2000 추계학술발표회 논문집

한국원자력학회

SMART Main Coolant Pump 회전체 동특성 해석

Dynamic Analysis of the Rotor of SMART Main Coolant Pump

박종혁, 박진석, 김종인

한국원자력연구소
대전광역시 유성구 덕진동 150

요 약

냉각재 순환펌프(MCP)는 SMART 원자로의 핵심 기기로서 고온, 고압의 작동 유체에서 사용되며 10년 이상의 장 수명이 요구된다. 초기 설계 단계부터 MCP 회전체의 동특성을 파악하고 안정여유를 충분히 확보하기 위한 구조 및 구성품 설계 반영이 필요하다. 특히 위험속도 여유가 최대화되도록 고유진동수를 배치함으로서 과도한 진동을 피할 수 있다. 이 논문에서는 MCP 회전체 설계 중 발생되는 형상과 관련 치수를 최적화하고자 유한요소법(FEM)과 엄밀한 동적요소법(EDSM)을 적절히 원용하여 모델링 및 해석하였다.

Abstract

A main coolant pump(MCP) is an essential device of the SMART integral reactor and required to be used in high temperature and high pressure working fluid during 10 more years. Therefore, it is needed to reflect considerations in the design of MCP structure and component from the early design phase to keep enough stability margin by obtaining the dynamic characteristics of the MCP rotor. Especially, excessive vibration can be escaped by allocating natural frequencies properly from running speeds to get maximum critical speed margin. In this paper, modeling and analysis utilizing FEM and ESDM to optimize the size and configuration of MCP rotor is accomplished.

1. 서 론

냉각재 순환펌프(MCP)는 SMART 원자로의 안전운용에 핵심적인 기기 중 하나로서 고온, 고압의 작동 유체에 잠긴 채로 사용되며 10년 이상의 장 수명이 요구된다. 이러한 환경에서 펌프가 요구 수명동안

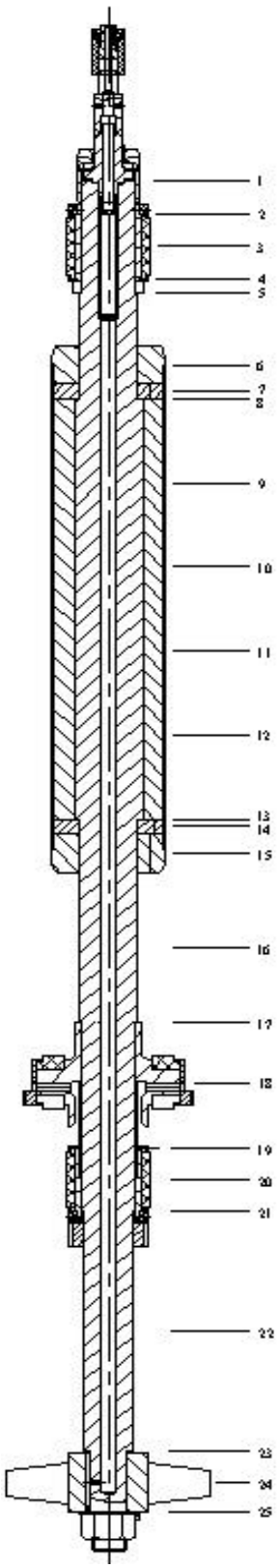

Fig. 1 MCP rotor

안전하게 사용될 수 있으려면 적합한 소재 선정과 더불어 설계 초기부터 진동 수준 및 안정성에 대한 예측을 통하여 구조 및 구성품 설계에 고려되어야 한다

MCP 회전체계는 동특성에 영향을 주는 여러 부착 부품과 형상이 있다. 즉, 수직침수 상태로 사용되는 회전축계는 작동유체 베어링, 주 및 보조 임펠러, 캔드모터로 구성되어 있다. 축은 기포배출을 위해 내부 구멍을 가지며 하우징과 비교적 작은 공극(gap)을 가지는 곳이 있다.

보조 임펠러에 의해 생성된 작동유체의 축 방향 유동과 2차 냉각수와의 열전달을 통하여 축 주변온도는 위치에 따라 70 ~ 305 C이고 압력은 물이 끓지 않는 압력으로 유지된다. 이러한 특성은 소재의 강성과 더불어 동특성 모델에 영향을 준다.

