

## 터보펌프 터빈의 토크 및 시동특성 연구

정은환\* · 이항기\* · 박편구\* · 홍문근\*\* · 김진한\*

### Research on the Torque and Starting Characteristics of a Turbopump Turbine

Eunhwan Jeong\* · Hang-Gi Lee\* · Pyun-Goo Park\* · Moongeun Hong\*\* · Jinhan Kim\*

#### ABSTRACT

Torque characteristics of a 75-tonf turbopump turbine was analyzed using the turbine performance test result. Specific torque of the subject turbine could be expressed as a linear function of corrected rotor speed at a fixed pressure ratio and it has been confirmed by the test result. It also found that corrected rotor speed-specific torque characteristics does not change anymore if the turbine pressure ratio is set bigger than a certain value. Using the turbine torque characteristics and pyro-starter performance test results, rotational speed development behavior of the turbopump was predicted. Prediction revealed that the lap time reaching 50% of turbopump design speed is less than 0.7 second. Effect of the thermal loss between pyro-starter and turbopump was negligible.

#### 초 록

75톤 추력급 터보펌프 터빈의 토크 특성을 성능시험 데이터를 바탕으로 분석하였다. 터빈의 비토크는 해석적으로 고정된 압력비에서 보정 선속도의 일차함수로 표현되며 이를 시험적으로 확인하였다. 일정 압력비 이상의 영역에서는 보정선속도-비토크 변화가 일정하게 나타나는 현상도 아울러 발견하였다. 분석된 토크 특성과 파이로 시동기의 시험 측정 데이터를 이용하여 터보펌프의 시동특성을 예측한 결과 터보펌프 설계회전수의 약 50%의 수준에 이르는 시간은 0.7초 이내인 것으로 나타났다. 파이로 시동기에서 터빈입구까지의 열손실은 최대회전수를 약 90 rpm 줄어들게 하는 것으로 예측되었다.

Key Words: Turbopump(터보펌프), Turbine(터빈) Pyro-Starter(파이로시동기), Specific Torque(비토크), Starting Characteristics(시동특성)

#### 1. 서 론

\* 한국항공우주연구원 터보펌프팀

\*\* 한국항공우주연구원 미래로켓연구팀

† 교신저자, E-mail : jeh@kari.re.kr

현재 한국항공우주연구원에서 개발중인 75톤

급 액체로켓엔진은 파이로 시동기의 고온/고압 가스를 터보펌프 터빈에 분사하여 시동이 이루어진다. 터보펌프는 액체로켓엔진 연소기에 고압의 추진제를 공급하는 구성품으로 엔진 시동 시 파이로 시동기의 연소가스에 의해 정격 회전수의 약 50% 까지 가속되어 가스발생기의 점화가 이루어질 수 있는 환경을 만들어 낸다. 이와 같은 시동방식은 개방형 액체로켓엔진에서 빠른 시간 내에 엔진이 정격 성능에 이르도록 하기 위해 널리 이용되는 방식이다.

75톤급 터보펌프는 기술검증모델에 대한 설계, 제작이 완료되었으며, 산화제펌프, 연료펌프, 터빈, 베어링, 실 등 각종 구성품의 성능 시험과 조립체의 상사매질 성능시험 등이 이루어지고 있다 [1-5]. 파이로 시동기는 TM 및 EM 모델의 개발이 완료되었다 [6].

액체로켓엔진의 시동 절차 수립은 엔진 운용을 위한 첫 단계라 할 수 있다. 이에 대한 해석을 위해 파이로시동기의 열역학적 특성과 터보펌프 터빈의 토크 특성이 파악되어야 하며 최종적으로 엔진 조립체 수준의 통합시험을 통해 시동 절차를 검증/확립해야 한다. 본 논문에는 75톤 터보펌프 터빈의 성능 시험 결과를 이용하여 터빈의 토크특성을 분석하였으며 파이로시동기의 개발 시험 측정값을 적용하여 시동 시 터보펌프의 회전수 변화 예측결과를 정리하였다.

