

發電所 動的 性能分析에 관한 研究

洪龍杓 · 郭炳擘 · 尹明烈

韓國電力技術(株) 原子力事業團 機械技術部

A Study of MMS Computer Program for Dynamic Analysis of Power Plant

Young Pyo Hong, Byung Yeob Kwak and Myung Youl Yoon
Mechanical Engineering Department, Nuclear Division,
Korea Power Engineering Co.

요 약

기술업무의 효율적인 수행과 신뢰성을 확보하기 위하여 우리회사에서는 전산프로그램을 開發하거나 導入하여 설계 및 분석능력의 배양을 통한 조속한 技術自立과 보유 전산프로그램의 활용 극대화로 經濟性 增進을 도모하고 있다. 이런 점에서 발전소 운전상황의 變化로 야기되는 중장기 過渡현상을 효율적이며 보다 쉽게 수행하기 위해 미국의 EPRI에서 개발한 전산프로그램 MMS를 도입하였다. 본고에서는 MMS를 이용하여 영광 3, 4호기 계통과 기기설계값 및 제어개념을 반영한 1,000 MWe 급 원전의 動的性能 분석용 표준모델을 작성하고, 응용기법과 절차를 확립하기 위해 最大保證定格 運轉중 10% 階段負荷 減拔운전모드를 事例研究로 수행하여 해석사례와 분석의견을 수록하였다. 작성된 표준모델에는 증기발생기를 포함한 2차측 전계통의 主要機器와 制御系通이 반영되어 있으므로 계통구성이나 발전출력이 다른 발전소라 하더라도 개발된 모델에 부분적인 수정 및 보완으로 손쉽게 동적성능 분석을 遂行할 수 있으리라 판단된다.

Abstract—This paper describes the development of a dynamic model of 1,000 MW_e nuclear power plant including its local and integrated control system. The model was constructed using the Modular Modeling System (MMS) developed by the Electric Power Research Institute (EPRI) to provide an efficient, economical and user-friendly computer code for use in the analysis of the dynamic performance of nuclear and fossil power plants in conjunction with the Advanced Continuous Simulation Language (ACSL). Steady state for full load and transient results for turbine power step changes of 10% are presented in this paper. The model includes most major components of a 1,000 MW_e nuclear power plant and it can readily be modified to simulate a specific power plant. This procedure greatly reduces the analysis and modeling efforts involved in dynamic simulation of power plants and increases confidence in the analysis results.

1. 서 론

發電所 운전중 운전상황이 變化하면 새로운 平衡狀態로 도달될 때까지 계통내 作動流體의 流動條件 및 狀態量이 變化되어 壓力, 流量, 運動量 및 에너지의 變動이 일어나는 過渡現象이 발생하게 된다.

따라서, 발전소 起動, 停止, 階段 및 線形負荷 減拔이나 負荷追從과 같은 遷移運轉으로 인해 유발되는 계통의 過渡現象을 정확하게 파악할 수 있으며,

1. 계통의 特性을 보다 쉽게 理解할 수 있고
2. 이에 따라 기본설계 단계에서부터 과도현상을 考慮한 설계 業務를 遂行할 수 있으며,
3. 이미 설계된 계통의 경우에도 계통이 最適의 상태로 운전되도록 설계 또는 運轉節次의 變경을 통해 계통의 性能向上을 圖謀할 수 있다.

그러나 이러한 과도현상은 그 자체가 대단히 복잡하고 影響因子가 다양하여 수계산에 의한 解析이 어렵고, 계산된 결과에 대해서도 信賴度가 우려된다.

또한 계통설계 수행시 예상되는 과도현상에 對應되는 設計基準을 만족시키기 위해 機器설계 값이나 管路의 強度를 증가시켜 그로인해 제작비, 공사비, 설치비 등에 過剩投資를 招來하게 된다.

따라서 適正의 해석절차를 갖춘 전산프로그램의 活用이 勸告되나, 이러한 전산프로그램의 開發에는 많은 경비와 시간, 전문기술 및 축적된 경험이 요구되고 개발된 프로그램이라 하더라도 檢證이 문제가 되어 광범위한 이용이 制限되고 있다.

이러한 문제점을 해결하고 다양한 운전모드에 의해 과도현상이 誘發될 때 계통이 平衡狀態로 안정되도록 補助 및 制御계통이 작동되는 경우와 같은 중장기(Middle & Long Term) 과도현상 分析을 效率의이며 보다 쉽게 遂行하기 위해 1978년 미국의 EPRI에서 개발된 전산프로그램이 MMS(Modular Modeling System)이다.

MMS는 개발된 이후 20여개 이상의 電力界와 學界에 의해 火力과 原子力發電所 및 實驗爐의 係統分析에 다양하게 응용되었고, 해석결과와 실제 運轉履歷과의 比

Table 1. Power plant modeling and transient simulations with MMS

Nations	User's name	Description	Year		
U.S.A.	Southern Company Services	-Developed a dynamic model of standard fossil power plant for load following operation	1983 ¹⁾		
	Middle South Services	-A complete model of the entire cycle was developed and the model was validated using plant test data. -Developed a model of Potomac river unit 2 plant for cycling operation. -Performed dynamic simulation of 800 MWe coal fired plant for low load and cycling operation.	1983 ²⁾ 1983 ^{3,4)} 1985 ⁵⁾		
	Pennsylvania State Univ.	-Developed a model of 62.5 MWe Fast Bleeder Reactor for optimal control of reactor temperature.	1990		
	Detroit Edison	-Build models of coal fired plant and Boiling water reactor for intelligent distributed control.	1991		
	Oak Ridge National Lab.	-High Flux Isotope Reactor transient simulations.	1992		
	Japan	Chiyoda Corporation	-Dynamic simulations for the following plants and comparison of simulated results with plant data. -375MWe, 200MWe Natural circulation drum boiler. -375MWe Forced circulation drum boiler. -Developing a standard model for nuclear power plant.	1990 1992	
China			Chongqing Univ.	-Dynamic simulation of 200MWe fossil power plant. -Developing a nuclear model to Qinshan power plant.	1990 1992
U.K				British Coal	-Dynamic modeling for control of British coal topping cycle with gasifier and gas cleaning model combined.
Holland	KEMA	-Dynamic simulation of Coal gasification Combined cycle plant. -Developed a training simulator for nuclear plant.	1991 1992		
		Stork Boilers	-Develop a model for gas turbine cogeneration plant. -Build a model for coal gasified plant with MMS.	1991 1992	

