特 輯

개스터빈 회전체계의 동력학적 설계기술

최 상 규

(KIMM 구조시스템연구부)

'79-'83 한양대학교 공과대학 기계공학과(학사)
'84-'85 한국종합기계 사원
'86-'88 미국 Texas A&M Univ. 기계공학과(석사)
'88-'92 미국 Texas A&M Univ. 기계공학과(박사)
'93-현재 한국기계연구원 선임연구원

이 동 환

(KIMM 구조시스템연구부)

'76-'80 부산대학교 공과대학 화학기계공학과(학사)
'80-'82 부산대학교 기계공학과(석사)
'82-현재 한국기계연구원 선임연구원

1. 서 론

개스터빈을 비롯한 스팀터빈, 압축기, 펌프등과 같은 터보기계는 유체, 열, 고체, 재료, 동력학 등의 역학적 개념뿐만 아니라 제작 및 원가기술(manufacturing and cost engineering)을 고려한 시스템 최적화 설계개념이 포함된 대표적인 기술집약형 제품으로서 이 중에서 특히 개스터빈은 기계공학의 꽃으로 일컬어질 만큼 고난도 기계설계기술의 결정체이다. 이러한 터보기계의 설계기술은 기술집약적이라는 특성때문에 각 분야의 기술이 고르게 발달된 극소수의 기술선진국만이 보유하고 있으며 바로 이들 터보기계기술 보유국들이 전세계 항공기분야, 우주방위분야, 발전설비분야, 산업설비분야등의 시장을 독점하고 있어 세계의 군사 및 경제강국으로 군림하고 있는 실정이다. 따라서 터보기계에 대한 설계기술의 파악, 축적은 기술개발도상국으로서 기술강국을 지향하고 있는 우리로서는 매우 시급한 과제가 아닐 수 없다.

일반적으로 개스터빈의 설계기술은 그림 1에 있는 바와 같이 크게 성능설계 (performance design)와 신뢰도설계(reliability design)의 두가지로 분류할 수 있다. 성능설계기술에는 용도에 맞게 전체적인 성능 및 효율을 보장할 수 있도록 각 부분 -저/고압 압축기, 연소기, 저/고압터빈 또는 동력터빈 등-의 입출력 조건 (온도, 압력 등)을 결정해주는 열역학 싸이클해석기술, 주어진 입출력 조건에 따라 압축기/터빈의 유로(flow path), 임펠러, 디퓨저 (또는 정,동익)의 설계 및