## 2. 터빈 토크 특성

### 2.1 터빈 성능시험 개요

75톤급 터보펌프 기본형 터빈은 고 압력비, 저 유량 환경하에서 높은 비출력 구현을 위해 부분 분사, 초음속 충동형, 단단 로터를 그 특징으로 한다[1,2]. Table 1에는 기본형 터빈의 설계규격을 정리하였다. Table 1에서 GG,  $N$ ,  $u/c_{ad}$ 는 각각 가스발생기, 분당회전수, 터빈 속도비를 의미한다. 터빈의 성능검증은 고압공기를 이용하여 이루어졌다. Fig. 1은 터빈 시험장면을 보여준다. 터빈성능 시험은 터빈 입구압력을 고정시킨 상

Table 1 Specifications of the 75ton Baseline Turbine

Parameters		Design	Test
Working Fluid	-	GG gas	Air
Number of Rotors	-	1	
Inlet Temp.( $T_i$ )	K	900	-
Inlet Pres.( $p_i$ )	MPa	5.80	-
Pressure Ratio ( $\pi_d$ )	-	18	18.29
$N^*(N/T_i^{0.5})$	rpm/ $\sqrt{K}$	367	337
$u/c_{ad}$	-	0.21	0.21
Specific Power	J/kg	296.6	296.7*

\* converted to real operating condition for the comparison

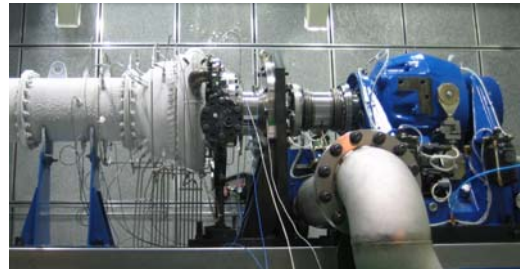


Fig. 1 Turbine Performance Test Rig

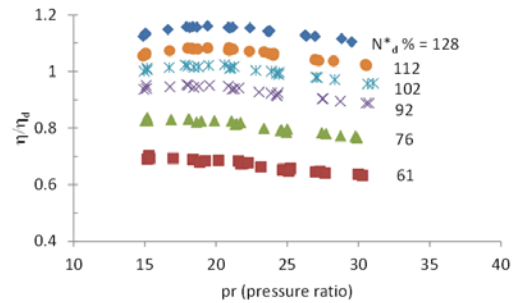


Fig. 2 Turbine Efficiency Characteristics

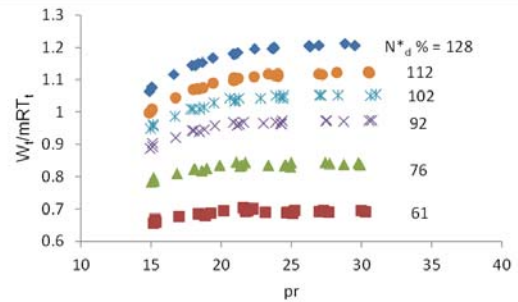


Fig. 3 Turbine Specific Power Characteristics

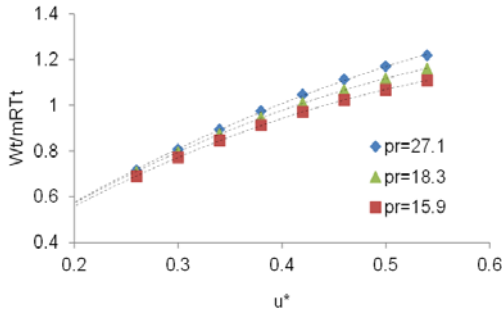


Fig. 4 Specific Power Behavior at Fixed pr's

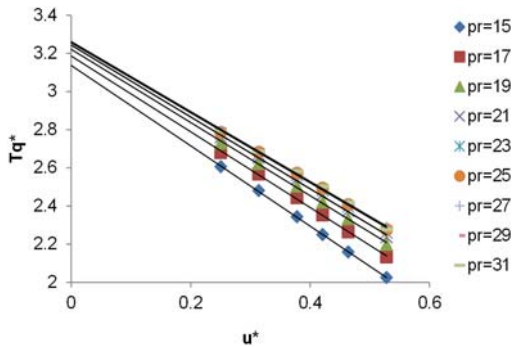


Fig. 5 Specific torque v.s. u\*

태에서 터빈의 회전수를 수력동력계로 제어하며 진행되었다. 터빈 압력비 15~30, 설계 상사회전수 기준 61~128%의 회전수 영역에서 성능변화를 측정하였다.

