ 은 $T_{ext,1}+T_{ext,2}+T_{ext,3}=0$ 의 식에 의해 결정될 수 있다.

3. 토크 컨버터의 정상 상태 성능 실험

3.1 토크 컨버터 성능곡선에 대한 이론적 모델

토크 컨버터의 정상 상태에서의 성능은 속도비 ω_r 에 따른 토크비 t_r ($=T_{ext,2}/T_{ext,1}$)과 용량 계수 C_{tc} ($=T_{ext,1}/Q\Omega_1^2$) 등으로 표현되는데, 식 (4)로 표현되는 오일 온도 변화에 따른 오일 밀도의 영향을 배제하기 위하여 용량계수 C_{tc} 대신 식 (14)로 정의되는 무차원 용량계수 c_{tc} 를 사용하기로 한다. 또한 토러스 유동량 Q 대신 무차원 유량 q 를 사용하기로 한다. 무차원 성능 변수 c_{tc} 및 q 를 다음과 같이 정의하기로 한다.

$$c_{tc} \equiv \frac{T_{ext,1}}{\rho \Omega_1^2 (r_d^3 A_F)_1^{out}}, \quad q \equiv \frac{Q}{\Omega_1 (r_d A_F)_1^{out}} \quad (14)$$

또한 도면으로부터 식 (6), (7)을 이용하여 구할

수 있는 상수 $c_1\sim c_5$ 를 다음과 같이 정의한다.

$$\begin{cases} c_1 = \tan(\alpha_1^{out}) = 0.67425 \\ c_2 = \left(\frac{r_{d,2}/r_{d,1}}{A_{F,2}/A_{F,1}} \right)^{out} \tan(\alpha_2^{out}) = 0.70954 \\ c_3 = \left(\frac{r_{d,3}/r_{d,1}}{A_{F,3}/A_{F,1}} \right)^{out} \tan(\alpha_3^{out}) = -1.16847 \\ c_4 = \left(\frac{r_{d,2}^{out}}{r_{d,1}} \right)^2 = 0.39516 \\ c_5 = \left(\frac{r_{d,3}^{out}}{r_{d,1}} \right)^2 = 0.33872 \end{cases} \quad (15)$$

식 (15)의 상수 $c_1\sim c_5$ 의 값들은 Fig. 1에서 정의한 기준 좌표계를 이용하여 표현하였기 때문에, 임의의 방향으로 회전하는, 임의의 형상의 토크 컨버터에 본 연구의 이론을 쉽게 적용할 수 있는 장점이 있다. Fig. 1의 기준 좌표계에서 임펠러의 정상적인 회전 방향이 i_2 인 경우도 있고 그 반대인 경우도 있다. 본 연구 대상 토크 컨버터는 1500 cc 급의 승용차용으로서 임펠러의 실제 회전 속도 방향은 Fig. 1의 $-i_2$ 가 된다. 또한 식 (7)로 정의되는 각도도 Fig. 1의 기준 좌표계를 이용하여 정의된 것이므로 실제 회전 접선 방향을 기준으로 한 값과 그 부호가 다를 수 있다.

토크 증대 영역 ($\Omega_2=0$)에서의 무차원 용량 계수 c_{tc} 와 토크비 t_r 은 식 (12)~(15)에 의해 다음과 같이 무차원 유량 q 를 매개 변수로 하는 관계식으로 표현될 수 있다.

$$\begin{aligned} c_{tc} &= \frac{C_{tc}}{\rho (r_d^3 A_F)_1^{out}} \\ &= -q^2 \left\{ \frac{\eta_{h,1}}{\eta_{Q,1}} \alpha_3^{out} c_3 - \alpha_1^{out} c_1 \right\} + \beta_1^{out} q \\ t_r &= [q \{ \eta_{h,2} \alpha_1^{out} c_1 - \eta_{Q,2}^2 \alpha_2^{out} c_2 \} + \eta_{h,2} \beta_1^{out} \\ &\quad - \eta_{Q,2} \beta_2^{out} c_4 \omega_r] / \\ &\quad \left[\beta_1^{out} - q \left\{ \frac{\eta_{h,1}}{\eta_{Q,1}} \alpha_3^{out} c_3 - \alpha_1^{out} c_1 \right\} \right] \end{aligned} \quad (17)$$

3.2 토크 컨버터 오일 온도의 성능 영향도

토크 컨버터의 오일 온도 변화에 의한 성능 영향도를 평가하기 위하여 토크 컨버터의 등속 상태에 대한 성능 실험을 실시하였다. Fig. 5는 성능 실험 결과로서, 엔진 드라이브 영역에서 측정된 용량 계수의 절대값 $|C_{tc}|$ 와 토크비 t_r 그리고 식 (16)으로 정의된 무차원 용량 계수의 절대값 $|c_{tc}|$ 를 나타내고 있다.

