

## 원자로냉각재펌프용 억지 끼워맞춤식 플라이휠 집합체의 응력 해석

### Stress Analyses of the Interference-Fit Flywheel Assembly for Reactor Coolant Pumps

박준수, 송하철, 윤기석, 최택상  
한국전력기술주식회사  
대전광역시 유성구 덕진동 150

#### 요 약

본 연구를 통해서 원자로냉각재펌프용 억지 끼워맞춤식 플라이휠 집합체의 응력특성을 유한요소법 수치해석으로 분석하고, 원자력1등급 압력용기와의 설계상사성 적용성을 검토하였다. 축대칭 유한요소 모델을 이용하여 억지 끼워맞춤 플라이휠 집합체의 잔류응력과 정상운전속도, 설계기준 과속도, 결합부 이완속도에서의 총 응력의 해를 구했으며, 회전시 원심응력 및 변형에 의한 잔류응력 이완효과를 분석하였다. 유한요소법 수치해를 적용함으로써, 플라이휠의 끼워맞춤 응력과 원심응력 및 변형에 의해 영향을 받는 변형제어형 응력의 거동을 좀 더 정확히 평가할 수 있으며, 또한 제한적인 평가 결과이지만 억지 끼워맞춤식 플라이휠 응력평가에 압력용기와의 설계상사성을 적용할 수 있을 것으로 본다.

#### Abstract

In this study, the finite element (FE) stress analyses of the interference-fit flywheel assembly for reactor coolant pumps are performed, and design analogies with those of nuclear pressure vessels investigated. Using the FE model, stress solutions for the flywheel at the standstill, normal operation speed, design overspeed, and the joint release speed are obtained. Releases of the interference stresses caused by the centrifugal loads and associated deformation developed during the flywheel rotation are investigated. It is noted that using the FE stress model more insights into stresses in the flywheel assembly are attained including the deformation-controlled ones, and a feasibility to apply the pressure vessel design analogy in design evaluations for the flywheel assembly is evidenced by a limited evaluation.

## 1. 서 론

원자로냉각재펌프 플라이휠은 모터의 전원이 상실될 때 관성서행(coastdown)에 의해 냉각재 유동을 서서히 감소시킴으로써 핵연료의 손상을 예방하기 위해서 일정값 이상의 질량관성모멘트(mass moment of inertia)를 갖도록 설계된다. 계통의 정상운전 중 펌프의 플라이휠이 손상되게 되면 고 에너지 비산물(high-energy missiles)과 함께 펌프·모터 집합체의 과도한 진동을 유발시키기에 충분한 운동에너지를 갖게 되며, 또 어떤 계통운전 과도상태에서는 펌프·모터의 과속으로 인해서 플라이휠의 운동에너지 및 파손 잠재성이 더욱 증가한다. 원자로냉각재펌프 플라이휠의 손상으로 원자로냉각재계통, 원자로건물, 안전성에 중요한 기타 기기 및 계통들에 이차적 손상을 일으킬 수 있으며, 이러한 안전성 중대성 때문에 플라이휠의 재료 및 제작, 설계, 시험 및 검사에 관한 규제지침이 준수되고 있다. 즉, 원자로냉각재펌프 플라이휠 집합체는 계통의 정상운전, 과도상태, 냉각재상실사고 및 안전정지지진 하중 조건에서 구조적 건전성을 보장하도록 설계되며, 정상운전 속도의 125% 이상의 설계기준 과속도, 과도한 변형을 일으키는 임계속도의 분석, 연성 및 무연성 파괴의 예방 등에 관한 설계요건이 적용되고 있다.<sup>1)</sup>