較를 통해 정확도가 立證되었으며 대표적인 活用現況은 표 1과 같다.

1984년에 EPRI는 MMS의 효과적인 활용과 補綴을 위해 BWNS(Babcock & Wilcox Nuclear Services)에 관리 및 販權을 위임하였고 현재 BWNS는 세계 각국의 29개 단체로 구성된 사용자 그룹과 連繫하여 프로그램의 개발 및 수정 보완을 遂行하고 있으며, 우리회사는 발전소 動的性能分析 업무의 基盤構築을 위해 89년부터 相關자료와 應用現況의 조사에 착수하여 技術評價를

거쳐 90년 12월에 BWNS사로부터 PC용 MMS를 導入하였다.

MMS는 발전소에서 사용되는 주요기기들의 형태와 설계사양을 고려하여 작성된 기본모듈들로 구성되어 있으며, 사용자는 이 모듈들을 이용하여 해석목적에 부합되는 모델을 작성한다.

MMS의 사용전언어는 ACSL(Advanced Continuous Simulation Language)이며 사용자는 이를 사용해서 해석을 위한 입력화일을 작성한다.

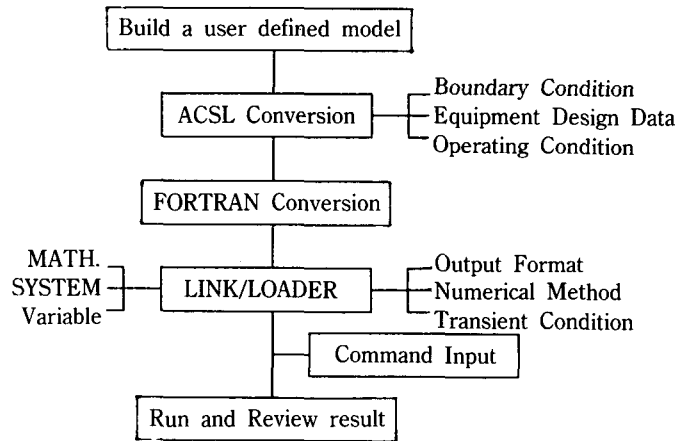


Fig. 1. Steps to build a model and analytical procedure

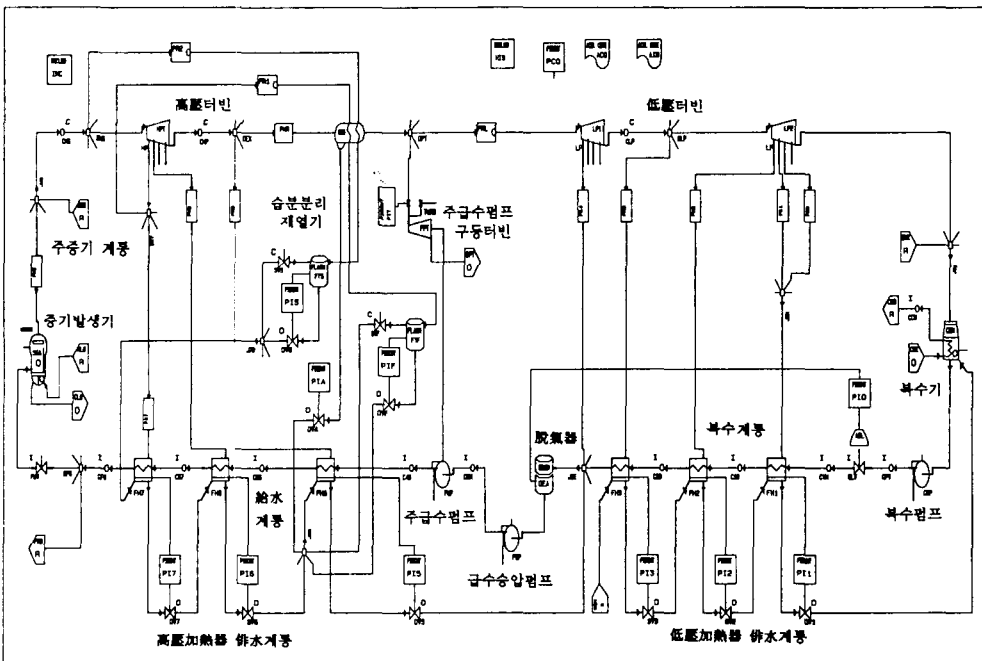


Fig. 2. Standard dynamic model of 1,000 MWe nuclear power plant

작성된 입력화일은 Fortran 프로그램 언어로 변환되고 사용자에 의해 해석의도에 맞도록 검토보완된 후 수치해석기법과 과도안전절차 및 해석결과물의 출력을 정의한 계산수행 명령어화일이 추가되어 전산해석이 수행된다.

일반적인 MMS의 구조와 절차는 그림 1과 같다.