수평형 회전체는 자중에 의해 편심된 저널과 베어링 면 사이에 축의 회전 시 작동유체에 의한 수력학적 압력, 즉 쐐기막 압력(wedge film pressure)이 생기고 이 압력의 합력이 자중을 포함한 외력과 평형되는 위치에서 안정된다. 수직형 회전체는 수평형 회전체에서의 자중과 같은 베어링 예압(preload)이 없으므로 유체력이 작용하는 일정한 자세각(attitude angle)을 가지기 어렵다. 따라서 수평형 회전체의 저널 중심이 일종의 반원을 따라 이동하는 것과 달리 수직형 회전체는 원형으로 움직인다.

MCP 베어링은 경계마찰과 고온환경을 고려하여 흑연과 세라믹을 소결한 건조 마찰재를 저널 및 하우징에 사용한다. 저널부에는 원주방향으로 12개의 세라믹 봉들이 압입되었고 세라믹 봉 사이는 수직방향 유체 유동을 위한 슬롯이 만들어졌다. 이런 형상이나 부품 등 요소의 설계는 회전체계의 동적안정성에 영향을 주는 특성을 가지므로 적절하게 설계되어야 한다. MCP 베어링 작동유체는 낮은 점성의 고온의 물로서 베어링 강성과 감쇠를 증대하기 어렵다. 따라서 불균형력 등의 가진력의 크기에 따라 베어링에서 완전유체윤활을 벗어나 특히 펌프의 기동 및 멈춤 시 또는 진동이 과대시 저널과 베어링 하우징에 결합된 세라믹 재질이 서로 마찰 접촉됨으로서 경계윤활이 발생할 가능성이 있다. 그러나 정상 사용조건에서 베어링은 완전유체 윤활이 되어야 하며 경계윤활의 가능성을 야기시키는 요소를 사전에 제거해야 한다.

임펠러에서는 수력학적 부하와 날개에 의한 가진이 발생한다. 모타에서는 전자기력 가진이 발생할 수 있다. 일반적으로 유도형 캔드 모타는 전기적 원인에 의한 가진이 적으나 가공 및 조립 오차에 의해서 비대칭(asymmetry) 특징과 불균형이 발생할 수 있다. 축 내부 구멍은 작동 유체의 함입으로 불안정한 진동을 야기할 수 있다. 작은 외부 공극은 부하 및 강성효과 가 있으며

고유진동수를 저하시킬 수 있다. 긴 회전축은 낮은 굽힘 및 비틀림의 고유진동수를 가질 수 있고 가공 시 초기 굽힘이 발생하기 쉽다.

본 논문에서는 MCP의 회전체 특성요소를 모델링하여 해석함으로서 설계 중 발생되는 형상과 관련 치수를 최적화하고자 다음과 같은 회전체 해석을 수행하였다. 모델링과 해석에는 유한요소법(FEM)[1]과 엄밀한 동적요소법(EDSM)[2]을 적절히 원용하였다.

2. 회전축 고유진동수 해석

회전 축 모델링

MCP 회전축의 동특성을 정확하게 예측하기 위하여 회전체와 주변구조의 크기 및 형상에 의해 주어질 수 있는 특성을 정확히 모델링 하는 것이 필요하다. MCP의 축 회전체는 Fig. 1과 같으며 진동 해석을 위한 모델은 Table 1과 같이 24개의 Timoshenko이차원 보 요소를 사용하였다. 이때 해석에 사용된 재료의 물성치는 Table 2, 3와 같다.

Table 1 Elements of the MCP rotor model

Element no.	Length(mm)	Outer Dia.(mm)	Inner Dia.(mm)	Temp.(Degree)
1	35	52	20	70
2	33	80	20	70
3	33	80	20	70
4	15	52	20	70
5	75	55	16	70
6	27	55	16	70
7	8	55	16	70
8	87	91	16	70
9	87	91	16	70
10	87	91	16	70
11	87	91	16	70
12	87	91	16	70
13	8	55	16	70
14	27	55	16	70
15	98	55	16	70
16	78	55	16	70
17	62	80	16	70
18	67.5	80	16	70
19	33	49	16	100
20	33	49	16	100
21	124	46	16	100
22	124	46	16	300
23	32	35	16	300
24	30	35	0	300

축 모델에서 MCP 내부의 축 방향 온도 분포를 회전축의 강성계수의 변화로 고려하였다. 회전축의 모터 회전자부분에 조임 결합된 구리봉의 부가 굽힘강성효과를 유효 직경으로 고려하였고 반경베어링부의 세라믹 봉은 강성계수가 축의 그것과 유사하고 축과 조임결합이 되므로 축과 같은 것으로 고려하였다.