플라이휠을 회전축에 고정하기 위해서 키(key)나 지전췌기(spline) 또는 각전을 사용한 구형 모델을 제외하면, 대부분의 원자로냉각재펌프 플라이휠 집합체는 억지 끼워맞춤(interference-fit)으로 제작된다. 플라이휠 건전성 규제지침을 이행하기 위해서 플라이휠 집합체에 대한 응력 해석 및 구조건전성 평가가 수행되며, 플라이휠이 원자력안전등급(nuclear safety class) 품목이 아니기 때문에 설계평가에 있어서 일반산업 기술기준이 적용되거나 혹은 원자력1등급(Nuclear Class 1) 압력용기용 기술기준이 원용되기도 한다. 플라이휠 설계평가 방법 및 절차로서 압력용기용 ASME 코드의 설계규칙이 적용되는 경우, 플라이휠 원판(disc)과 압력용기 셸(shell)과의 설계상사성(design analogy)이 적용된다. 즉, 플라이휠 원판의 외경과 내경의 차는 셸 벽의 두께로 간주되며, ASME 코드에 따른 응력 범주화(stress categorization) 및 평가와 함께 무연성파괴를 예방하기 위해 가상적인 결함에 대한 파괴역학적 건전성평가가 수행된다.<sup>2) 3)</sup> 한국표준형원전용 원자로냉각재펌프 플라이휠 집합체는 하나의 원판이 중간부시(intermediate bush)와 함께 회전축에 끼워맞춤식으로 조립된 형태이며, 기기공급사는 해당 설계시방서에 의거한 플라이휠의 설계평가를 위해서 일반 산업표준 또는 관례를 적용해 왔으며, 하중제어형(load controlled) 또는 변형제어형(deformation controlled) 응력의 범주화나 파손기구에 따른 응력 수용기준의 구별 없이 최대응력만 평가하며 또한 가상결함의 파괴역학적 평가에도 변형제어형 이차응력의 효과가 고려되지 않는다.

본 연구에서는, 억지 끼워맞춤식 플라이휠 집합체의 설계평가 시 압력용기와 상사성을 적용하기 위한 기술적 타당성을 평가하기 위해서, 기초 자료로서 플라이휠에 발생하는 응력들의 특성을 상세히 분석하였다. 응력해석 방법으로는, 기존의 고전적인 셸이론(thin shell theory)에 의한 공식 대신에 유한요소 응력해석 모델을 적용하였다.

## 2. 억지 끼워맞춤식 플라이휠 집합체의 응력 해석

억지 끼워맞춤식 플라이휠 집합체에서 발생하는 응력은 구성품의 조립 시 억지 끼워맞춤 하중에 의한 일종의 잔류응력과 그리고 펌프의 운전 또는 회전속도에 따라 나타나는 원심응력으로 구분된다. 회전축에 플라이휠 원판이 직접적으로 끼워맞춤 되어있고 원판의 두께가 충분히 얇은 경우에는, 플라이휠 집합체의 탄성영역 억지 끼워맞춤 잔류응력 및 원심응력은 고전적인 셸이론에 의한 공식으로 계산될 수 있다.<sup>4, 5)</sup> 그러나 원자로냉각재 펌프 플라이휠 집합체와 같이 회전축과 플라이휠 원판 사이에 중간부시가 삽입되어 있는 경우에는, 회전축과 중간부시의 억지 끼워맞춤, 중간부시와 플라이휠 원판의 억지 끼워맞춤, 그리고 이들 두 끼워맞춤에 의한 잔류응력장 사이의 상호작용 및 원심응력과의 상호작용의 감소효과 등이 정밀하게 고려될 수 있어야만 플라이휠 집합체의 정지 및 회전상태 응력을 정확히 예측할 수 있다. 플라이휠 집합체의 경우에서와 같이 정지상태(standstill)에서의 억지 끼워맞춤에 의한 변형제어형 이차응력(잔류응력)이 축의 회전에 의해 발생하는 일차응력 및 변형에 의해서 크게 영향을 받는 경우 이차응력과 일차응력 간의 상호작용을 응력해석에 필히 고려해야 한다.