Figure 2는 설계점 값으로 무차원화된 측정 효율을 압력비와 보정 회전수( $N^*$ )의 함수로 나타낸 그림이며 Fig. 3은 유사한 방법으로 터빈의 비출력 변화를 나타낸 그림이다. 본 논문에서 기술될 75톤 터빈의 토크 특성은 상기 측정데이터를 이용하여 분석이 이루어 졌다.

참고로, 75톤 터보펌프 터빈은 가스발생기용 노즐 11개, 파이로 시동기용 노즐 2개가 원주를 따라 격막을 두고 배치되어있는데 가스발생기용 노즐의 면적비는 4.056, 파이로 시동기용 노즐의 면적비는 3.946로 유사하다. 각각의 설계물성을 적용한 이상 노즐 압력비는 각각 19.4, 20.6이며 이상 출구 마하수는 2.54, 2.49로 큰 차이를 보이지 않는다. 부분분사비에 따른 초음속 터빈의 성능 변화가 두드러지게 나타나지 않는 점을 고려

하면 [7] 가스발생기용 노즐을 적용한 성능시험 결과를 이용한 시동특성 분석은 파이로 노즐의 결과를 적용한 것과 큰 차이를 나타내지 않을 것으로 판단된다.

## 2.2 터빈 출력/토크 특성

단단 터빈의 비출력은 다음과 같은 관계식으로 표현된다.

$$W_t^* \equiv \frac{W_t}{mRT_t} = u^* \left( \frac{c_1 \cos \alpha_1}{\sqrt{RT_t}} - u^* \right) \left( 1 + \frac{w_2 \cos \beta_2}{w_1 \cos \beta_1} \right) \quad (1)$$

$$= u^* (f_a(pr) - u^*) f_b(pr)$$

식에서  $u^*$ 는 보정 선속도 ( $u/\sqrt{RT_t}$ )이며  $c$ 와  $w$ 는 각각 절대유동속도와 상대유동속도를 나타낸다. 하첨자 1,2는 로터 입출구를 의미한다. Fig. 3의 비출력 측정값을 이용하여 고정된 압력비에서 비출력의 변화를 추출해보면 Eq. (1)과 같이 보정선속도에 대한 2차 함수 거동을 나타냄을 확인할 수 있었다 (Fig. 4 참조). 이는 Eq. (1)의 계수  $f_a$ 와  $f_b$ 가 터빈 압력비( $pr$ )의 함수로 표현될 수 있음을 의미한다 [1]. Eq. (1)의 양변을 보정 선속도로 나누면 아래와 같은 비토크 관계식을 얻을 수 있다 :

$$Tq^* \equiv \frac{W_t}{mRT_t u^*} = \frac{Tq}{m \sqrt{RT_t} r_m} = (f_1(pr) - u^*) \times f_2(pr) \quad (2)$$

Eq. (2)에서 보듯 주어진 터빈 압력비에서 비토크는 보정 선속도의 일차함수로 표현되며 이는 Fig.5와 같이 시험적으로 확인된다. Fig.5에서 특이한 점은 압력비 25 이상의 영역에서는 보정 선속도-비토크 변화가 압력비의 영향을 받지 않는 현상이다. 이는 비토크를 압력비를 가로축으로 표현한 Fig.6에서 보다 잘 확인할 수 있는데, 고정된 보정선속도에서 압력비가 일정값을 넘어서면 비토크의 변화가 없어지며 이러한 현상은 모든 회전수 영역에서 유사하게 나타난다. 이는 다중 초킹 현상으로 설명되는데, 터빈 입구압을 고정시키고 터빈 출구압력을 계속해서 감소시킨다고 가정할 때, 터빈이 특정 압력비에 이르게