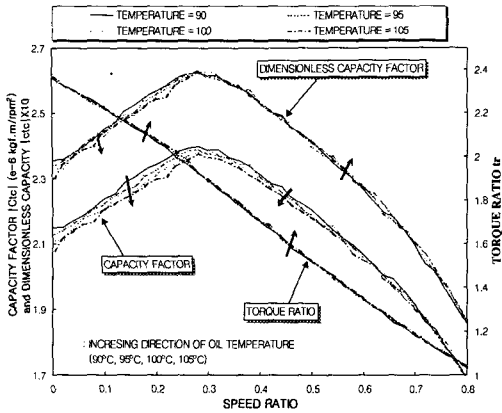


Fig. 5 Steady state performance of torque converter under various oil temperature. (torque ratio t_r , capacity factor $|C_{cl}|$, dimensionless capacity factor $|c_{cl}|$, input speed = 2200 rpm, inlet oil temp. = 80°C, outlet oil temp. = 90, 95, 100, 105°C)

엄밀히 말해 정상 상태에서는 모든 속도비에서 등속, 등온의 조건이 만족되어야 한다. 토크 컨버터 내부의 온도를 일정하게 유지하기 위해서는 입력 축을 통해 전달되는 동력이 출력 축을 통해 전달되는 동력과 토크 컨버터 하우징을 통해 대기로 방출되는 열에너지의 전달률의 합과 동일하도록 제어하는 장치를 별도로 부착하여야 한다. 본 연구에서 사용한 동력계에서는 입출력 속도와 토크 그리고 토크 컨버터 오일의 유입 온도 등은 제어할 수 있었으나 토크 컨버터의 외부 방출 열량은 제어할 수 없었기 때문에 약간의 오일 온도 변화율을 감수해야만 했다. 오일 온도 변화율이 출력 성능에 미치는 영향도는 식 (1), (2)의 온도에 대한 과도 상태 항의 정량적 분석을 통해 분석될 수 있으나 본 연구에서는 3°C/sec 이하의 오일 온도 변화율의 영향도는 무시하기로 한다.

토크 컨버터의 등속 상태 성능 실험은 입력 속도를 일정하게 유지하는 방법과 입력 토크를 일정하게 유지하는 방법으로 분류할 수 있다. 그러나 토크 컨버터의 내부 오일 온도를 일정한 값으로 정밀하게 유지할 수 없기 때문에, 입력 토크 제어 방식의 경우에는 오일 온도의 변화에 의해 임펠러의 회전 속도가 증감하게 되고 입력 속도 제어 방식의 경우에는 입력 토크의 값이 변하게 된다. 토크 컨버터의 성능은 회전 속도와 토크로서 표현되므로 입력 축이 가속 또는 감속하는 경우에는 그에 따른 관성력이 측정된 토크 값의 오

차로 포함될 수 있다. 따라서 본 실험에서는 실험 오차를 줄이기 위하여 입력 속도 제어 방식을 사용하였다.

토크 컨버터의 오일 온도에 의한 성능 변화도를 측정하기 위하여 모든 속도비에 대해 임펠러 회전 속도를 2200 rpm으로 제어하였고, 터빈의 회전 속도를 변화시켜가며 원하는 속도비 점에서 토크비와 용량 계수 등을 측정하였다. 이때 토크 컨버터로 유입되는 오일 온도는 오일 탱크 내 온도를 기준으로 80°C가 되도록 일정하게 제어하였고, 토크 컨버터로부터 오일 탱크로 유입되는 오일의 온도가 90°C, 95°C, 100°C, 105°C인 네 종류의 실험 조건에 대해 데이터를 취하였다.

Fig. 5의 실험 결과를 통해 오일 온도가 상승하면 용량 계수 $|C_{cl}|$ 와 무차원 용량 계수 $|c_{cl}|$ 는 그 크기가 감소하고 토크비 t_r 은 약간 증가함을 알 수 있다. 또한 토크비의 변동폭이 용량계수의 변동폭보다 매우 작으며 무차원 용량 계수 $|c_{cl}|$ 의 온도별 변동폭이 용량 계수 $|C_{cl}|$ 의 온도별 변동폭보다 작아졌음을 알 수 있다.

토크 컨버터에서 토크비의 증감은 곧 효율의 증감을 의미하므로 **Fig. 5**의 토크비의 변화 양상은 효율의 관점에서 분석될 수 있다. 즉 임펠러와 터빈의 회전 속도가 일정하게 유지될 때 오일의 온도가 상승하면 오일 점도가 낮아져 손실되는 동력이 줄게되므로 내부 유동량이 증가하게 되고 기계적 효율이 높아지게 된다. 용량 계수 $|C_{cl}|$ 는 입력 축 회전 속도(2200 rpm)로 등속을 유지하며 안정적으로 동력을 전달할 수 있는 입력 토크의 의미를 가진다. 이때 오일의 온도가 상승함에 따라 입력 토크가 변하는 것은 내부 유동장의 다양한 요인에 의해 설명될 수 있지만, 식 (16)에 근거하여 용량계수 $|C_{cl}|$ 에서 오일 밀도의 영향을 배제한 무차원 용량 계수 $|c_{cl}|$ 의 결과를 통해 오일 밀도 변화가 입력 토크를 변동시키는 주요 인자임을 알 수 있다. 오일 밀도의 영향을 보정한 무차원 용량 계수 $|c_{cl}|$ 또한 오일 온도별로 약간의 변화를 보이고 있는데 이 변화량은 오일 밀도를 제외한 유동장의 다른 요인들에 기인한 것이라 할 수 있다.

커플링 영역에서 리액터가 회전할 때 일방향 클러치에 작용하는 손실 토크 $T_{loss} = -T_{lossz}$ 는 속도비에 무관하게 약 0.12 kgf·m 정도의 일정한 값으로 관측되었다. 리액터의 손실 토크는 식 (18)

에 보이듯이 커플링 영역의 토크비를 이론값인 1보다 작은 값으로 나타나게 하는 요인이다.

$$tr = \frac{-T_{ext,2}}{T_{ext,1}} = 1 - \frac{T_{loss}}{T_{ext,1}} \quad (\text{coupling region}) \quad (18)$$

입력축 회전 속도를 일정하게 제어하는 경우, Fig. 5의 용량 계수 곡선의 형태는 입력 토크의 형태와 동일하다고 생각할 수 있으므로 커플링 영역에서 속도비가 증가할수록 입력 토크의 크기는 줄어들게 된다. 따라서 식 (18)에 의해 커플링 영역의 토크비는 속도비가 증가함에 따라 감소하는 형태를 보이게 된다.