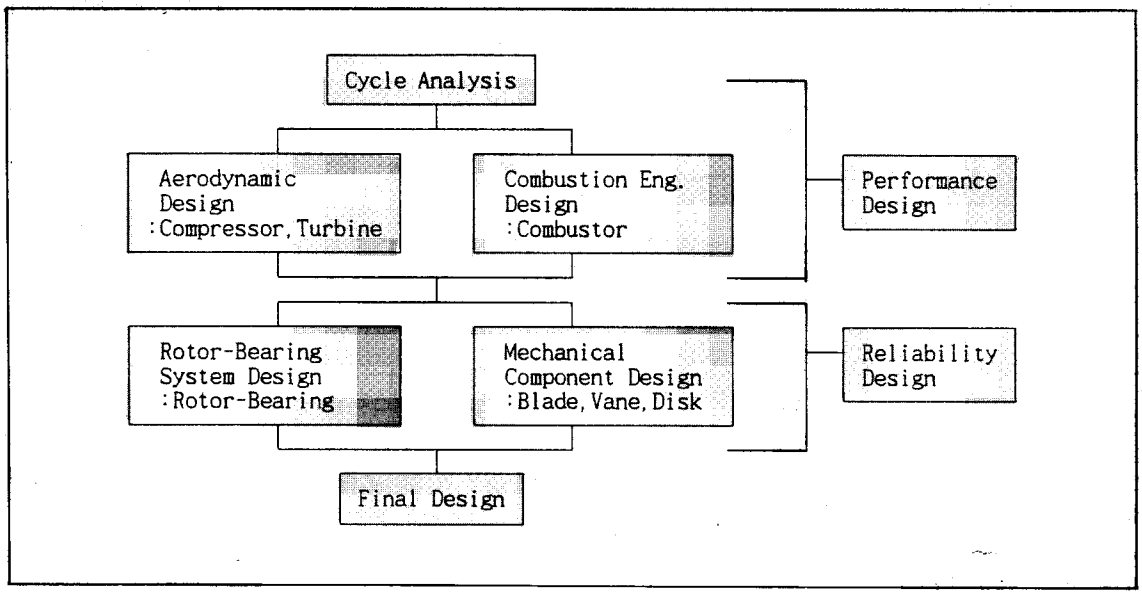

그림 1. 개스터빈의 설계흐름도 및 설계기술의 분류

축의 회전속도를 선정하는 공력설계기술, 연소기 설계기술등이 해당되며, 신뢰도관련 설계기술에는 성능설계에서 일차적으로 채택된 유로(flow path)를 확보하기 위해 회전체계의 최적형상결정 및 베어링, 시일 등을 설계하는 회전체역학적 설계기술, 고온, 고압 및 고응력에 노출되는 각 부품 - 임펠러, 정/동익, 디스크 등의 조기파손 방지를 위한 구조해석설계기술이 있다.

개스터빈의 설계에 있어서 신뢰도설계는 성능설계의 견제 및 보완기능을 갖는다. 흔히 성능설계자는 시스템의 크기 및 무게를 줄임으로 유량과 압력을 최대한 높이고 에너지 손실을 최소화하여 효율을 극대화시키기 위해 단(stage)과 단 사이의 간격이 크고 단입구의 유동이 원활한 소형, 경량의 고속 다단(multiple stages) 개스터빈을 지향하게 되나 성능을 위주로한 이러한 설계는 여러가지 회전체역학적, 구조역학적 문제를 야기시켜 시스템의 신뢰성있는 운전을 보장하기가 어렵다. 따라서 성공적인 개스터빈의 설계를 위해서는 신뢰도측면을 고려한 회전체역학적 설계, 구조역학적 설계가 강조되어야 하며, 이러한 이유로 본 고에서는 신뢰도 관련 설계기술중 국내에 아직 잘 알려져 있지 않은 회전체역학적 설계개념을 항공용엔진 개조형 산업용 개스터빈(aero-derivative industial gas turbine)을 대상으로 소개하고자 한다.

2. 개스터빈의 회전체역학적 설계 개요

항공용엔진을 산업용으로 개조한 개스터빈은 같은 출력의 산업용 엔진(frame engine)과 비교하여 신뢰성, 내구성, 안전성과 함께 소형, 경량이며 고효율이라는 장점을 가지고 있다. 개조형 개스터빈은 단축시스템인 기존의 산업용 엔진과 달리, 출력을 높이기 위해 저압 및 고압축으로 이루어진 다축 시스템이며 엔진 각 요소의 냉각을 위해 중공축을 사용함으로 축이 매우 유연(flexible)하고 또한 박판(thin-walled)형의 케이싱(casing)과 박판 원추형의 압축기 회전체등을 사용, 매우 복잡한 구조를 가지고 있다. 이는 시스템이 다수의 위험속도를 통과해야 정격 운전속도에 도달할 수 있다는 것을 의미하기 때문에 신뢰성 및 안정성 확보를 위해 회전체역학적 해석을 통한 정밀한 동적거동의 예측 및 설계자료 제공이 요구되고 있다.