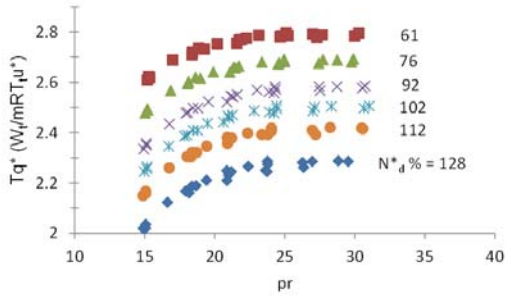


Fig. 6 pecific torque v.s. pr

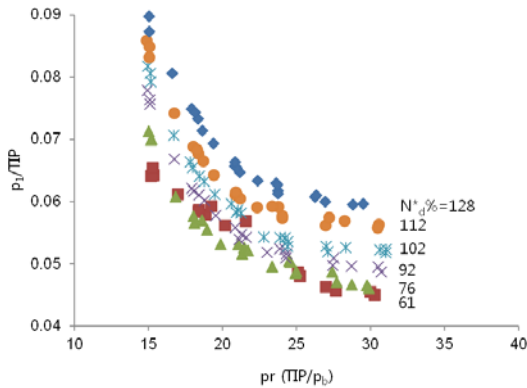


Fig. 7  $p_1/TIP$  v.s. pr

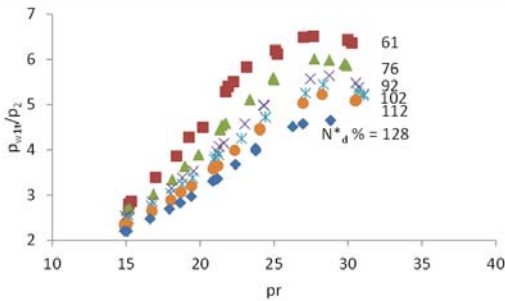


Fig. 8  $p_{w11}/p_2$  v.s. pr

되면 이미 하드(hard) 초킹이 이루어진 터빈노즐 외에 로터의 출구 영역이 또 하나의 입계 단면(critical section)으로 작용하여 노즐의 배압(또는 로터 전방압력)이 더 이상 변화하지 않게 된다. Fig.7은 로터 전방 케이싱에서 측정된 정압력( $p_1$ )과 터빈입구 전압력(TIP)의 비를 터빈 압력

비의 변화에 따라 나타낸 그림이다. 비토크의 변화와 유사하게 압력비 25이상의 영역에서는  $p_1/TIP$ 의 변화가 현저하게 줄어들며 상기의 설명에 부합되는 결과를 나타낸다. Fig.8은 노즐 출구압, 로터 전/후방압, 회전수등의 측정데이터를 이용하여 환산된 로터입구 상대전압력의 압력비와 회전수에 따른 변화를 도시한 것이다. 고정된 회전수에서 상대전압력은 압력비 25이상에서 정체 또는 약간 감소하는 경향을 보이며 이론적으로 로터입구와 터빈출구 유로 상에서 2차 초킹이 일어날 수 있는 압력수준이 전 측정영역에서 나타난다. 회전수가 증가함에 따라 상대 전압력이 낮아지는 것은 상대마하수의 감소에 기인한다.

시험에서 확인되지 않은 높은 압력비 영역 터빈의 토크 변화를 살펴보기 위해 3차원 유동해석을 수행하였다. 터빈입구조건과 회전수를 설계값으로 고정시키고 터빈출구 배압을 낮추어 설계압력비의 1.0, 1.39, 1.94, 그리고 2.78배의 조건에서 계산하였다. 상용 유동해석 소프트웨어 FINE™/Turbo를 이용하였으며 계산에 사용된 총 격자수는 2.55 백만개이다 (Fig.9 참조). 계산 조건 및 해석방법은 참고문헌 [8,9]에 기술된 것과 동일하다.

Fig. 10은 유동해석을 통해 예측된 비토크의 변화를 시험 결과와 비교하였다. 시험값은 앞서 논의된 비토크의 특성을 실매질 설계 운용 조건으로 환산한 것이며 그림의 데이터는 시험 및 유동해석 각각의 설계점 값들로 무차원화하여 나타내었다. 시험 결과의 경우 비토크는 압력비의 약 1.4배 조건에 이르러 그 값이 포화되는 경향을 보인다. 유동해석의 경우 압력비 증가에 따른 비토크의 정량적 변화는 상대적으로 작게 예측되었으며 설계압력비의 1.39배의 경우 비출력 증가 0.6%, 1.94배의 경우 1.5%로 나타났다. 설계압력비 1.94와 2.78배의 경우 차이는 거의 나타나지 않았다. 하지만 압력비 증가에 따라 토크 값이 포화되는 현상은 시험과 유동해석결과 모두 동일하게 나타난다.