그 외의 다른 부분은 리테이너 등 체결수단에 의해 축에 조립/체결되므로 각 노드에 질량과 관성 및 관성모멘트로서 부가되는 것으로 고려하고 그 값은 다음 Table 4와 같다. 반경방향 관성모멘트는 극관성 모멘트의 1/2를 취하였다. 모델의 물성치에 의해 현재의 설계형상에서 축 무게는 37.581kg, 축에 조립된 부품의 무게는 27.639kg으로 총 약 65.300kg이다

Table 2 Densities of the materials used for the MCP rotor

Material	Density, kg/m^3	Usuage
SUS 321	7840	Shaft, Pump housing,Impeller
Alnico magnet steel	7000	Magnet sensor for rotation
Graphite sintered silicon carbide	2600	Journal wear protection
Copper	8900	Motor wire
Silicon steel	7650	Motor stator core
Water	1000	Working fluid

Table 3 Properties of the MCP rotor shaft

Material	Density kg/m^3	Young's Modulus N/m^2	Shear Modulus, N/m^2	Shear factor
SUS 321	7840	$2*10^{11}$	$8*10^{10}$	0.9

베어링 지지 강성 변화에 따른 회전축의 고유진동수 변화

회전체 설계과정에서는 축의 정적 설계를 마친 후 베어링과 축의 조합이 최적화되도록 축 강성에 베어링의 강성을 마추어 결정하고 축에 존재하는 불안정 요소를 고려하여 회전체에 불안정성이 야기되지 않도록 베어링의 감쇠 크기를 결정한다. 또 필요 시 베어링 강성의 이방성을 증대시켜줌으로서 축의 선회진동 에너지가 최소화하도록 베어링을 설계한다. 이렇게 결정된 베어링의 동특성에 따라 베어링 제작변수 값을 결정한다. 축의 각 부위 형상과 치수는 요구 기능에 의해 결정되고 변동의 가능성이 적기 때문에 적절한 베어링의 설계는 회전체계의 운전을 원활하게 수행하는데 중요한 기능을 한다. 베어링 강성을 축의 강성에 마추어 설계하는데 참고하기 위하여 다음과 같이 베어링 강성계수가 변화 할 때 축의 위험속도의 변화를 보았다. Fig. 2는 비감쇠 등방성 베어링이 사용될 경우 베어링 강성에 따른 위험속도선도(critical speed map)를 보여준다. 두 점선은 운전속도를 나타낸다. 이 그림은 베어링 강성의 조절에 의한 위험속도 배치를 위하여 사용될 수 있으며 운전환경에서 위험속도의 분포를 알 수 있다.

베어링의 강성에 의해 결정하는 축의 강체모드에서는 베어링의 강성 변화에 따라 대체로 선형적으로 변화가 있는 반면 상부 2개의 축의 유연모드에서는 베어링의 강성이 10^6 N/m이상에서 다소 변화를 보이고 그 이하에서는 베어링 강성이 변화해도 고유진동수가 그다지 변동되지 않음을 확인할 수 있다. 처음 두개의 모드가 축의 강체모드이므로 베어링의 감쇠와 같은 축 외부 감쇠에 의해 진동의 진폭이 조정될 수 있다. 운전 구간내에 유연 모드가 없으므로 축의 재질 감쇠(Material damping) 또는 끼워맞춤부위의 감쇠효과는 큰 영향을 주지 못한다. 따라서 내부감쇠에 의한 불안정 요인은 적다고 할 수 있다.