4. 1차원 성능 모델의 유동 각도 분석

4.1 파라미터 분석을 위한 정상상태 성능모델

과도 상태를 포함하는 일반적인 경우, 토크 컨버터의 운동 변수는 임펠러, 터빈, 리액터 등의 회전 속도들과 토러스 유동량 그리고 오일의 온도 등의 5개라 할 수 있으며 입출력 축으로 전달되는 토크의 크기에 의해 동적 거동이 결정된다. 이들 5개의 운동 변수를 결정짓는 지배 방정식으로는 세 회전 요소들에 대한 토크 평형식(또는 각운동량 방정식)과 기계적 에너지 평형식 및 내부 에너지 평형식을 고려할 수 있다. 어느 순간 5개의 운동 변수로 정의되는 유동장의 성질과 외부적인 조건(입출력 토크, 리액터 운동 상태, 기계적 동력 손실량, 열량 전달률)이 평형을 이루면 그 상태를 그대로 유지하는 정상 상태가 되고 평형이 이루어지지 않는 상태가 되면 과도 상태가 된다. 과도 상태에서 운동 방정식은 5개 운동 변수의 시간 변화율을 결정짓는데 사용되나, 정상 상태에서는 외부 조건과 평형을 이루는 내부 유동장의 상태를 결정짓는데 사용될 수 있다.

토크 컨버터의 성능은 결국 입출력 축으로 전달되는 토크와 회전 속도 및 가속도로 나타나므로 5개의 운동 변수들 중에서 토러스 유량, 리액터 회전 속도, 오일 온도 등의 세 변수는 입출력 회전 속도 및 가속도를 결정짓는 매개 변수로 고려될 수 있다. 이들 세 개의 매개 변수들은 리액터 토크 평형식, 기계적 에너지 평형식, 내부 에너지 평형식 등에 의해 그 거동이 결정되고 가시적인 운동 변수인 입출력 속도 및 가속도는 임펠러와 터빈의 토크 평형식에 의해 결정된다고

생각할 수 있다. 본 연구에서는 성능 실험을 통해 측정된 입출력 속도와 토크 데이터를 이용하여 토크 컨버터 내부의 유동 특성을 추측하는 것이기 때문에 성능 모델에 관계하는 운동방정식으로서 입출력 회전 요소에 대한 토크 평형식만을 고려한다. 토크 평형식은 물리적으로 언제나 보존되는 각운동량에 대한 식이므로 성능 실험 결과를 통한 정량적인 평가가 용이하고, 이에 대한 운동 방정식의 각 항들 또한 명백한 물리적 의미를 갖는 간결한 형태로 표현된다. 특히 등속 회전 상태에서 토크 컨버터 내부의 각운동량 전달 형태는 회전 요소 입출구의 물리량으로 쉽게 표현될 수 있다. 이에 반해 에너지 방정식에는 물리적으로 언제나 존재하는 에너지 손실량에 관계하는 항이 나타나게 되고, 에너지 손실량은 대부분 내부 유동량에 대해 경험적이거나 실험적인 예측 모델 및 계수 등으로 표현된다. 등속 회전 상태에서도 에너지 평형식에 관계하는 동력 손실량은 근본적으로 유동장 내부의 전체 영역에서 발생되므로 회전 요소 입출구의 물리량으로 간단히 표현될 수 없다.

정상 상태에서 5개의 운동 변수는 $\Omega_1, \Omega_2, \Omega_3, Q, T_{out}^o$ 이라고 할 수 있으나 입력 속도 Ω_1 을 일정하게 유지한 상태에서는 독립적인 5개의 운동 변수를 $\Omega_1, \omega_r, \Omega_3, q, T_{out}^o$ 으로 정의할 수 있다. Fig. 5와 같이 입력 속도 Ω_1 을 일정하게 유지한 상태에서의 성능 곡선에서는 ω_r, q 의 변화에 의한 성능 변화가 Ω_2, Q 의 변화에 의한 것과 동일하다. 토크 평형식에 관계하는 외부적인 조건은 축의 전달 토크인데 정상 상태에서의 입출력 토크 $T_{ext,1}, T_{ext,2}$ 는 용량 계수 C_{te} 와 토크비 t_r 로 변조되어 표현된다. 입력 속도가 일정한 경우 C_{te} 는 $T_{ext,1}$ 의 거동과 동일하며 C_{te} 의 거동은 $T_{ext,2}$ 의 거동과 동일하다.

입출력 회전 요소의 전달 토크를 결정짓는 독립변수는 Ω_1 과 ω_r 그리고 T_{out}^o 이라고 생각할 수 있으므로 나머지 운동 변수들과, 이들 운동 변수들의 구체적인 값을 결정짓는 지배 방정식의 파라미터들(=p)도 이들 세 개의 독립 변수에 의해 결정될 수 있는 값으로 고려하기로 한다.

$$\begin{aligned} \Omega_3 &= \Omega_3(\Omega_1, \omega_r, T_{out}^o) \\ q &= q(\Omega_1, \omega_r, T_{out}^o) \\ p &= p(\Omega_1, \omega_r, T_{out}^o) \end{aligned} \quad (19)$$

정상 상태에서 오일 온도에 의한 밀도 영향을 배제한 무차원 용량계수 c_{ic} 와 토크비 t_r 은 회전 요소의 토크 평형식으로부터 식 (16), (17)과 같이 표현될 수 있는데, 두 식은 모두 속도비 ω_r 과 무차원 유량 q 및 파라미터 p 로 표현되고 있다.