Fig. 11은 평균직경에서의 마하수 선도를 압력

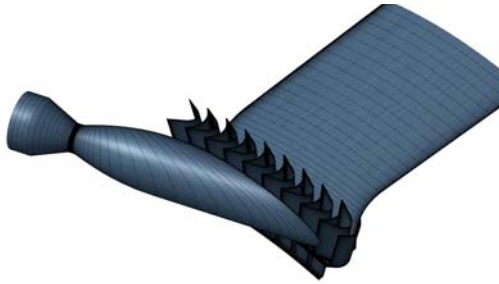


Fig. 9 Surface Grid

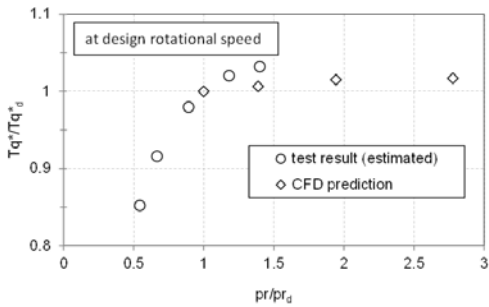


Fig. 10 Specific Torque Comparison

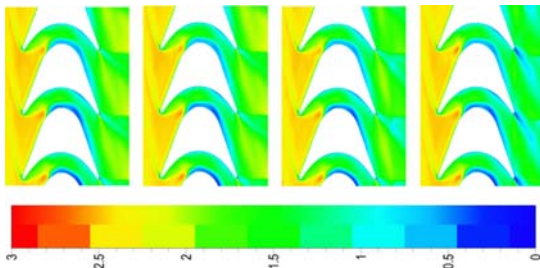


Fig. 11 Mach Contour Comparison :  $pr/pr^*=2.78, 1.94, 1.39, 1.0$  from the left

비 별로 비교한 그림이다. 압력비가 높아짐에 따라 (또는 배압이 낮아짐에 따라) 동익 출구 유동장이 변화하고 팽창-충격파가 번갈아 나타남을 볼 수 있다. 그러나 유로 내부의 유동장은 큰 차이가 없음도 아울러 확인된다. 로터입구의 평균 유동속도, 평균 유동각은 압력비 증가에 따라 큰 변화가 없는 반면 로터출구에서는 배압이 낮아짐에 따라 상대 마하수가 증가하고 유동각은 축방향으로 굴절되는 것으로 나타났다. 그러나 이러한 변화는 압력비 1.94배 이후에는 나타나지 않았다. 압력비 증가에 따른 유동장의 정량적인

변화폭은 제한적이었으며 유동이 팽창-충격파를 거치며 배압조건으로 맞추어 지는 과정에서 큰 손실을 동반하는 것으로 확인되었다.

이러한 결과들은 엔진 시동이 지상에서 이루어지는 경우와 고공에서 이루어지는 경우에 상관없이, 즉 터빈의 배압조건 변화와 무관하게 시동구간의 터빈 토크의 정량적 특성은 유사하며 따라서 동일한 가속특성을 보일 것이라는 예상을 할 수 있게 해준다. 보다 면밀한 시동특성 검토를 위해 낮은(10~50%) 회전수와 높은 압력비(30~60) 영역 데이터를 시험을 통해 추가적으로 확보할 예정이다.