Table 4 Added properties to each node of the MCP rotor model

Node No.	Mass(kg)	Polar Moment of Inertia, kg-m^2	Parts
1	1.518	-	Speed sensor magnet/Adapter
2	0.199	-	UBR upper retainer
3	0.982	-	UBR rotor
4	0.052	-	UBR lower retainer
6	1.970	0.003605	Motor end ring
7	0.304	0.001530	Copper ring
8	1.015	0.004120	Copper bar
9	2.031	0.005655	Copper bar
10	2.031	0.005655	Copper bar
11	2.031	0.005655	Copper bar
12	2.031	0.005655	Copper bar
13	1.015	0.004120	Copper bar
14	0.304	0.001530	Copper ring
15	1.970	0.003605	Motor end ring
18	6.288	0.017390	Axial bearing
19	0.143	-	LBR retainer
20	1.684	-	UBR rotor
21	1.230	-	LBR retainer
24	1.333	0.008102	Impeller
25	0.641	-	Impeller head

회전 속도에 따른 고유진동수의 변화

일반적으로 회전축의 고유진동수는 회전수의 함수이고 회전수의 변화에 따른 고유진동수를 표현한 Campbell diagram 을 만드는 것이 편리하다. Fig. 3은 MCP 구동속도 구간을 포함하는 500 ~ 4500 RPM에서 회전속도에 따른 최하위 3개의 유연굽힘모드 고유진동수의 변화를 보인 Campbell diagram 이다. 가로축의 회전속도에 대한 세로축의 위험속도 민감도를 보여준다. 점선은 축이 회전하는 경우 편심이나 외부하중으로 인해 축의 회전수와 동일한 주파수를 갖는 동하중을 받게되는 1X 동조 가진선을 나타낸다. 각 모드는 전방 및 후방 선회 모드를 가지나 하위 2개 모드는 회전속도에 따른 전방 및 후반 선회 진동수의 분리가 잘 식별되지 않고 3번째 모드만 고유모드 분리가 다소간 발생함을 볼 수 있다. 이것은 회전 축에 큰 관성모멘트를 가지는 디스크 요소가 없고 베어링의 특성도 속도에 무관하게 일정하게 두었기 때문이다. 이것은 베어링의 사양과 같은 회전체 세부 모델이 확정될 때 조금 변동될 수 있다. 운전 구간에서 유연모드 고유진동수가 존재하지 않고 강성 축이 된다는 것을 알 수 있다.