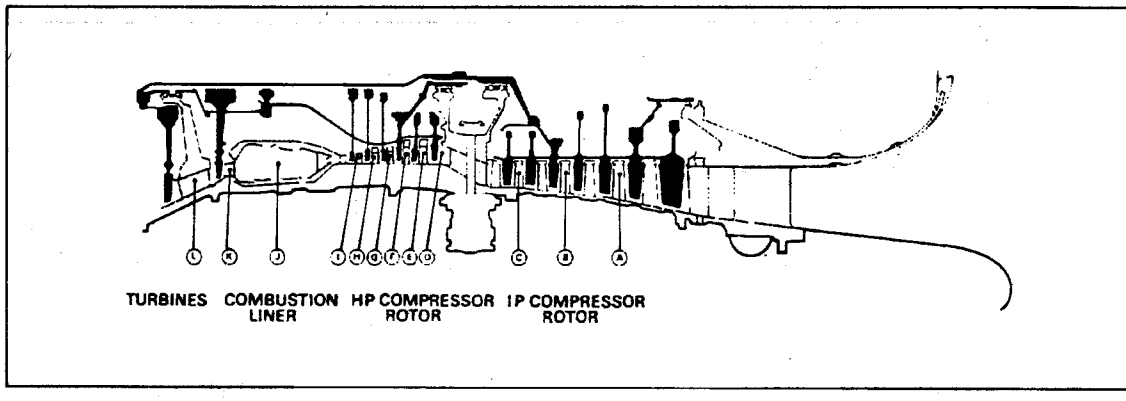

그림 2. Rolls-Royce의 RB211 개조형 개스터빈

그림 2는 항공용 엔진을 산업용으로 개조한 Rolls-Royce의 RB211 개조형 개스터빈(aero-derivative gas turbine)을 보여주고 있다. 그림에 있는 것과 같은 개스터빈은 설계관점에 따라 그 세부구조의 분류방법을 달리할 수 있는데 성능설계 관점에서는 저압/고압압축기(LP/HP compressor), 연소기(combustion liner) 및 저/고압 터빈(LP/HP turbine) 등 기능상으로 분류하지만, 신뢰도설계 관점에서는 회전여부에 따라 정지부(stator)와 회전부(rotor) 또는 회전축-베어링부(rotor-bearing system)의 두 부분으로 분류한다(그림에서 검은 부위가 회전부를 나타냄). 개스터빈의 정지부는 케이싱과 케이싱에 부착된 압축기, 터빈의 정익(stator vane), 연소기, 베어링 지지구조물, 벨마우스(bell mouth)등을 포함하고, 회전축-베어링계는 압축기, 터빈의 동익 및 디스크가 부착된 회전축과 회전축을 지지하는 베어링으로 구성되어 있다. 특기할 것은 정지부와 회전부가 베어링에 의해 연결되어(coupled) 있어서 회전부의 동적특성이 정지부로 전달된다는 것이다. 따라서 전술한 바와 같이 유연축, 박판형의 케이싱을 갖는 개스터빈의 경우는 회전축-베어링계 뿐만아니라 케이싱을 포함한 시스템의 동특성 예측이 신뢰도확보를 위해 필수적임을 알 수 있다.

이러한 개스터빈의 신뢰성 및 안전성 확보를 위한 회전축-베어링계의 설계기준은 크게 다음과 같이 분류된다.

1) 가능한 한 운전범위내에서는 시스템의 위험속도(critical speeds)를 피할 것.
2) 정격운전속도가 시스템의 위험속도보다 클 경우는 위험속도에서의 동적응답을 최소화할 것.
3) 운전범위에서 회전체 지지구조물에 전달되는 진동 및 전달력을 최소화해서 구조부의 피로파괴 가능성을 극소화 시킬 것.
4) 시스템의 효율을 높이기 위해 터빈이나 압축기 정/동익 선단과 축/케이싱과 간극(tip clearance) 및 시일간극(seal clearance)을 가능한 한 최소화 시키면서 선단 및 시일의 마찰접촉(rub)을 최대한 피할 것.
5) 회전체역학적으로 시스템이 안정할 것.
6) 동력전달 시스템의 비틂진동에 의한 공진 및 불안정영역을 피할 것.