본 연구에서는 이러한 측면에 있어서 고전적 셸이론의 적용제한성을 감안하여 플라이휠 집합체의 응력 해석에 유한요소법 수치해석을 적용하였으며, 이 방법의 선택에는 응력해석 후속으로 수행할 플라이휠 구조건전성 평가에 적용하는 유한요소법 수치해석과의 연계성도 고려하였다. 수치해석적 방법은 플라이휠 집합체의 탄성응력뿐만 아니라 열응력을 포함한 탄소성(elastic-plastic) 영역의 응력 해석에도 적용할 수 있는 장점을 가지고 있다. 한국표준형원전 원자로냉각재펌프용 플라이휠 집합체에 적용된 특정설계 데이터 및 조립치수를 분석 대상으로 하였으며 고려한 플라이휠 집합체 설계 데이터 및 억지 끼워맞춤 치수조건을 아래와 같다. 플라이휠 원판 및 중간부시용으로 사용된 독일연방규격 26 NiCrMoV 14.5 규격의 재료는 인장강도가  $880 \text{ N/mm}^2 \text{ Max}$ , 0.2% 항복강도가  $640\text{--}740 \text{ N/mm}^2$ 으로 ASME SA-508 Class 2와 유사하며, 회전축용 13Cr4Ni 규격의 재료는 SA-182 Grade F6NM과 유사한 물성을 가지고 있다.<sup>2)</sup>

- 플라이휠 설계 및 치수 : 억지 끼워맞춤식 원판 플라이휠(그림 1 참조)
- 구동모터 회전속도 : 1200 rpm(정상운전), 1500 rpm(설계기준 과속도), 1875 rpm(억지 끼워맞춤 결합부 이완속도)
- 구성품 재료 : 13Cr4Ni(회전축), 26 NiCrMo V 145(플라이휠 원판 및 중간부시)
- 억지 끼워맞춤 치수 : 0.238 mm(축/부시), 0.39 mm(부시/플라이휠 원판)

플라이휠 집합체 응력의 수치해석에는 범용 유한요소법 전산코드인 ABAQUS 프로그램

을 사용하였으며,<sup>6)</sup> 원자로냉각재펌프 플라이휠 집합체의 주요제원과 응력해석에 이용한 축대칭 유한요소 모델이 그림 1에 제시되어 있다. 구성품의 각 소재에 대해서 탄성계수 (E) =204 KN/mm<sup>2</sup>, 포아송 비( $\nu$ )=0.3을 적용하였으며 회전축은 강체로 가정하였다. 이 모델의 구성에 사용된 유한요소는 총 1042 개의 등매개변수형(iso-parametric) 4절점요소 (CAX4)이며 이는 억지 끼워맞춤 접촉면(contact surface) 및 접촉쌍(contact pair)의 적용에 따른 42 개의 가상요소를 포함한다. 유한요소 모델의 치수는 조립상태의 것이고 회전축 외면과 부시 내면 그리고 부시 외면과 플라이휠 원판 내면 사이에 각각의 주표면(master surface) 및 종속표면(slave surface)으로 구성되는 접촉쌍이 정의되었다. 소재의 물성을 고려해서 회전축 외면과 부시 내면 간의 접촉쌍에는 ‘한정량 미끄러짐(finite sliding)’ 조건을 부시 외면과 플라이휠 원판 내면 사이에는 ‘소량 미끄러짐(small sliding)’ 조건을 각각 적용하였다. 억지 끼워맞춤 잔류응력 해석 시, 회전축, 중간부시, 플라이휠 원판의 상단면 절점들의 축방향 변위를 구속하였다.