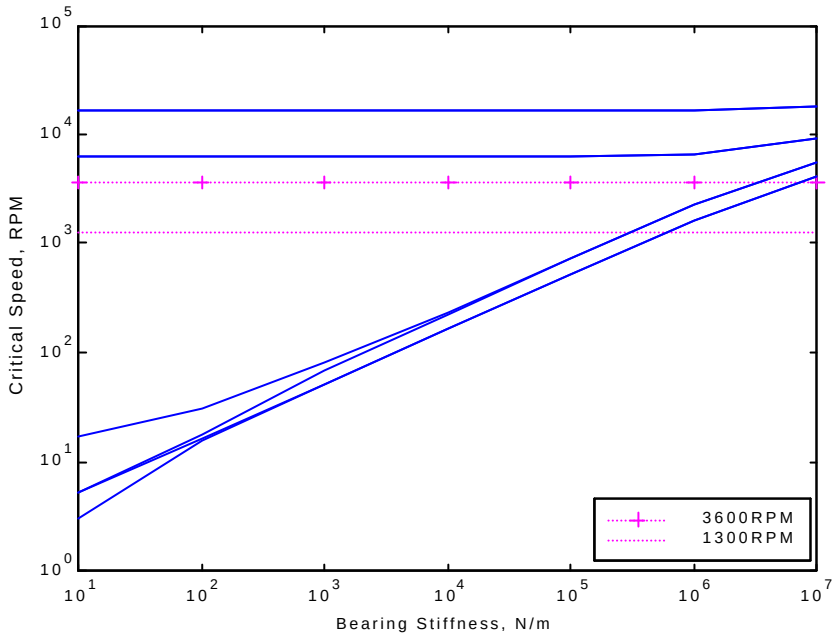

Fig. 2 Undamped critical speed diagram by changing the bearing support stiffness

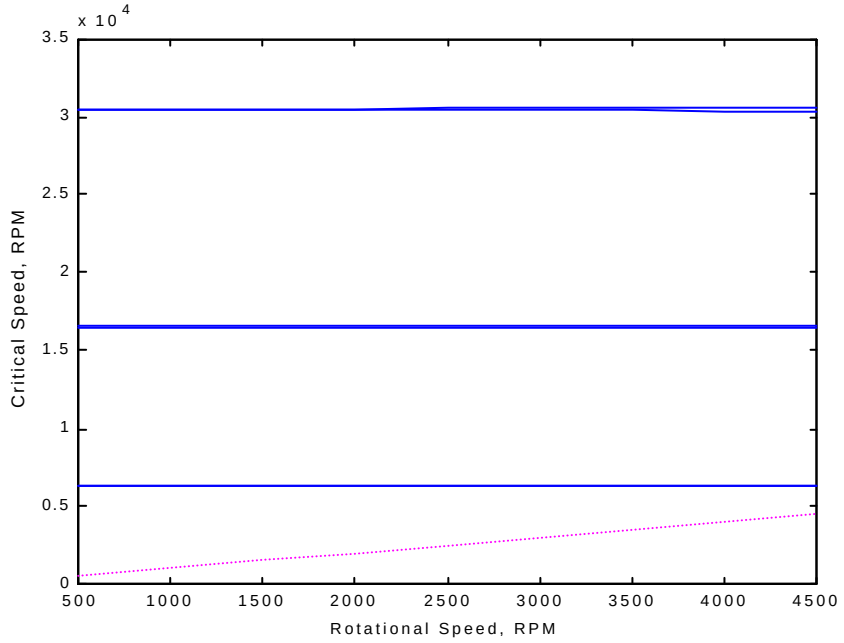

Fig. 3 Campbell diagram of the MCP rotor

Table 5 Variations of the natural frequencies by changing inner hole diameter in the MCP rotor

Hole dia.(mm)		12	16	20	24	28	32
Shaft mass(kg)		38.56	37.58	36.33	34.80	32.99	30.90
Bending mode freq. (RPM)	3B	6128.3	6162.3	6191.0	6201.2	6172.7	6068.4
	3F	6285.4	6322.3	6355.0	6370.6	6349.6	6258.4
	4B	16284.0	16331.1	16350.6	16306.3	16140.1	15711.9
	4F	16564.7	16616.3	16643.1	16610.8	16466.6	16103.0
	5B	30074.4	30225.5	30356.7	30410.1	30283.1	29590.7
	5F	30604.0	30761.8	30904.1	30977.1	30893.0	30410.6
Torsional mode freq. (RPM)	1st	55887. 6	55774.7	55530.9	55064.4	54209.6	52429.0
	2nd	118190	118033	117682	116965	115449	110970

고유진동수의 축 내경 크기 민감도(Shaft Inner Hole Size Sensitivity)

3600RPM에서 베어링 강성이 10^4 N/m이고 축 내경이 바뀔 때 축 고유진동수의 변화를 Table 5에서 보여준다. 기포의 배출 성능이나 가공 용이성에 있어서 축 내경은 변경 자유도를 갖는 것이 좋다. 또한 축 외경은 부착물과 상관적으로 변화해야 하지만 내경은 비교적 변경이 자유롭고 회전체 성능에 지장이 없는 범위에서 축은 가능한 한 가벼운 것이 바람직하다. 내경 16mm는 현재의 설계 치수이다.

1차 굽힘모드 고유진동수는 내경 20 – 28 사이에서 최대값을 가지고 2차 굽힘모드에서는 16 – 20사이에 있다. 비틀림 모드에서는 내경이 커질수록 고유진동수가 낮아지지만 그 정도가 크지 않음을 알 수 있고 대체로 내경의 크기에 둔감함을 알 수 있다.

축 방향 및 반경 베어링 위치 변경 시 고유진동수 비교

3600 RPM 에서 베어링 강성이 10^4 N/m일 때 축방향 베어링과 하부 반경방향 베어링의 위치를 서로 바꾸면 다음 Table 6과 같은 결과를 보인다. 현재의 설계 형상에서 베어링 배치를 바꾸면 냉각수의 경로가 단순화 됨으로 관련 부품의 형상이 간단해지고 조립오차의 누적이 적어진다. 또한 펌프를 조립할 때 조립 양호성을 육안으로 확인 가능하며 반경 베어링의 외경이 작으므로 모타 조립 공간 내부에 장착됨으로서 공간 절약적인 구조가 되고 그 결과 축 길이를 줄일 수 있다.