$$c_{ic} = c_{ic}(\omega_r, q, p), \quad t_r = t_r(\omega_r, q, p), \quad (20)$$

식 (16), (17)의 토크 평형식에서 무차원 유량 q 는 성능 실험을 통해 측정되기 어려운 변수이므로 두 식에서 이를 소거한다. 이때 토크 증대 영역에서의 무차원 유량과 무차원 용량계수는 다음과 같이 정리될 수 있다.

$$q = \frac{\beta_1^{out} t_r - (\eta_{h,2} \beta_1^{out} - \eta_{Q,2} \beta_2^{out} c_4 \omega_r)}{(\bar{\alpha}_3^{out} c_3 - \alpha_1^{out} c_1) t_r + (\eta_{h,2} \alpha_1^{out} c_1 - \eta_{Q,2}^2 \alpha_2^{out} c_2)} \quad (21)$$

$$c_{ic} = \left\{ \beta_1^{out} (\eta_{h,2} \alpha_1^{out} c_1 - \eta_{Q,2}^2 \alpha_2^{out} c_2) + (\bar{\alpha}_3^{out} c_3 - \alpha_1^{out} c_1) (\eta_{h,2} \beta_1^{out} - \eta_{Q,2} \beta_2^{out} c_4 \omega_r) \right\} \times \left\{ \beta_1^{out} t_r - (\eta_{h,2} \beta_1^{out} - \eta_{Q,2} \beta_2^{out} c_4 \omega_r) \right\} / \left\{ (\bar{\alpha}_3^{out} c_3 - \alpha_1^{out} c_1) t_r + (\eta_{h,2} \alpha_1^{out} c_1 - \eta_{Q,2}^2 \alpha_2^{out} c_2) \right\}^2 \quad (22)$$

여기서 $\bar{\beta}_3^{out} = \beta_3^{out} \eta_{h,1} / \eta_{Q,1}$, $\bar{\alpha}_3^{out} = \alpha_3^{out} \eta_{h,1} / \eta_{Q,1}^2$ 를 의미한다.

4.2 1차원 성능 모델의 특징

토크 컨버터의 1차원 성능 모델⁽¹⁾은 등온 상태를 가정하며 식 (11)에서 정의한 간극에서의 유량 전달 효율 η_Q 와 각운동량 전달 효율 η_h 의 변화를 무시한다. 또한 운동방정식을 표현하는 모든 파라미터는 상수로 가정되는데, 파라미터들의 구체적인 값은 설계 치수 또는 Fig. 5와 같은 성능 데이터를 이용한 등가의 값을 이용한다. 흐름 반경에 대한 데이터는 흔히 설계 도면을 통해 계산된 평균 유선(design path)의 축 반경 값을 그대로 사용하며 성능 데이터와의 오차를 줄이기 위해서 유동 각도에 대한 상수의 보정 계수를 사용한다.

식 (21), (22)를 이용하여 이러한 1차원 성능 모델의 특징을 살펴본다. 식 (21), (22)에서 유량 전달 효율 η_Q 와 각운동량 전달 효율 η_h 그리고 흐름 반경에 관계하는 보정 계수 β 의 값을 1로 가정하면 토크 증대 영역에서의 무차원 용량계수 c_{ic} 와 무차원 유량 q 에 대한 식은 다음과 같이 정리될 수 있다.

$$c_{ic} = \frac{(p_2 + p_1 - p_1 c_4 \omega_r) \cdot (t_r - 1 + c_4 \omega_r)}{(p_1 t_r + p_2)^2} \quad (23)$$

$$q = \frac{t_r - 1 + c_4 \omega_r}{p_1 t_r + p_2}$$

$$p_1 = \alpha_3^{out} c_3 - \alpha_1^{out} c_1, \quad p_2 = \alpha_1^{out} c_1 - \alpha_2^{out} c_2 \quad (24)$$

먼저 설계도면 치수에 의한 성능 예측치와 실험 결과를 비교한다. 식 (24)에서 유동 각도에 관계하는 보정계수 a 의 값을 1로 가정하는 경우 성능 모델에 의한 용량 계수와 실험을 통해 측정된 용량 계수를 여러 가지 입력 속도에 대해 비교하면 Fig. 6과 같다.

Fig. 6의 결과로부터 입력 속도가 증가하면 대체적으로 토크비는 증가하고 용량 계수는 감소함을 알 수 있는데, 특히 저 속도비의 영역에서는 입력 속도 증가에 따른 용량 계수 감소 폭이 매우 커서 용량계수의 분포가 불룩한 포물선의 형상으로 바뀌고 있음을 알 수 있다. 또한 대략 2200 rpm 이상의 입력 속도로 회전하는 경우에는 입력 속도가 증가함에 따라 토크비가 감소하고, 약 0.35 이상의 속도비 영역의 용량 계수가 증가하는 경향을 띠고 있음을 알 수 있다.