본 論文에서는 현재 建設중인 영광 3&4호기 原子力發電所의 기기 사양과 설계 變數 檢證 및 制御係通 安定度 判別을 위해 MMS를 이용하여 영광 3&4호기 계통과 기기설계특성 값 및 제어개념을 반영한 1,000 MW급 원전의 解析標準모델을 작성하고 最大 保證定格運轉(MGR: 100% 출력)중 10% 階段負荷減拔(Step Load Decrease) 운전모드를 事例研究로 수행하여 해석결과와 분석의견[6]을 수록하였다.

2. 解析 標準모델 作成

최대 보증정격운전을 初期 平衡狀態로 하여 작성된 표준모델은 그림 2와 같고 표준모델 구성에 사용된 單位 계통의 概要[7]는 다음과 같다.

2-1. 주증기 및 터빈 계통

2-1-1. 주증기 계통

主蒸氣 계통은 電力生産을 위해 高壓 및 低壓터빈과 아래와 같은 계통에 증기발생기에서 生成된 주증기를 공급한다.

- 주급수 펌프의 구동터빈
- 2단 습분분리 재열기
- 터빈 밀봉 증기 계통
- 증기분사 공기추출 계통
- 보조증기 계통

이 계통은 定常運轉중 急擊한 負荷減拔에도 터빈이나 원자로 정지없이 공급되는 주증기를 복수기와 대기로 방출하여 출력을 輕減시킬 수 있도록 하는 터빈우회(Turbine By-Pass) 계통과 발전소 냉각 및 기동시 原子爐冷却材 계통에서 발생된 열을 除去할 수 있도록 주증기 대기배출밸브를 통해 주증기를 대기로 방출하는 기능을 갖는다.

최대 보증정격 운전중 터빈우회밸브와 대기배출밸브는 닫혀 있고 주증기는 주급수 펌프 터빈, 2단습분분리재열기, 증기분사 공기추출기 및 보조증기 계통에 공급되거나 밀봉계통, 보조증기계통 및 증기분사 공기추출 계통으로 공급되는 주증기 유량은 총 증기유량에 비해 아주 微小하므로 결과에 影響이 없을 것으로 판단되어 모델 구성에 반영하지 않았다. 또한, 10% 계단부하 감발운전에서는 터빈우회계통이 사용되지 않으므로 모델

구성에서 除外하였다. 아울러, 증기발생기 수위변화에 따른 급수계통 제어개념을 적절히 반영하기 위해 2대의 증기발생기로 流入되는 급수유량과 출구측 주증기 유량을 1/2로 하고 나머지는 境界條件으로 처리하여 증기발생기를 1대로 單純化 하였다.

2-1-2. 주터빈-발전기 계통

주터빈-발전기계통은 증기발생기로부터 증기를 공급받아 熱에너지의 일부를 電氣에너지로 轉換시키고, 열에너지의 또 다른 일부는 追氣 급수가열에 사용되며 기저부하(Base Load) 운전과 아래와 같은 부하추종(Load Following) 운전방식을 모두 受容할 수 있도록 설계된다.

1) 100%에서 15% 출력운전 사이의 어떤 운전모드에서도 10%의 계단부하변동 및 분당 5% 선형연속부하변동(Ramp Change)의 수용

2) 터빈이나 원자로 정지없이 100% 출력에서 所內 負荷까지 부하를 輕減

3) 過度한 출력감소 운전신호가 발생되어도 터빈이나 원자로 정지없이 50%까지 부하감발

4) 출력운전중 복수 및 급수 계통의 사고로 惹起될 수 있는 계통 隔離 운전시에도 터빈 및 원자로 정지없이 부하감발을 수용.

2대의 증기발생기에서 나온 증기는 4열의 터빈정지 밸브와 제어밸브를 통해 고압터빈에서 膨脹된 후 습분분리기 및 2단의 재열기를 지나고 再熱된 증기는 재열정지밸브와 중간 정지차단밸브를 통해 3대의 저압터빈에 공급된다.

고압터빈의 팽창단에서 추기된 증기는 6, 7번 급수가열기의 급수가열에 사용되고 저온재열관에서 추출된 증기는 5번가열기에 열을 提供하며 저압터빈으로부터의 추기는 탈기기와 1, 2, 3번 급수 가열기에 열을 공급한다.

최대 보증정격 운전중 터빈-발전기 출력은 1,049,461 KW이다.

2-2. 복수 및 급수 계통

복수 및 급수계통은 저압터빈과 급수펌프구동 터빈에서 排氣된 증기를 凝縮하고 온수조에 集結된 응축수를 복수펌프로 脫鹽裝置와 3열의 저압가열기를 거쳐 탈기기로 이송하며, 급수승압 펌프와 주급수 펌프로 급수를 2열의 고압가열기를 거쳐 증기발생기로 공급한다.

최대 보증정격 운전중에는 2열의 터빈구동 급수펌프와 급수승압 펌프가 각각 50%의 유량을 移送하고 복수펌프는 4대중 3대가 운전된다. 급수펌프 출구압력은 주증기 압력보다 40~50 psi 높게 유지되도록 급수 제어밸브에 의해 유량이 制御된다.