위에 열거한 설계기준은 개스터빈에만 국한되지 않고 모든 터보기계에도 적용된다. 그림 3은 이러한 설계기준을 만족하기 위한 개스터빈의 회전체역학적 설계흐름을 보여 주고 있다. 그림 3에 있는 개스터빈의 회전축-베어링 시스템의 설계흐름을 간단히 설명하면, 먼저 회전축의 기능에 따라 회전축의 개략적 형상을 결정하고 그에 따라 회전축 지지부의 위치 및 구조를 결정한다. 이를 기본으로 축의 비틂강성, 굽힘강성을 고려하여 치수를 결정하고 축의 정력학적 해석(static analyis)을 통해 축하중 및 기타 외력(기어작용력, 임펠러 또는 정/동익에 사용되는 유체력 또는 공력 등)에

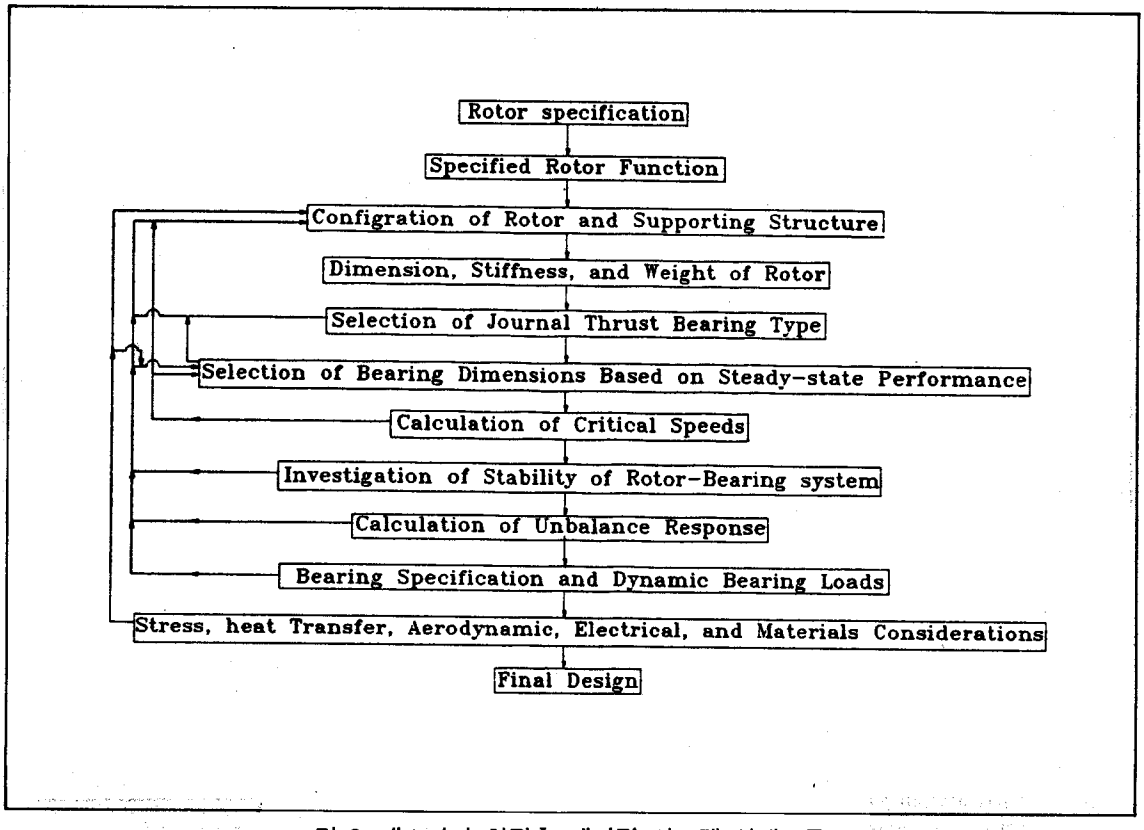

그림 3. 개스터빈 회전축-베어링 시스템 설계흐름도

의한 축지지부의 반경방향 및 축방향 반력을 구한다. 축지지부의 계산된 반력과 축의 크기, 회전속도 등을 고려하여 반경/축방향 베어링의 종류 및 크기를 선정한 후 회전체역학적 해석을 통해 위험속도의 산출과 회전체계의 안정성 해석 및 불평형응답해석을 수행한다. 불평형응답해석은 시스템의 동적응답특성 뿐만아니라 베어링에 작용하는 동적힘(transmitted dynamic loading)도 계산이 되는 데, 이는 다시 반경방향, 축방향 베어링의 상세 사양결정 및 베어링지지구조물의 설계에 사용된다. 이러한 회전체계의 설계가 완료되면 각 부품들의 응력, 열전달, 공력학적 외란 및 재료적 특성 등을 감안, 시스템의 형상최적화 단계를 거친 후 최종설계에 이르게 된다.