Fig. 6의 결과로부터 설계도면 치수를 이용한 이론적인 용량 계수는 성능 실험에 의해 측정된 용량 계수의 50% 정도이고 입력 속도의 증가에 따른 용량 계수의 변화 양상이 서로 반대임을 알 수 있다. 또한 이론적인 용량 계수는 속도비가 변함에 따라 그 크기의 변동량이 적음을 알 수 있는데, 특히 스톱 속도비 점을 포함하는 저속도

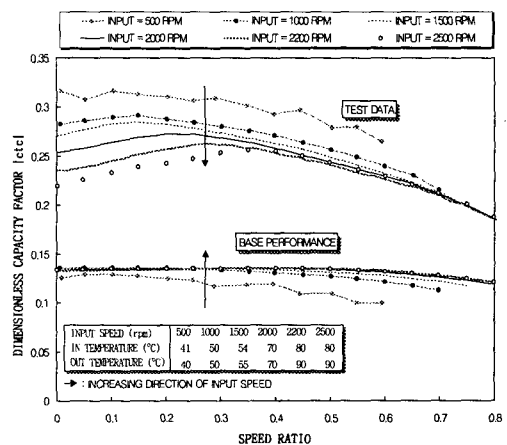


Fig. 6 Comparison of the capacity factors of test data and geometric data with the input speed variation

도비의 영역에서는 실험 결과와 이론적인 모델의 오차가 크을 알 수 있다. Fig. 6의 결과를 통해 1차원 성능 모델이 실험 결과를 재현할 수 있기 위해서는 성능 모델의 파라미터가 실제 도면 치수와 다른 값을 가져야 함을 알 수 있다.

다음으로는 식 (23)의 성능 모델이 실험 결과와 동일한 성능을 나타내도록 하는 등가 파라미터의 거동에 대해 고찰한다. 먼저 식 (23)을 다음과 같이 음함수(implicit function) 형태로 정리한다.

$$\begin{aligned}
 F_{ic} &= (p_2 + p_1 - p_1 c_4 \omega_r)(t_r - 1 + c_4 \omega_r) / c_{ic} \\
 &\quad - (p_1 t_r + p_2)^2 \\
 &= D_1 D_2 p_1 + D_1 p_2 - D_3^2 p_1^2 - 2 D_3 p_1 p_2 - p_2^2 \\
 &= 0
 \end{aligned}
 \tag{25}$$

식 (25)에서 $D_i(i=1\sim3)$ 는 다음과 같다.

$$D_1 = \frac{t_r - 1 + c_4 \omega_r}{c_{ic}}, \quad D_2 = 1 - c_4 \omega_r, \quad D_3 = t_r \tag{26}$$

1차원 성능 모델은 전체 속도비 영역에서 식 (24)로 정의되는 파라미터 p_1 과 p_2 가 상수임을 가정하고 있다. 식 (25)에서 p_1, p_2 를 상수로 가정하고 $D_i(i=1\sim3)$ 및 F_{ic} 를 임의의 속도비 점 ω_0 에서의 속도비 ω 에 대한 1차 Taylor's series로 전개한다. (여기서 $\delta\omega_r = \omega_r - \omega_0$)

$$\begin{aligned}
 D_i &\cong D_i^{(0)} + D_i^{(1)} \delta\omega_r, \quad (i=1\sim3) \\
 F_{ic} &\cong F_{ic}^{(0)} + F_{ic}^{(1)} \delta\omega_r,
 \end{aligned}
 \tag{27}$$

미지수는 p_1 과 p_2 의 두 개이므로 식 (27)로부터 다음과 같은 두 개의 지배 방정식을 고려한다.

$$\begin{cases}
 F_{ic}^{(0)}[p_1, p_2, D_i^{(0)}] = 0 & (i=1\sim3) \\
 F_{ic}^{(1)}[p_1, p_2, D_i^{(0)}, D_i^{(1)}] = 0 & (i=1\sim3)
 \end{cases}
 \tag{28}$$

입력 속도 1500 rpm의 경우, 식 (28)에 의해 결정된 등가 파라미터 p_1, p_2 의 결과가 Fig. 7에 나타나 있다. 식 (28)은 p_1 과 p_2 에 대해 각각 2차식으로 표현되며 엄밀해 (p_1, p_2) 는 3개가 결정된다. 이 중에서 합당한 해는 두 쌍으로 결정되며 그 두 결과가 Fig. 7에 (1), (2) 등의 첨자로 표시되어 있다. p_1 에 대한 두 개의 해는 모두 음의 값을 가지나 p_2 에 대한 두 개의 해는 양과 음의 값을 가짐을 알 수 있다. p_1 과 p_2 가 물리적인 의미를

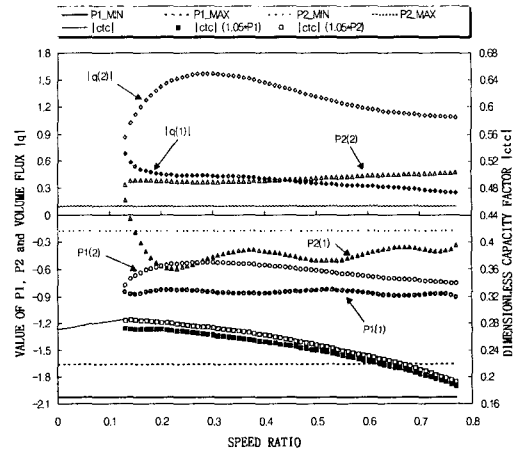


Fig. 7 Constant-assumed parameters p_1, p_2 and dimensionless volume flux $|q|$ at input speed 1500 rpm

가지기 위해서는 p_1 과 p_2 의 값이 모두 음수이어야 한다. 따라서 물리적인 의미를 가지는 파라미터는 $p_{1(1)}, p_{2(1)}$ 및 $|q_{(1)}$ 이라 할 수 있다.