베어링 배치를 바꾸면 Table 6에 보이는 바와 같이 약간 유연해 지는 지지 형태가 됨을 알 수 있고, 1차 강체 모드는 높아지고 2차 강체 모드는 낮아지는 것을 볼 수 있다. 비틀림 모드에서도 동일한 경향을 가진다. 이와 같이 배치를 바꾸어도 고유진동수에 큰 차이를 보이지 않음을 알 수 있고 따라서 가공과 조립, 조립 후 점검 등에서 더 유리하다면 고유진동수의 관점에서는 두 베어링의 위치 변경이 가능하다고 판단된다.

해석된 고유해의 정확성을 검증하기 위하여 엄밀한 동적요소법[2]을 이용한 굽힘모드 고유치를 구하여 유한요소법에 의한 고유치와 비교하였다. 관심 범위 내에서 유한요소법에 의한 고유진동수가 거의 엄밀해와 일치함을 알 수 있고 따라서 24개 요소의 회전체 모델이 적절함을 알 수 있다.

Table 6 Natural frequencies by changing the locations of axial and radial bearing in the MCP rotor

Mode		Natural Frequencies (RPM)		
		By EDSM	By FEM	
		Present Layout	Present Layout	Changed Layout
Bending mode	1B/1F	164.63/165.78	164.63/165.78	163.21/163.89
	2B/2F	209.92/256.91	209.92/256.91	219.92/233.21
	3B/3F	6162.2/6322.2	6162.3/6322.3	6410.80/6438.73
	4B/4F	16330/16616	16331/16616	15645.73/15688.47
	5B/5F	30219/30755	30225/30762	30642.10/30770.24
Torsional mode	1st	-	55775	63297
	2nd	-	118033	115995
	3rd	-	171790	151998

3. 결 론

MCP 회전축 설계 시 고려될 수 있는 상황에서 참고하기 위한 고유 진동수 관점의 해석을 수행하였다.

대부분 진동하는 기계는 운전속도와 관계된 동하중의 진동(수)에 의해 가진된다. MCP의 운전속도는 1300RPM과 3600RPM이다. 그러므로 먼저 생각할 수 있는 하중의 진동수는 1300RPM, 3600RPM와 그의 하모닉들이다. 임펠러의 날개가 5개인 점을 고려하면 6500RPM과 하모닉 (13000, 19500 26000, 32500 RPM), 18000RPM 과 하모닉 (36000, 54000, 72000, 90000RPM)도 가진을 일으킬 수 있는 주파수이다. 이러한 가진 주파수로부터 회피하여 회전축의 고유진동수를 선택한다. 약간의 감쇠를 고려할 때 상기조건에서부터 10%이상 떨어진 위치에서 고유진동수를 갖도록 하는 것이 좋다. 고유진동수 해석을 통하여 현재 MCP 설계는 고유진동수가 운전속도로 부터 충분히 분리되어 있음을 알 수 있다.

계산된 고유치는 공극, 임펠러, 베어링의 세부적인 모델을 이용할 수 있을 때 보다 정확한 값을 얻을 수 있다. 이를 통한 얻어지는 감쇠 특성은 응답의 크기 산정에 필수적이다. 감쇠 고유진동수를 통해 주파수 응답함수, 불균형응답, 시간응답 등 진동 응답의 크기, 불안정성 여유와 같은 해석이 수행됨으로서 최적설계 기준을 제시할 수 있을 것이다.

후 기

본 논문은 과학기술부의 원자력연구개발사업의 일환으로 수행되었습니다.

참고문헌

[1] Hashish, E. and Sanker, T. S., "Finite element and modal analyses of rotor bearing systems under stochastic loading conditions," Trans. ASME, Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design, 1984, Vol.106, pp.80-89

[2] 박종혁, "엄밀한 동적요소를 이용한 회전체 베어링계의 모델링 및 해석방법," 박사학위논문, 1999