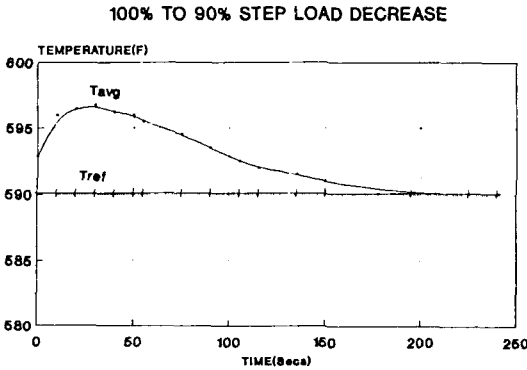


Fig. 3. Temperature deviation between T_{AVG} and T_{REF}

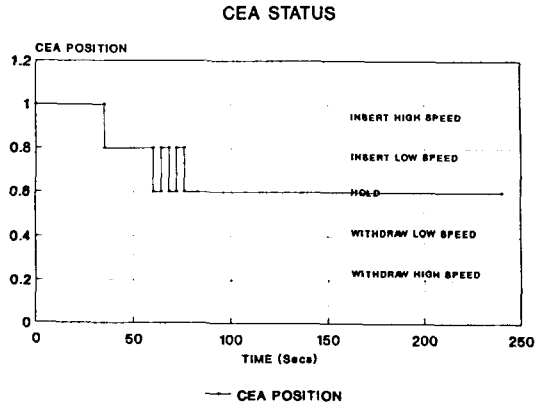


Fig. 5. Control rod assembly position

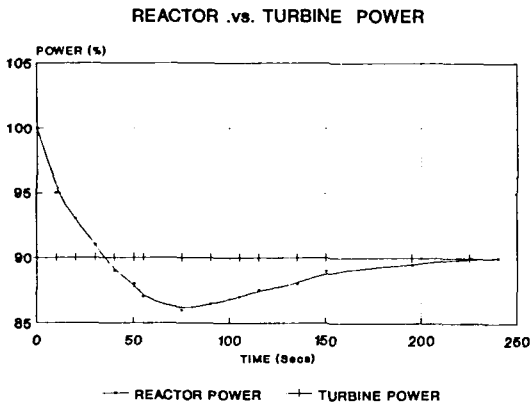


Fig. 4. Power deviation between reactor and turbine

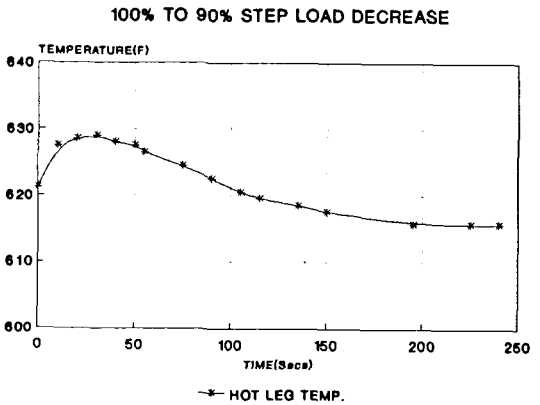


Fig. 6. Coolant temperature in hot-leg piping

2-3. 제어계통

2-3-1. 주급수 제어계통

급수 제어계통은 증기발생기에 적절한 양의 급수를 공급하여 증기발생기 水位를 設定値로 維持시킴으로써 증기발생기가 최적상태에서 운전될 수 있도록 하며 증기발생기 수위, 급수 및 주증기 유량의 3가지 工程變數를 이용하여 증기발생기로 유입되는 급수유량을 Economizer 및 Downcomer 급수 제어밸브의 開度와 주급수펌프의 회전속도로 조절하는 複合制御방식을 채택하고 있다.

해석모델에서는 주급수제어계통이 터빈의 부하변동에 따라 증기유량, 급수유량 및 증기발생기 수위가 均衡을 이루어 設定된 連轉水位를 유지하도록 구성하였다.

2-3-2. 脫氣器 수위 제어 계통

脫氣器 수위제어 계통은 탈기기에 유입되는 복수유량과 탈기기에 유출되는 급수유량 및 탈기기에 유입되는 3가지 변수에 따라 탈기기로 유입되는 복수유량이 조절되도록 하는 複合制御방식을 적용하여 모델을 구성

하였다.

2-3-3. 加熱器 排水 제어 계통

고압 및 저압가열기 배수는 가열기 내부의 응축수 수위에 따라 배수 제어밸브 개도가 조정되어 배수유량을 제어할 수 있는 單純制御방식을 적용하여 모델을 구성하였다.

3. 解析 事例

해석목적에 맞도록 증기발생기를 포함한 2차측 전체통이 반영된 1000 MWe급 원전의 동적성능분석용 표준모델(그림 2 참조)을 작성하고 활용기법 및 절차확립을 위해 최대 보증정격운전중 10% 터빈부하감발을 사례연구로 수행하였다.