식 (24)로부터 $p_{1(1)}, p_{2(1)}$ 의 값의 변화 범위는 유동 각도 보정 계수인 α 의 값의 변동 범위에 결정됨을 알 수 있다. 세 회전 요소의 보정 계수 α 가 설계 치수 기준으로 $\pm 10\%$ 변동할 때 $p_{1(1)}$ 과 $p_{2(1)}$ 값의 변동 가능한 범위가 Fig. 7에 나타나 있다. 결과를 통해 $p_{1(1)}$ 의 유효 값은 설계치보다 그 절대값이 작고 $p_{2(1)}$ 의 유효 값은 설계치보다 그 절대값이 크다는 것을 알 수 있다. 또한 결정된 파라미터 값을 기준으로 $p_{1(1)}, p_{2(1)}$ 의 절대값을 각각 5%씩 증가시킨 상태에서의 용량 계수 변화량이 Fig. 7에 나타나 있는데, 결과로부터 식 (23)으로 표현되는 용량 계수에 대한 $p_{1(1)}$ 의 영향도가 $p_{2(1)}$ 의 영향도 보다 매우 크다는 것을 알 수 있다. $p_{1(1)}, p_{2(1)}$ 을 정의한 식 (24)를 참조할 때 $p_{1(1)}$ 의 영향도가 크다는 것은 리액터 출구 각도의 영향도가 크다는 것을 의미한다.

$p_{1(1)}, p_{2(1)}$ 는 상수로 가정된 상태에서 결정된 것이기 때문에 원칙적으로 속도비에 대해 변화가 없어야 한다. Fig. 7의 속도비 영역에서 $p_{1(1)}$ 의 변동량은 전반적으로 적게 나타나나 $p_{2(1)}$ 의 변동량은 상대적으로 크게 나타남을 알 수 있다. 이는 용량계수에 대한 두 파라미터의 영향도가 큰 차이를 나타내기 때문이며, $p_{2(1)}$ 의 변동량 자체는 성능에 그다지 큰 영향을 미치지 않는다는 것을 알 수 있었다.

또한 Fig. 7의 결과에서 스톨 상태부터 용량 계수의 피크 점 근처까지의 영역에서는 물리적 의미를 가지는 상수의 파라미터 p_1, p_2 가 존재하지 않음을 나타내고 있는데, 이는 이러한 저속도비 영역에서 식 (24)로 정의된 p_1, p_2 는 상수로 유지되지 않고 속도비에 따라 그 값이 변한다는 것을 뜻한다.

4.3 1차원 성능모델이 유효한 성능 영역에서의 등가 파라미터

4.2절의 식 (28)을 이용하여 등가 파라미터를 결정하는 경우에는 식 (26)으로 표현되는 성능 데이터들의 오차 등에 의해 Fig. 7과 같이 결정된 파라미터 값의 변동이 발생하는 단점이 있다. 따라서 본 절에서는 Fig. 7에 나타난, 상수 파라미터를 가정할 수 있다고 판단되는 중저속도비 영역 전체에 대해 LMS(least mean square) fitting 방법을 이용하여 등가 파라미터의 구체적 값을 결정한다. 이를 위해 LMS 오차함수 F_{err} 를 식 (29)와 같이 정의한다. (여기서 첨자 i 는 데이터 첨자를 뜻하고 N_d 는 상수 파라미터가 존재하는 영역에서의 데이터 개수를 뜻한다.)

$$F_{err} = \frac{1}{N_d} \sum_{i=1}^{N_d} \{F_{ic}[p_1, p_2, D_i(i)]\}^2, (i=1\sim3) \quad (29)$$

식 (29)로 정의되는 F_{err} 의 최소 점은 여러 곳에서 나타날 수 있으므로 파라미터의 초기치 및 최소점의 초기 탐색 방향 등을 다양하게 변화시켜

가며 해를 구하였다. F_{err} 의 최소점에서의 파라미터 p_1, p_2 가 유일한 값이기 위해서는 이 두 파라미터가 F_{err} 에 대해 독립적이어야 되는데, 본 절에서는 국부적인 속도비 점에서 식 (28)을 유일한 값으로 만족시키는 p_1, p_2 가 존재하는 영역에 대해서만 고찰하므로 파라미터의 독립성은 검증된 것으로 생각할 수 있다. 본 연구에서는 식 (29)를 최소화하는 파라미터 값을 Powell Method⁽¹¹⁾를 이용하여 결정하였다. 이에 대한 결과가 Fig. 8~ Fig. 11에 나타나 있다.

Fig. 8은 상수 파라미터의 정의를 속도비 점마다 적용한 Fig. 7의 결과와 식 (29)의 LMS 파라미터 추출 결과를 비교한 것으로서 입력 속도 2000 rpm인 경우를 나타내고 있다. 결과를 통해 LMS 방법에 의해 결정된 파라미터를 이용하여 계산된 용량계수는 상수 파라미터 존재 영역의 양끝 부분을 제외하면 전반적으로 실험 데이터와 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 9는 LMS 방법을 Fig. 6의 6가지 입력 속도별 데이터에 적용하여 얻은 등가 파라미터 p_1 과 p_2 를 비교한 것이다. 식 (15)와 식 (24)의 정의에 의해 p_1, p_2 의 초기치가 각각 -1.843과 -0.035임을 감안할 때 p_1 의 유효 값은 초기치보다 그 크기가 작아야 하며 p_2 의 유효 값은 초기치보다 그 크기가 증가해야 함을 알 수 있다. 또한 입력 속도가 증가할 때 p_1 과 p_2 의 유효 값의 절대값도 증가하는데, p_1 은 초기치에 근접하며 p_2 는 초기치로부터 멀어짐을 알 수 있다.