### 3. 시동 특성

#### 3.1 파이로 시동기

파이로 시동기는 TM을 거쳐 변경된 추진제 조성을 적용한 EM에 대한 개발이 완료된 상태

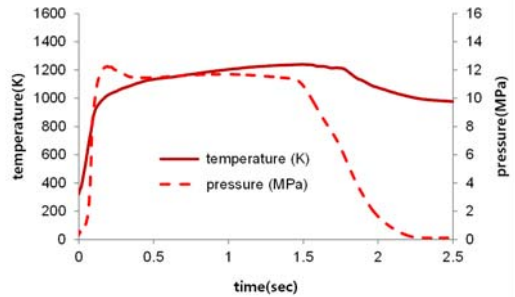


Fig. 12 TM Pyro-Starter Test Result

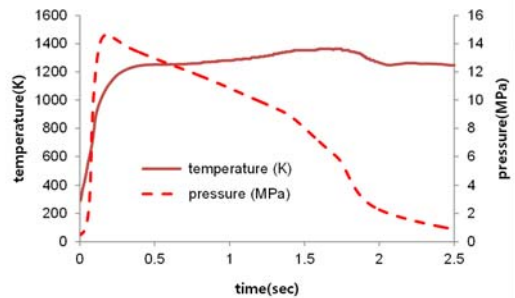


Fig. 13 EM Pyro-Starter test result

Table 2 Pyro-Starter Gas Properties

구 분	비열비	분자량
Pyro-starter TM	1.146	21.6
Pyro-starter EM-1	1.154	22.1

이다. 75톤 엔진용 파이로 시동기는 고압연소 (120-150 bar), 립쳐디스크 적용, 고신뢰도 점화기 개발, DHG 냉각제 적용등 새로운 기술을 접목함으로써 연소속도, 저장성, 점화신뢰도, 낮은 연소온도등의 요구조건을 달성하였다 [6]. TM은 일정압력으로 연소되도록 내탄도 설계가 이루어졌으며 EM은 엔진시스템의 요구에 따라 점화 후 고압으로 형성된 압력이 선형적으로 감소되는 형태로 설계가 변경되었다. Fig.12와 13은 각각 TM, EM 파이로 시동기의 개발시험에서 측정된 압력, 온도 변화 데이터를 나타낸 것이다. 예측된 파이로 시동기 가스물성은 Table2와 같다.

### 3.2 해석방법 및 결과

계산에 필요한 회전관성 모멘트(I)와 펌프의 토크특성은 3차원 모델링과 단품 성능시험 결과 [3,4] 를 이용하였다.

고압공기 시험을 통해 얻어낸 터빈의 토크 특성을 실제 파이로 시동가스 환경에서의 특성값으로 사용하기 위해서는 둘 간의 상관관계가 필요하다. 이는 상사관계식으로 표현되며 참고문헌 [2]를 참조하였다.

대응되는 압력비 및 회전수 조건에서 공기와 연소가스 환경의 터빈 비출력은 다음과 같은 관계가 성립한다 :

$$\left(\frac{W_t^*}{\Phi_c^2}\right)_{air} = \left(\frac{W_t^*}{\Phi_c^2}\right)_{gas} \quad \text{또는} \quad \left(\frac{Tq^*}{\Phi_c}\right)_{air} = \left(\frac{Tq^*}{\Phi_c}\right)_{gas} \quad (3)$$

터보펌프 회전체의 비정상 거동해석은 아래의 식을 이용하였다 :

$$I \frac{d\omega}{dt} = Tq_t - Tq_p \quad (4)$$

주어진 시간에 Fig.12와 13의 측정값을 이용해 터빈 입구조건을 설정하였으며 회전수로부터 터빈과 펌프의 토크를 계산하여 시간 적분하였다.

Fig.14, 15에 파이로점화기 TM 및 EM적용에 따른 터보펌프의 회전수 변화를 시동기압력과 함께 나타내었다. 개발된 파이로시동기 및 터보펌프의 조합은 설계회전수의 약 50% 수준에 0.7초 이내 도달하는 것으로 예측되었다. 터보펌프의 회전수가 5000 rpm에 이르는 시간은 TM의 경우 0.68초로 나타났으며 EM은 좀더 빠른 0.465초로 나타났다. 최대 회전수는 TM, EM 각각 5203 rpm, 5306 rpm으로 나타났다. 시동기의 압력발달 차이로 인해 TM은 약 1.5초까지 일정한 회전수가 유지되는 반면 EM은 0.65초경 최대 회전수에 이른 후 1.5초에는 4600 rpm로 감소하는 특성을 나타냈다.

시동기에서 터빈입구까지 입구온도 감소가 80K에 이를 경우 최대회전수는 TM, EM 각각 83, 91 rpm 줄어들며 5000 rpm에 이르는 시간은 0.09초와 0.035초 늘어나는 것으로 예측되나 정량적 시동절차 수립에는 큰 영향을 주지 않을 것으로 판단된다.