플라이휠 집합체의 응력 해석 시 집합체의 조립순서를 고려하였으며 또한 동일한 유한요소 모델 및 접촉쌍 조건을 적용하여 집합체의 억지 끼워맞춤 잔류응력과 원심응력 해석을 수행함으로써, 하중제어형 원심응력과 변형제어형 억지 끼워맞춤 응력과의 상호작용 효과를 고려하였다. 이를 위해서, 응력 해석 시 중간부시 외면과 플라이휠 원판 내면 사이의 주어진 반경방향 간섭량(interference)에 해당하는 억지 끼워맞춤 하중을 먼저 가하고 회전축 외면과 부시 내면 간의 간섭량에 따른 억지 끼워맞춤 하중을 가하였다. 이 단계로써 플라이휠 집합체의 정지상태 응력 즉 잔류응력(residual stress)이 구해졌으며 이후 회전축의 정상운전속도, 설계기준 과속도, 결합부 이완속도에 따른 원심력을 선택적으로 가함으로써 각각의 회전속도에 따라 원심응력은 증가한 반면 억지 끼워맞춤 응력이 감소하는 응력성분별 변화량과 이에 따른 총 응력(total stress)을 결정하였다. 또한 플라이휠 집합체의 설계 평가를 위해서, 앞에서 설명한 유한요소 모델에서 접촉쌍 절점들의 모든 자유도를 동일하게 묶는 구속조건으로 해당 회전속도에 따른 플라이휠의 원심응력만으로 이루어진 일차응력 해석을 별도로 수행하였다.

플라이휠과 압력용기와의 설계상사성을 고려하면, 억지 끼워맞춤에 의한 잔류응력과 원심응력이 동시에 작용하고 있는 플라이휠 집합체의 응력평가에 있어서, 축회전에 따르는 플라이휠 원심응력은 하중제어형 일차응력(primary stress)으로 억지 끼워맞춤 잔류응력은 변형제어형 이차응력(secondary stress)으로 분류된다. 또한 부재 두께에 걸친 일차응력의 선형화를 통해서 막응력(membrane stress)과 굽힘응력(bending stress)의 분리가 필요하다. 플라이휠 원판의 구멍은 국부적인 불연속(local discontinuity)으로 간주하지 않는다. 유한요소법 수치해로 구해진 플라이휠 원판에 걸쳐서 나타나는 원심응력은 아래 식 (1)과 (2)에 의해서 일차막응력과 일차굽힘응력으로 각각 계산된다.<sup>3)</sup>

$$P_m = \frac{1}{b-a} \int_a^b \sigma_t(r) dr \quad (1)$$

$$P_b = \frac{6}{(b - a)^2} \int_a^b (r_m - r) \sigma_t(r) dr \quad (2)$$

- 위 식에서,  $a$  = 플라이휠 내경  
 $b$  = 플라이휠 외경  
 $P_m$  = 일차막응력(primary membrane stress)  
 $P_b$  = 일차굽힘응력(primary bending stress)  
 $r$  = 플라이휠 반경  
 $r_m$  = 플라이휠 평균반경((a+b)/2)  
 $\sigma_t$  = 원심력에 의한 플라이휠 원주방향 응력

플라이휠 축방향 응력( $\sigma_z$ )을 무시한다면 반경방향 응력( $\sigma_r$ )은 항상 원주방향 응력( $\sigma_t$ )과 축방향 응력 사이에 있으며 따라서 플라이휠 내에서의 응력강도(stress intensity) 최대값은 원주방향 응력( $\sigma_t$ )과 동일하다.