3-1. 10% 階段負荷 감발시 1차 계통의 천이운전 터빈부하의 10% 감발 후에 터빈 제어밸브 개도 감

Table 2. Comparison of initial steady state variables with MGR Heat balance data

System Properties		Heat balance data	Calculated Values	Error (%)	System Properties		Heat balance data	Calculated Values	Error (%)	
Main steam system	Flowrate	12,692,373	12,696,107	+0.0286	1st stage extraction steam from low pressure turbine	Flowrate	242,728	243,721	+0.4091	
	Enthalpy	1,190.0	1,190.25	+0.0210		Enthalpy	1,197.2	1,197.16	+0.0033	
	Pressure	1,070	1,070.91	+0.0850		Pressure	47.3	47.28	+0.0423	
Steam Properties at 2nd stage reheater inlet	Flowrate	579,023	585,784	+1.168	2nd stage extraction steam from low pressure turbine	Flowrate	258,732	258,414	-0.1229	
	Enthalpy	1,190.0	1,190.25	+0.0210		Enthalpy	1,154.9	1,154.88	-0.0017	
	Pressure	1,005.9	1,006.05	+0.0149		Pressure	26.3	26.8	+0.0190	
Steam Properties at high pressure turbine inlet	Flowrate	12,113,350	12,113,230	-0.0277	3rd stage extraction steam from low pressure turbine	Flowrate	439,618	439,355	-0.0598	
	Enthalpy	1,190.0	1,190.25	+0.0210		Enthalpy	1,112.5	1,112.46	-0.0036	
	Pressure	1,037	1,037.88	+0.0849		Pressure	14.1	14.41	+2.1990	
1st stage extraction steam from high pressure turbine	Flowrate	880,753	877,694	-0.3473	4th stage extraction steam from low pressure turbine	Flowrate	77,509	77,499.4	-0.0124	
	Enthalpy	1,137.0	1,137.27	+0.0237		Enthalpy	556.8	556.43	-0.0665	
	Pressure	467.0	468.18	+0.2527		Pressure	7.56	7.58	+0.2646	
2nd stage extraction steam from high pressure turbine	Flowrate	768,353	768,212	-0.0184	5th stage extraction steam from low pressure turbine	Flowrate	393,084	393,018	-0.00168	
	Enthalpy	1,098.2	1,098.53	+0.0300		Enthalpy	871.3	871.3	0.0	
	Pressure	258.9	257.91	-0.3824		Pressure	3.89	3.91	+0.5141	
3rd stage extraction steam from high pressure turbine	Flowrate	601,232	611,015	+1.6272	Exhaust from low pressure turbine	Flowrate	6,331,555	6,329,927	-0.0404	
	Enthalpy	1,061.9	1,062.43	+0.0499		Enthalpy	987.1	987.12	+0.0020	
	Pressure	136.0	137.11	+0.8162		Pressure	0.734	0.736	+0.2725	
Steam properties at 1st stage reheater inlet	Flowrate	635,148	622,706	-1.9589	Condensate pump suction	Flowrate	7,663,354	7,638,523	-0.3243	
	Enthalpy	1,137.0	1,137.27	+0.0237		Enthalpy	59.7	59.67	-0.0502	
	Pressure	443.9	446.05	+0.4843		Pressure	525	527.41	+0.4590	
Steam properties at moisture seperator	Flowrate	9,220,498	9,230,610	+0.1096	Condensate pump discharge	Enthalpy	61.6	61.6	0.0	
	Enthalpy	1,061.9	1,062.43	+0.0499		Enthalpy from 1st L.P.NTR	114.0	112.38	-1.421	
	Pressure	136.0	136.67	+0.4926		Enthalpy from 2nd L.P.HTR	172.8	171.23	-0.9086	
Drain from moisture seperator	Flowrate	1,340,234	1,338,584	-0.1294	Enthalpy from 3rd L.P.HTR	Enthalpy from Deaerator	243.5	243.46	-0.0164	
	Enthalpy	322.0	323.02	+0.3168		Drain from 1st L.P.HTR	Flowrate	1,168,943	1,169,021	+0.0049
	Pressure	135.0	137.25	+1.6667		Enthalpy	72.1	72.08	-0.0277	
Drain from 1st stage reheater	Flowrate	577,406	585,786	+1.4513	Drain from 2nd L.P.HTR	Flowrate	698,350	696,746	-0.2297	
	Enthalpy	432.5	434.53	+0.4694		Enthalpy	122.8	122.97	+0.1384	
	Pressure	431.2	443.94	+2.9545		Drain from 3rd L.P.HTR	Flowrate	258,732	257,930	-0.3100
Exhaust from 1st stage reheater	Flowrate	37,741	36,920	-2.1754	Enthalpy		181.7	181.94	+0.1321	
	Enthalpy	1,137.0	1,137.27	+0.0237	Discharge from feed-water booster pump		Pressure	640	643.821	+0.5970
	Orain from 2nd stage reheater	Flowrate	567,869	569,355		+0.2617	Enthalpy	245.7	245.683	-0.0069
Enthalpy		542.2	542.58	+0.0701		Discharge from main feedwater pump	Pressure	1,397	1,255	-10.16*
Pressure		997.6	1,006.1	+0.8520	Enthalpy		248.5	247.91	-0.2374	
Exhaust from 2nd stage reheater	Flowrate	11,353	11,429	+0.6694	Enthalpy from 5th H.P.HTR		316.9	317.32	+0.1325	
	Enthalpy	1,190.0	1,192.92	+0.2454	Enthalpy from 6th H.P.HTR	316.9	370.35	+0.1217		
	Steam properties at low pressure turbine inlet	Flowrate	7,743,227	7,782,394	+0.5046	Enthalpy from 7th H.P.HTR	430.7	431.06	+0.0836	
Enthalpy		1,286.1	1,286.07	-0.0023	Drain from 5th H.P.HTR	Flowrate	4,795,485	4,803,900	+0.1755	
Pressure		128.2	128.83	+0.4914		Enthalpy	256.2	255.77	-0.1678	
Steam properties at main pump turbine inlet	Flowrate	137,038	109,721	-19.93*		Drain from 6th H.P.HTR	Flowrate	2,232,770	2,231,700	-0.0479
	Enthalpy	1,286.1	1,286.07	-0.0023	Enthalpy		325.5	325.67	+0.0307	
	Pressure	126.6	133.19	+5.205*	Drain from 7th H.P.HTR		Flowrate	1,463,417	1,463,500	+0.0057
Exhaust from main pump turbine	Flowrate	137,038	109,721	-19.93*		Enthalpy	379.5	379.91	+0.1080	
	Enthalpy	1,021.3	1,028.03	-0.6590		Feedwater flowrates	Flowrate	12,698,891	12,696,994	-0.0228
	Pressure	1.228	1.228	+0.0	Generator Power		1,049,461	1,073,499	+2.2905	
Main pump speed	4,800	4,302	-10.38*							

Units : Flowrates(lb_m/HR), Enthalpy(Btu/lb_m), Pressure(Psia), Pump speed(rpm), Power(KW_e)

소로 증기발생기 吐出流量이 작아지고, 따라서 증기발생기 내에서 1차측으로부터 열교환되는 단위 시간당 熱流速이 작아지게 되어 고온배관로(Hot Leg)내 냉각재의 溫度가 상승하게 되면, 그림 3과 같이 냉각재 平均溫度(T_{AVG})와 터빈부하에 대한 냉각재 比較溫度(T_{REF}) 사이에 偏差가 발생된다.