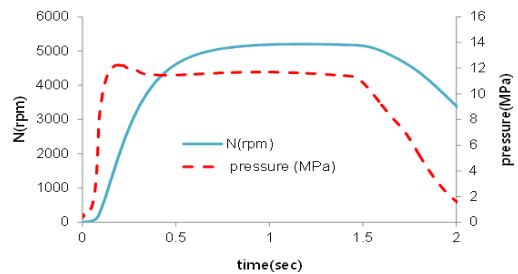


Fig. 14 TP rpm Development by TM pyro-starter

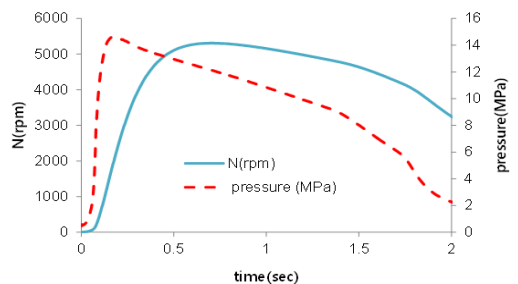


Fig. 15 TP rpm Development by EM-1 pyro-starter

#### 4. 요약

75톤 추력급 터보펌프 터빈의 성능시험 데이터를 바탕으로 토크 특성을 분석하였다. 터빈의 비토크는 해석적으로 고정된 압력비에서 보정 선속도의 일차함수로 표현되며 이를 시험적으로 확인하였다. 공기기준 압력비 25 이상의 영역에서는 보정선속도-비토크 변화가 일정하게 나타나는 현상도 아울러 발견되었다. 시험영역에 포함되지 않은 보다 높은 압력비 영역에서의 토크 분석을 위해 3차원 유동해석을 수행하였으며 시험 예측과 유사한 정성적 토크 거동을 확인하였다. 분석된 토크 특성과 파이로 시동기의 시험 측정 데이터를 이용하여 터보펌프의 시동특성을 예측한 결과 터보펌프 설계회전수의 약 50%의 수준에 이르는 시간은 0.7초 이내인 것으로 나타났다. 파이로 시동기에서 터빈입구까지의 열손실을 고려한 시동해석은 최대회전수를 약 90 rpm 줄어들게 하고 최대회전수에 이르는 시간을 약 0.09초 증가시키는 결과를 나타냈다.

#### 참고 문헌

1. 정은환, 이항기, 박편구, 곽현덕, 김진한, "75톤급 액체로켓 엔진 터보펌프 터빈의 성능특성 연구," 한국추진공학회지, 제14권, 제5호, 2010, pp.65-71
2. 정은환, 박편구, 이항기, 김진선, 김대진, 김진한, "초음속 충동형 터빈의 설계성능 검증방법에 대한 해석 및 시험적 고찰," 한국추진공학회지, 제13권, 제5호, 2009, pp.7-14
3. 김대진, 홍순삼, 최창호, 김진한, "75톤급 액체로켓엔진용 산화제펌프의 수력성능시험," 한국추진공학회 춘계학술대회 논문집, 2010, pp 77-80
4. 김대진, 최창호, 홍순삼, 곽현덕, 김진한, "75톤급 액체로켓엔진용 연료펌프의 수류시험," 유체기계공업학회 제14권 제1호, 2011, pp 61-65
5. 홍순삼, 김진선, 김대진, 김진한, "75톤급 액

체로켓엔진용 터보펌프 조립체의 상사매질 성능시험," 한국추진공학회지 제15권 제2호, 2011, pp 56-61

6. 홍문근, 이수용, "파이로스타터 개발현황," 항공우주기술 제9권 제2호, 2010, pp204-209
7. 정은환, 박편구, 김진한, "초음속 충동형 축류터빈의 부분분사비 효과에 대한 실험적 연구," 한국추진공학회지 제11권 제4호, 2007, pp 59-66
8. 박편구, 정은환, 김진한, "터빈동익의 프로파일 정의 위치에 따른 초음속 터빈 성능변화에 대한 전산해석 연구," 한국추진공학회 추계학술대회 논문집, 2007, pp 297-301
9. 박편구, 정은환, 김진한, "사각 단면 노즐을 장착한 초음속 터빈 유동장의 수치해석," 유체기계저널 제14권 제1호, 2011, pp 55-60