### 3. 해석결과 및 토의

원자로냉각재펌프용 억지 끼워맞춤식 플라이휠 집합체에 대해서 축대칭 2차원 유한요소 모델을 이용하여 수행한 응력해석 결과를 그림 2 ~ 4에 도시하였다. 구동축과 중간부시 그리고 중간부시와 플라이휠 원판 간의 주어진 억지 끼워맞춤 치수를 적용하여 예측한 정지상태 플라이휠의 응력분포와 함께 정상운전속도, 설계기준 과속도, 끼워맞춤 결합부 이완속도에서의 플라이휠 원판 및 중간부시의 총 응력 분포를 그림 2에 순차적으로 도시하였다. 그림 2에서, 응력의 급격한 변화 및 불연속을 보이는 위치는 부시와 플라이휠 원판의 끼워맞춤 접촉면에 해당한다. 축회전 속도에 따른 플라이휠 원판 및 중간부시 내면에서의 총 응력의 변화를 그림 3에 나타냈으며, 그림 4에는 원자로냉각재펌프 정상운전속도 및 설계기준 과속도 조건에서 플라이휠 원판에 발생하는 것으로 예측된 총 응력을 하중제어형 일차응력과 변형제어형 이차응력으로 분리하여 도시하였다. 이들 그림에서 응력을 표기하는 S11, S33, Mises는 플라이휠의 두께 평균값으로서 각각 반경방향 응력, 원주방향 응력, 폰마이세스(von Mises) 등가응력을 나타낸다. 정지상태 플라이휠의 경우 억지 끼워맞춤 응력만을 나타내고 축 회전속도 조건에서는 플라이휠의 원심응력 및 변형에 의한 억지 끼워맞춤 응력의 이완효과가 고려된 총 응력을 나타낸다.

그림 2의 좌상 부분에 회전에 의한 원심력이 작용하지 않을 때 즉 정지상태에 있는 플라이휠 집합체 구성품의 억지 끼워맞춤 응력만을 나타내고 있는데, 반경방향 응력성분(S11)은 중간부시와 플라이휠 원판의 모든 부위에서 압축상태(부시 내경면에서 최고  $-160 \text{ N/mm}^2$ , 플라이휠 원판의 내경면에서 최고  $-133 \text{ N/mm}^2$ )를 나타내고 있으며, 원주

방향 성분(S33)의 경우에 부시는 압축상태(-60 ~ -80 N/mm<sup>2</sup>)인 반면 플라이휠 원판은 인장상태(원판 내면에서 최고 162 N/mm<sup>2</sup>)에 있음을 나타내고 있다. 그림 2의 나머지 부분에서 도시된 바와 같이, 정지상태 플라이휠 집합체 구성품의 응력장은 축의 회전속도가 정상운전속도, 설계기준 과속도, 결합이완속도로 변화함에 따라 해당 회전속도 및 원심력에 의한 원심응력은 증가하며 반면, 해당 원심하중 및 변형 효과에 의해 정지상태에서의 억지 끼워맞춤 치수가 감소함에 따라서 결합면 접촉압력(contact pressure)이 감소함을 나타내고 있다. 결합부 이완속도 조건에서, 중간부시의 억지 끼워맞춤면 반경방향 응력성분과 이에 따른 원주응력 성분이 거의 이완되어(-6.8 ~ 0.0 N/mm<sup>2</sup>) 축과 중간부시의 접촉압력(S11) 또는 결합력을 상실한 상태에 있으며, 부시와 플라이휠 원판의 접촉압력은 8.2 N/mm<sup>2</sup> 이내의 수준으로 나타났다. 이 이완속도 조건에서, 플라이휠 원판의 반경방향 응력은 50 N/mm<sup>2</sup> 이내의 인장상태에 있으며 반면 원주방향의 경우에는 해당 원심력에 의해서 원판의 내경면에서 아직도 높은 수준(~ 245 N/mm<sup>2</sup>)의 응력을 유지하고 있음을 나타내고 있다. 플라이휠의 정지상태 및 회전속도 조건에서, 플라이휠 원판의 내경면에서 원주방향 응력성분은 최소 162 N/mm<sup>2</sup>(정지상태)과 최대 245 N/mm<sup>2</sup>(결합부 이완속도 조건) 수준에 달하는 것으로 나타났는데 이 응력성분은 플라이휠 원판의 내경면에 존재할 수 있는 표면균열의 구동력을 지배하는 성분이다. 반면 분석된 정지상태 및 회전속도 조건에서, 플라이휠 원판 내경면에 발생하는 폰미세스(von Mises) 등가응력 수준은 242 ~ 254 N/mm<sup>2</sup> 범위에서 큰 변동이 없는 것으로 예측되었다.