온도편차가 최대가 되고 평균온도의 勾配가 負反應度(-)를 가지면 制御棒의 插入신호가 발생, 삽입되는 제어봉다발에 의해 온도편차는 줄어든다.

또한, 즉각적인 터빈부하감발에 따라 작동된 리드(Lead)제어봉에 의해 감발된 원자로 출력과 터빈운전 부하에 따라 요구되는 원자로출력 사이에 그림 4와 같이 偏差가 발생되고 원자로 출력 勾配가 正反應度(+)를 가지면 제어봉 引出 信號가 발생되어 시간이 지남에 따라 信號가 서로 反復交叉되고 서로 相殺될 때 제어봉의 위치는 그림 5와 같이 固定되게 된다.

이와 같이 계산된 냉각재의 평균온도구배를 적용하여 10% 계단부하 감발시 1차측 고온배관로 내유체의 온도변화를 그림 6과 같이 推定, 경계조건으로 처리하였다.

3-2. 最大 保證負荷 운전에서 平衡條件 檢證

최대 보증정격 熱平衡圖에 나타나 있는 기기 운전 常態量 값과 標準모델에 의해 계산된 初期 평형 값을 비교하여 표 2로 要約하였다.

최대 보증정격운전에서 급수계통의 관로와 제어밸브 및 열교환기의 압력손실과 증기발생기 출구압력(1,070 Psia)과 주증기유량(12,692,373 lb_m/HR)을 고려하여 주 급수펌프의 토출압력을 1,255 Psia(열평형도: 1,397 Psia)로 人力하였으므로, 可變速 주급수펌프의 구동을 위해 구동터빈에 필요한 증기유량이 109,721 lb_m/HR(열평형도: 137,038 lb_m/HR)로 계산되어졌다.

따라서 펌프 회전속도도 4,302 rpm(밸브만개운전시 4,900 rpm)으로 계산되어졌으며, 이와 같은 차이는 機器와 管路사양을 반영한 실제입력자료와 熱平衡圖에

표기된 펌프토출 압력의 偏差에 의해 발생된 誤差이므로 動的性能 분석결과에 영향이 없을 것으로 생각된다. 위와 같은 사유로 발생된 주급수펌프 구동터빈에 공급되는 증기유량에 의한 오차(표 2의 *표시 참조) 이외에 최대 보증출력 열평형도와 MMS로 계산된 초기 평형치를 比較하였을 때, 표 2에서 보는 바와 같이 최대 오차가 3% 미만이므로 標準모델 작성에 사용된 應用 技法과 입력된 機器設誠값이 謫正하였던 것으로 判斷 된다.

3-3. 動論 性能分析 遂行

100% 부하에서 60% 부하로 감발되는 급격한 부하 변동운전에 허용되는 방식은 8%/초의 Set Back이 있

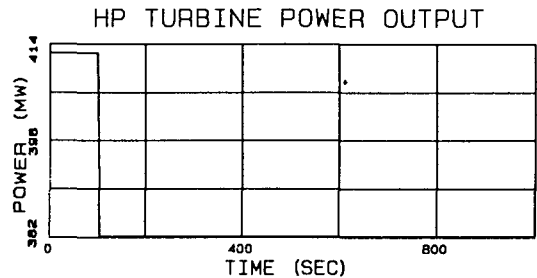


Fig. 7. High pressure turbine power variation

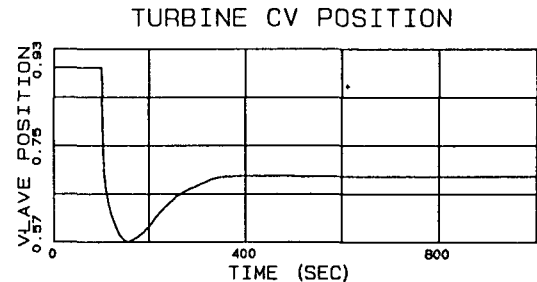


Fig. 8. High pressure turbine control valve opening position

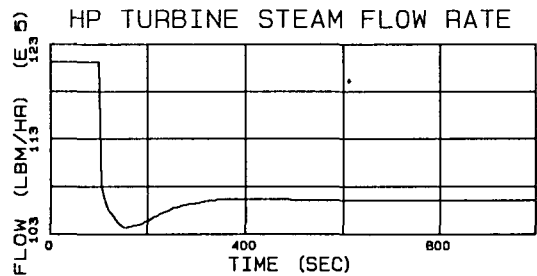


Fig. 9. Main steam flowrates at high pressure turbine inlet

Table 3. Computation scenario for 10% Step load decrease operation

Time(Seconds)	Scenario
0~100	Confirm the initial steady states at MGR operation
100~105	Turbine load decrease with 2.2 %/sec run-back
105~400	10 % step decrease operation
400~1,000	Confirm the steady operation at 90 % load.