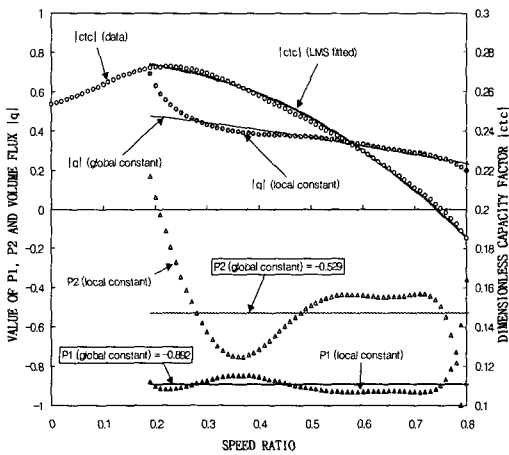


Fig. 8 Comparison of constant-assumed parameters and LMS fitted parameters. ($p_1, p_2, |c|c|$ and $|q|$ at input speed 2000 rpm)

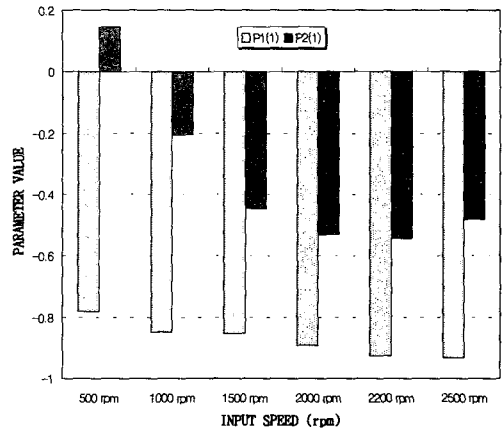


Fig. 9 Comparison of the LMS fitted parameters p_1, p_2 at the various input speeds

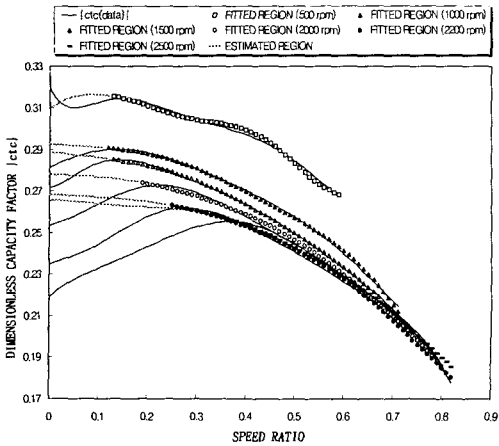


Fig. 10 Comparison of dimensionless capacity factors $|c_{rc}|$ at the various input speeds by using the LMS fitted parameters

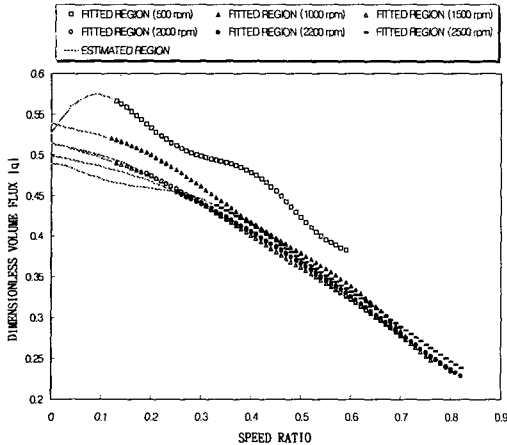


Fig. 11 Comparison of dimensionless volume fluxes $|q|$ at the various input speeds by using the LMS fitted parameters

Fig. 10과 Fig. 11은 LMS 방법을 Fig. 6의 6가지 입력 속도별 데이터에 적용하여 얻은 용량계수 fitting 결과와 그에 따른 무차원 유량의 거동을 나타내고 있다. Fig. 10과 Fig. 11에서 상수 파라미터가 존재하지 않는 영역에서의 예상되는 용량계수와 무차원 유량은 상수 파라미터 존재 영역에서 결정된 파라미터로 추정된 것이다.

Fig. 10의 결과를 통해 상수 파라미터 영역에서 식 (29)에 의해 결정된 파라미터는 성능 실험으로 얻은 용량계수를 충분히 묘사할 수 있으나 스톱점으로부터 용량계수 최대 점 사이 영역에서의

용량계수는 표현하지 못함을 알 수 있다.

Fig. 11의 입력 속도별 무차원 유량의 결과를 통해, 고 속도비 영역에서의 유동량은 속도비 증가에 대해 1차 함수 형태로 감소하는 경향을 뚜렷이 보이고, 저 속도비 영역에서는 속도비 감소에 대해 유동량의 증가율이 조금씩 작아지는 경향을 보임을 알 수 있다.

또한 일정한 속도비 점에서 입력 속도가 증감할 때 무차원 유동량의 변화량은 그다지 크지 않음을 알 수 있는데, 이는 상수 파라미터가 존재하는 영역에서 무차원 유량의 증감량은 주로 속도비 변화에 의해 결정되며 입력 속도에 대해서는 큰 영향을 받지 않음을 알 수 있다. 따라서 Fig. 10에 나타난 입력속도별 용량계수의 변화량과 Fig. 11의 무차원 유량의 변화량을 비교할 때, 입력 속도에 따라 용량계수가 변화하는 것은 주로 Fig. 9에 나타난 등가 파라미터 p_1 의 변화에 의한 것임을 알 수 있다.

5. 결론

본 논문에서 고찰한 연구 내용 및 결론을 요약하면 다음과 같다.