그림 3에 도시된 정지상태 및 회전속도 조건에서 플라이휠 원판 및 중간부시의 내경면에서 각 응력성분의 변화나, 그림 4에 제시된 플라이휠 원판의 회전속도 및 원심력에 의한 일차응력과 억지 끼워맞춤에 의한 이차응력(Q)의 변화양상을 관찰해보면, 플라이휠의 회전 시 원심응력 및 변형에 의해 초기의 억지 끼워맞춤 응력이 감소하는 효과가 자명하게 나타나 있다. 플라이휠의 응력 범주화 및 계산결과(최대 값)를 표 1에 요약하였다.

표 1. 플라이휠 원판의 응력 범주별 계산결과

구분	응력범주	응력강도(N/mm <sup>2</sup> )	비고
정상운전속도	P <sub>m</sub>	37.9	UTS=880 N/mm <sup>2</sup> Y.S=640 N/mm <sup>2</sup> S <sub>m</sub> =207 N/mm <sup>2</sup> (30 ksi)
	P <sub>b</sub>	44.7	
	Q	99.7	
	Total (P + Q)	182.3	
	Mises	244.6	
설계기준 과속도	P <sub>m</sub>	75.5	
	P <sub>b</sub>	51.8	
	Q	64.3	
	Total (P+Q)	191.6	
	Mises	242.7	

#### 4. 결 론

본 연구를 통해서 특정모델 원자로냉각재펌프의 억지 끼워맞춤식 플라이휠 집합체 응력해석용 유한요소 모델을 개발하고 펌프의 정지상태 및 회전속도에 따른 플라이휠 집합체 응력장의 수치해를 얻었다. 플라이휠의 응력평가에 있어서 압력용기와의 설계상사성을 고려하면 충분한 설계여유도를 가지고 원자력1등급 압력용기 기술기준을 적용할 수 있을 것으로 본다.

또한 본 연구에서 개발된 유한요소법 수치해석 방법은 전통적인 셸이론을 적용한 해석적 해에 비해서 억지 끼워맞춤식 플라이휠 집합체의 응력장 분석 및 설계해석을 위한 보다 유용한 방법이 될 수 있는 것이다. 특히, 유한요소법 수치해석은 중간부시가 사용된 플라이휠 집합체의 억지 끼워맞춤 응력의 분석과 또한 원심력에 의한 일차응력 하중이 억지 끼워맞춤에 의한 이차응력의 장애 미치는 영향이 큰 경우에 있어서 보다 정확한 응력 해를 제공할 수 있으며, 후속으로 수행되는 플라이휠의 연성 또는 무연성 파괴에 대한 구조건전성 평가 정확도의 개선에도 기여할 수 있을 것으로 본다.

#### 참고문헌

- [1] USNRC Regulatory Guide 1.14 Rev. 1, "Reactor Coolant Pump Flywheel Integrity", August 1975.
- [2] ASME Boiler and Pressure Vessel Code, The American Society of Mechanical Engineers, Section II - Material Specification; Section III - Nuclear Power Plant Components, 2001.
- [3] P. C. Riccardella and W. H. Bamford, "Reactor Coolant Pump Flywheel Overspeed Evaluation", Journal of Pressure Vessel Technology, November 1974.
- [4] S. P. Timoshenko and J. N. Goodier, Theory of Elasticity, 3rd Ed. McGraw-Hill, New York, 1970.
- [5] S. Yukawa, D. P. Timo and A. Rubio, Fracture Design Practices for Rotating Equipment, Chapter 2, Volume V, Fracture, Ed. Liebowitz, Academic Press.
- [6] Hibbit, Karlsson & Sorensen, Inc., ABAQUS/Standard User's Manual, Version 5.8, Providence, RI, 1998.