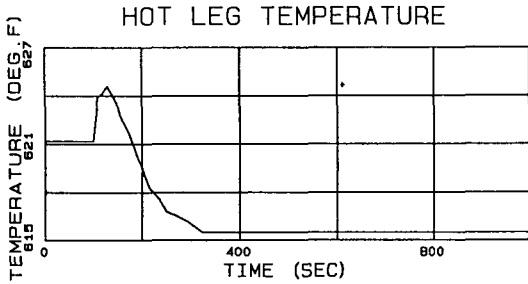


Fig. 10. Coolant temperature in hot-leg piping

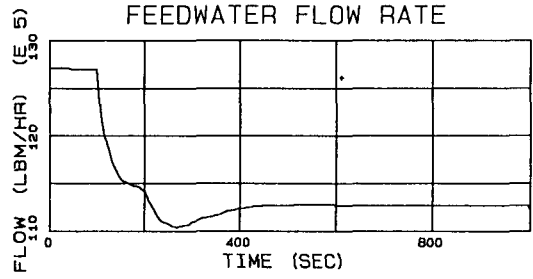


Fig. 13. Feedwater flowrates at steamgenerator inlet

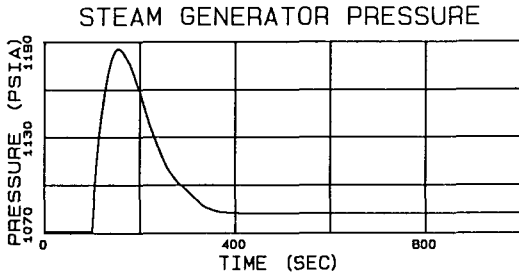


Fig. 11. Pressure variations at steamgenerator discharge

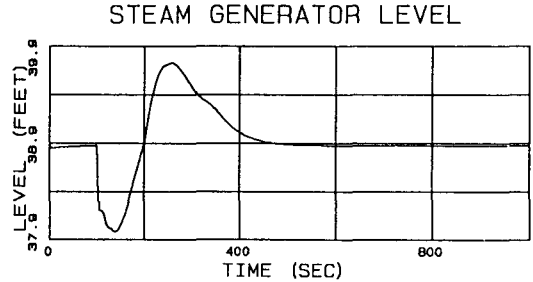


Fig. 14. Steamgenerator level variation

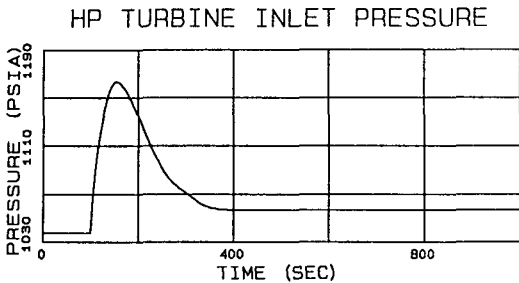


Fig. 12. Pressure variations at high pressure turbine inlet

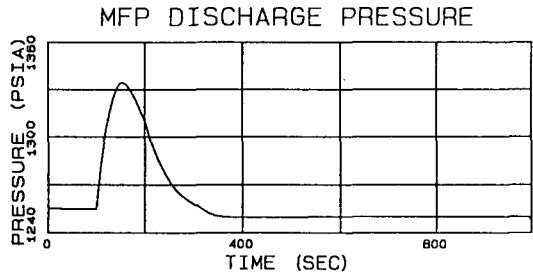


Fig. 15. Pressure variation at main feedwater pump discharge

으나, 영광 3&4의 경우 급수펌프 1열 非常停止되는 운전모드 이외에는 Set Back이 許容되지 않으므로 본문에서 운전사례로 선정된 10% 계단 부하감발 운전 모드에서는 2.2%/초의 Run Back 운전방식을 適用하였다.

분석에 적용된 최대 보증부하 운전중 10% 계단부하 감발에 대한 운전절차는 표 3과 같다.

4. 結果 및 檢討

最大 保證定格 운전중 해석시간 100초에서 10% 계단부하감발이 始作되면 터빈출력은 초당 2.2% Run-

Back으로 감발(그림 7)되고 이에 따라 터빈제어밸브의 개도(그림 8)가 급격히 줄어들어 고압터빈으로 유입되는 주증기유량이 減少(그림 9)된다.

급격히 감소된 주증기 유량으로 증기발생기 내 1차 측으로부터 열교환되는 단위시간당 열유속이 작아지게 됨에 따라 고온배관로 내 冷却材의 온도(그림 10)가 감발운전 시작후 35초까지 上昇하게 되고 이로 인해 증기발생기 出口 압력(그림 11)과 고압터빈 入口압력(그림 12)이 올라가고 상대적으로 증기발생기로 流入되는 급수유량(그림 13)이 감소됨에 따라 증기발생기의 水位(그림 14)는 줄어들게 된다.