(1) 토크 컨버터의 성능 변수(속도비에 따른 토크비 및 용량계수)에 대한 이론식을 정립하기 위하여 오일 온도를 포함하는 토러스 유동장에 대해 상세한 동적 모델을 제시하였다. 구체적으로 오일 밀도를 오일 온도의 함수로 고려하여, 같은 입력 속도에서 오일 온도가 변할 때 나타나는 출력 성능의 변화를 이론적 모델로 설명하였고 등속 실험을 통해 증명하였다.

(2) 토러스 유동장의 구체적인 유동 결과로 결정되는 3차원 적분 형태의 기본적인 운동방정식을 정리하였고, 이 식들에 유동장에 대한 중간값 정리를 적용하여 간단한 대수 방정식 형태의 운동 방정식을 제시하였다. 이 과정에서 유동장의 거동으로 정의될 수 있는 변수 및 보정 계수들을 정의하였는데, 특히 간극에서의 유동량 전달 효율과 각운동량 전달 효율의 개념을 고안하여 이론적인 근사 모델의 신뢰성을 높였다.

(3) 제시된 이론 모델을 이용하여 정상 상태 성능 변수들(토크비 및 용량계수)에 대한 결정식을 제시하였고, 이를 이용하여 먼저 도면 치수에 의한 정상 상태 출력 성능과 실험 결과와의 오차량

을 비교 분석하였다. 분석 결과, 도면 치수를 적용한 성능 모델은 성능 실험을 통해 측정된 용량 계수의 50% 정도이고 입력 속도 변화에 대한 용량계수의 성능 변화 방향도 정반대로 나타남을 알 수 있었다. 이를 통해 도면 치수에 의한 성능 모델은 큰 오차를 포함하므로, 이론적 모델의 파라미터들은 등가의 값이 별도로 결정되어야 함을 밝혔다.

(4) 기존의 1차원 성능 모델은 평균 반경 상의 상수의 증가 유동각도로 표현되어 왔는데, 본 연구에서는 이러한 상수의 증가 유동 각도로 출력 성능을 재현할 수 있는 영역이 용량계수 최대 점과 커플링 점 사이의 영역임을 수학적으로 증명하였고 이 영역에서 국부적으로 정의된 상수 파라미터를 구체적으로 결정하였다. 결정된 파라미터의 민감도 해석 결과, p_1 으로 표현되는 리액터 출력 각도 관련 파라미터가 용량계수에 큰 영향을 미치고 있음을 알 수 있었다.

(5) 상수 파라미터가 존재하는 영역 전체에 대해 적용할 수 있는 증가 파라미터의 구체적인 값을 LMS fitting 방법을 이용하여 여러 가지 입력 속도별로 결정하고 그 값들을 비교 분석하였다. 분석 결과, 입력속도가 증가하면 $p_1(=a_3^{out}c_3-a_1^{out}c_1)$ 과 $p_2(=a_1^{out}c_1-a_2^{out}c_2)$ 의 절대값이 모두 증가하는 경향을 보였다. 이를 통해 유동 각도에 대한 보정 계수는 입력 속도별로 그 값이 변화해야 함을 알 수 있었다.

(6) 결정된 파라미터를 이용하여 무차원 유동량 q 의 거동을 분석한 결과, 입력 속도 변화에 대한 q 의 변동량은 크지 않은 것으로 판명되었다. 이를 통해 입력 속도가 증가할 때 용량계수가 감소하는 것은 주로 회전 요소의 증가 유동각이 변하기 때문인 것으로 분석되었다.

(7) 본 연구에서 제시한 증가 파라미터의 결정 방법은 토크 컨버터의 성능을 재현하는 동적 모델의 개발 및 다양한 작동 상태에 대한 토크 컨버터의 성능 설계에 매우 효과적으로 적용될 수 있다.

후 기

이 논문은 서울산업대학교 교내 학술연구비에 의하여 연구되었음.

참고문헌

- (1) Tomoo Ishihara and Emori, R. I., "Torque Converter as a vibration Damper and Its Transient Characteristics," *SAE 660368*.
- (2) 1994, *Design Practices : Passenger Car Automatic Transmission*, Third Edition, SAE-18, SAE.
- (3) Hrovat, D. and Tobler, W. E., 1985, "Bond Graph Modeling and Computer Simulation of Automotive Torque Converter," *J. of Franklin Institute*, Vol. 391, No. 1/2, pp. 93~114.
- (4) Robert R. By and John E. Mahoney, "Technology Needs for the Automotive Torque Converter-Part 1 : Internal Flow, Blade Design and Performance," *SAE 880482*.
- (5) Tomoo Ishihara, 1983, "An Experimental Analysis of Fluid Flow in a Torque Converter," *SAE 830571*.
- (6) 임원식, 1995, "토크 컨버터의 해석/설계와 자동 변속장치의 동특성에 관한 연구," 서울 대학교 공학박사 학위 논문.
- (7) Hisashi, Watanabe, Testsuo Kurahashi and Masahiro Kojima, "Flow Visualization and Measurement of Torque Converter Stator Blades Using a Laser Sheet Lighting Method and a Laser Doppler Velocimeter," *SAE 970680*.
- (8) Tomoo Ishihara, 1985, *Selected Papers on Automatic Power Transmission*, pp. 46~55.
- (9) 임원식, 1997, "토크 컨버터의 형상 분석," 자동차공학회 논문집, 제5권, 제5호.
- (10) 장옥진, 임원식, 이장무, 1997, "증가 성능 모델을 이용한 토크 컨버터의 기초 설계에 관한 연구," 대한기계학회논문집(A), 제21권, 제3호, pp. 369~377.
- (11) Press, William H., Flannery, Brian P., Teukolsky, Saul A. and Vetterling, William T., 1986, *Numerical Recipes*, pp. 274~334, Cambridge University Press.