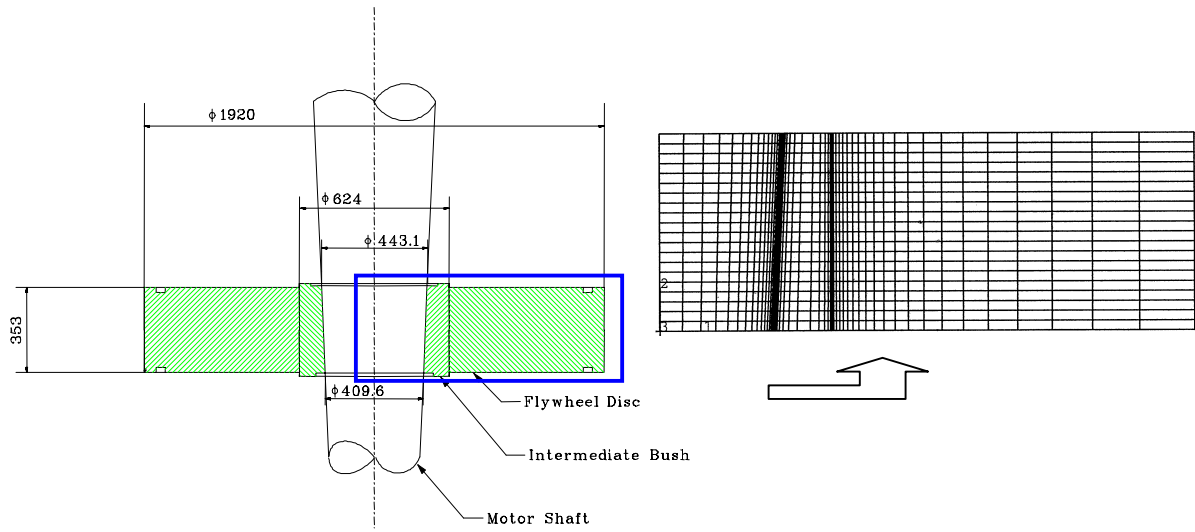


그림 1. 원자로냉각재펌프 플라이휠 집합체와 응력 해석용 축대칭 유한요소 모델

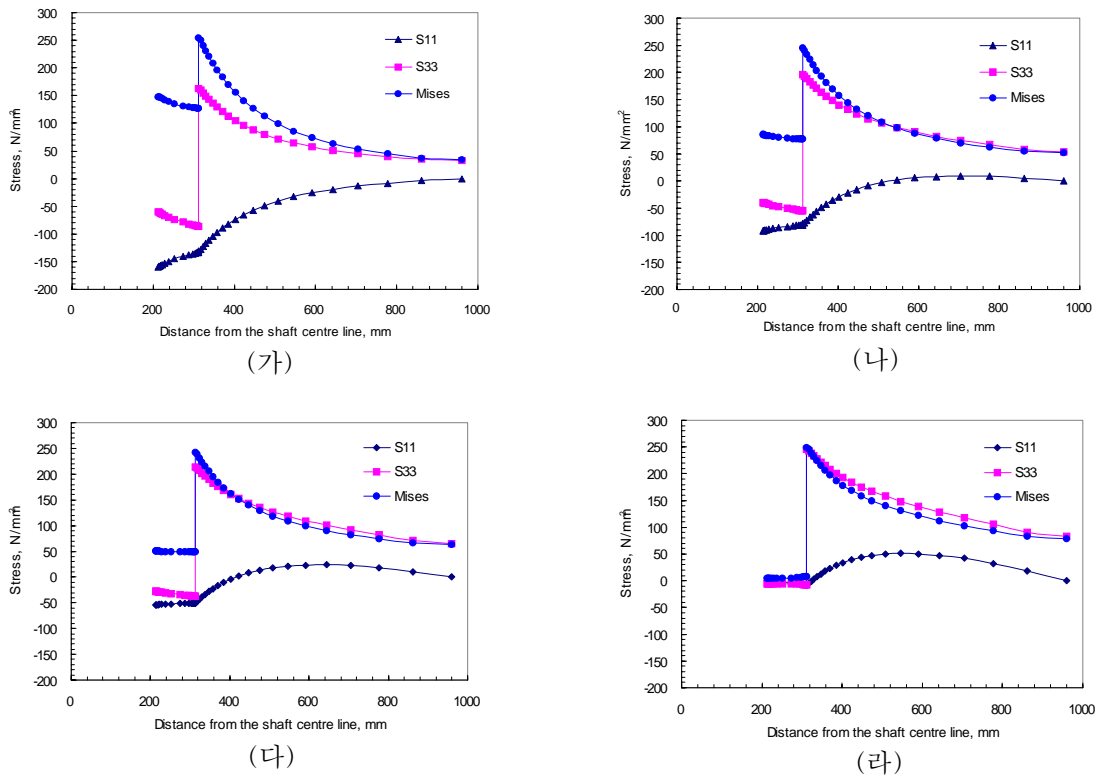


그림 2. 원자로냉각재펌프의 정지상태(가), 정상운전속도(나), 설계기준 과속도(다), 결합부 이완속도(라)에서의 플라이휠 원판과 부시에 발생하는 총 응력의 변화