감발운전이 시작된 35초이후 1차측 냉각재온도 勾配가 負反應度(-)를 가지게 되고 이에 따라 제어봉 삽입이

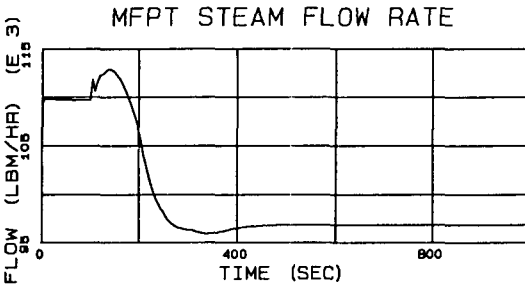


Fig. 16. Steam flowrates at main pump turbine inlet

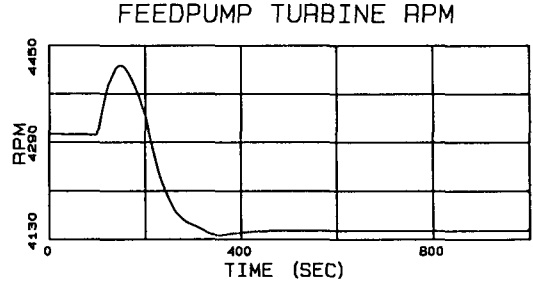


Fig. 18. Main pump rotational speed variations

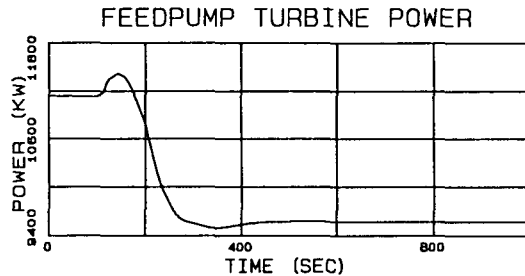


Fig. 17. Main pump turbine power variations

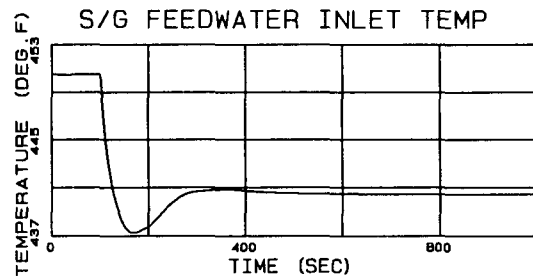


Fig. 19. Feedwater temperature variation at steamgenerator inlet

개시되면 高溫配管路 내 冷却材 溫度는 320초까지 서서히 줄어들어 減拔에 의한 전체 계통의 過度現象은 安定되고 400초 후 90% 出力에 대한 正常狀態 運轉을 하게 된다.

증기발생기 水位를 운전 설정치 이내로 維持할 수 있도록 급수유량과 주증기유량을 變數로 하여 複合制御되는 급수계통은 過導初欺 증기발생기내 壓力上昇과 水位減少로 보다 높은 펌프출구 壓力(그림 15)이 요구된다. 따라서 천이운전 초기에 구동터빈으로 流入되는 증기유량(그림 16)의 증가로 구동터빈출력(그림 17)과 회전속도(그림 18)의 증가가 유발된다. 아울러, 急擊히 감소된 주증기 유량으로 증기발생기로 유입되는 급수 유량은 감소되나, 시간이 지남에 따라 1차측 冷却材 溫度가 줄어들고 증기발생기로 유입되는 급수온도(그림 19)가 낮아지므로 감소된 증기발생기 수위는 正常狀態로 復元되면서 급수계통을 비롯한 2차측의 천이 운전 상태가 安定되기 시작한다.

最大 保證定格 運轉중 10% 階段負荷 減拔운전시 순간적인 터빈부하 감소로 발생된 過度現象은 초기 35초간 1차측 냉각재온도 상승을 야기시켜 전체통에 운전 상태량의 변화가 초래되다가, 원자로 내 제어봉의 위치가 調轉되고 이후 225초간 계통이 安定되면서 발전소는 90% 出力(969,236 Kw_e)의 正常狀態 運轉을 하게 된다.

5. 결 론

본 研究에서는 EPRI에서 도입한 전산프로그램 MMS를 活用하여 1000 MW. 원전의 전체통을 반영한 標準모델을 작성함으로써 發電所 動的性能 分析의 基礎를 만들었다. 그리고 계통과 기기설계값 및 응용기법을 검증하기 위해, 기작성된 표준모델을 사용하여 10% 계단부하 감발운전에 대한 동적성능분석을 事例研究로 修行하였다.

향후 작성된 標準모델을 이용하여 다양한 運轉모드(階段 및 線型負荷減拔, 日日負荷追從運轉) 상태에서의 동적 성능분석을 수행하고 시운전 實測資料와 비교를 통해 모델 및 해석결과물을 檢證할 計劃이다.

작성된 표준모델은 증기발생기를 포함한 2차측 전체 계통의 主要機器와 制御系通이 반영되어 있으며, 계통 구성이 다른 발전계통이라 하더라도 부분적인 수정 및 보완으로 動的性能分析을 수행할 수 있도록 구성되어 있다. 따라서, 현재 商業運轉 중인 發電所의 경우에 작성된 標準모델을 活用하여 계통설계자료와 기기 사양을 수정, 入力하고 다양한 운전모드에 대해 동적성능을 分析할 수 있다.

이렇게 하여 얻어진 전산결과물을 실제 운전 중에 계측된 운전이력과 比較를 통하여 현재통의 健全性과 機器의 效率評價 및 壽命豫測을 遂行할 수 있으리라

판단된다.

참고문헌

1. C.W. Taft, J.N. Sorge, "Modeling of Lansing Smith Unit 2", Southern Company Services, presented at Modular Modeling System Code Release Workshop held by EPRI, April 20-22, 1983.
2. W.R. Barcelo, B.J. Claasson, W.W. Lommon, C.W. Sanders, "A Dynamic Model of the Middle South Utilities System Coal-Fired Unit", Middle South Services, presented at Modular Modeling System Code Release Workshop held by EPRI, April 20-22, 1983.
3. W.E. Bennett, S.W.W. Shore(Bechtel), L.P. Smith (B&W) "Mystic 7 Simulation Report in Modular Modeling System Validation : Transients in Fossil and Nuclear Power Plant" EPRI CS/NP-2945, March, 1983.
4. Louis Percello, M. Hoskote, "Modeling Potomac River Generating Station Unit 4", EPRI RP 1184-4, presented at Modular Modeling System Code Release Workshop held by EPRI, April 20-22, 1983.
5. A. Hashemi, F. Wong, "Dynamic Simulation of a Fossil Power Plant For Low Load And Cycling Operation", presented at ASME/IEEE Power Generation Conferences, Milwaukee, Wisconsin, October 20-24, 1985.
6. 한국전력기술주식회사 "발전소 동적성능에 관한 연구(3단계)-최종보고서" (1992).
7. 한국전력공사, "발전소 계통설명서" (1992).