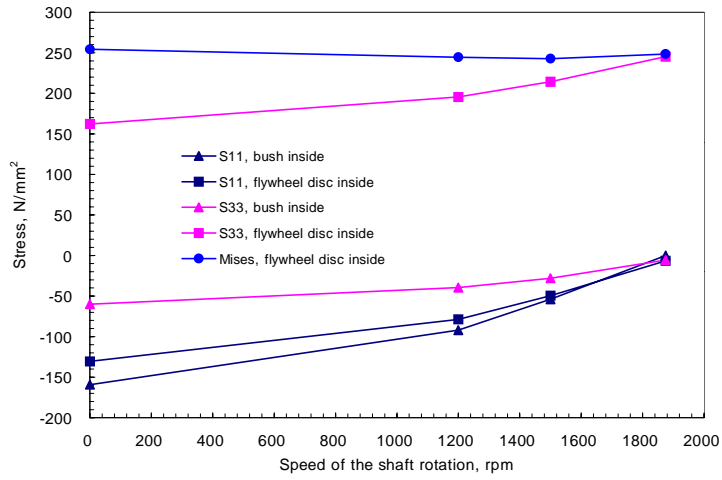


그림 3. 축회전 속도의 변화에 따른 플라이휠 원판 및 중간부시 내경면에서 총 응력의 변화

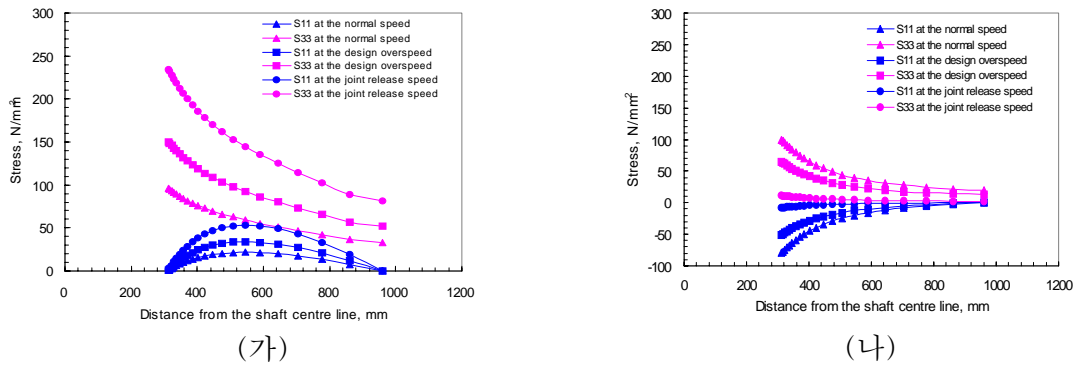


그림 4. 원자로냉각재펌프 정상운전속도 및 설계기준 과속도 조건에서의 플라이휠 원판에 발생한 일차응력(가) 및 이차응력(나) 선도