본 고에서는 개스터빈의 회전체-베어링 시스템의 최적설계를 위하여 정력학적 해석을 통해 개략적인 회전체계의 형상이 결정된 후 회전체역학적 해석을 위한 회전체계의 모델링, 베어링 선정 및 지지부의 설계, 고유진동수, 위험속도의 계산과 분석, 회전체계의 불평형응답특성, 시스템 안정도 해석 등의 기본개념에 대해 기술하고자 한다.

3. 회전체계의 모델링

개스터빈의 첫번째 동력학적 설계조건은 가능한 한 운전범위내의 위험속도를 제거하는 것이다. 이를 위해서는 정확한 시스템의 위험속도 예측이 필수적이며, 위험속도 예측의 정확도는 바로 회전체계의 동력학적 모델링의 정확도에 달려있다. 따라서 회전체계의 모델링은 회전축-베어링 시스템의 설계를 위한 동특성해석의 제 1 단계로서 가장 중요한 부분임을 알 수 있다.

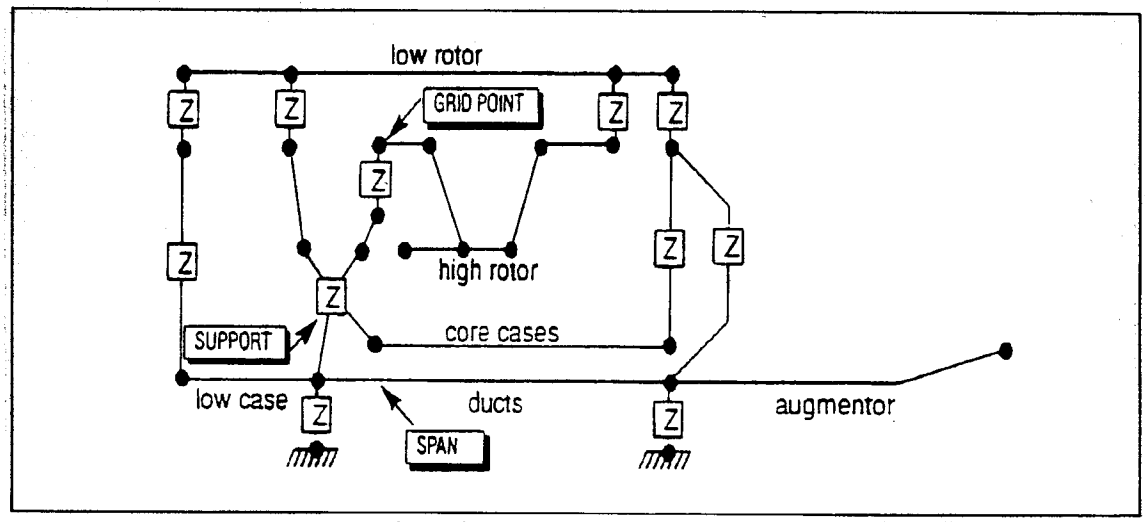

그림 4. 개스터빈의 회전체역학적 모델링

증기터빈 또는 대용량 산업용 개스터빈(frame engine)의 경우는 대부분 비회전체 부분의 강성이 상대적으로 크기 때문에 모델링에 회전체-베어링부와 지지부만 고려하고 있으나, 항공용이나 개조형 엔진은 박판 쉘(shell)형태의 비회전체부가 갖고 있는 연성(Flexibility)이 무시할 수 없을 정도로 크기 때문에 개스터빈의 회전체역학적 모델링에는 그림 4와 같이 케이싱과 같은 비회전체를 반드시 포함시키고 있다. 일반적으로 개스터빈 지지부는 스프링과 댐퍼로써 모델링하고 회전체와 비회전체 부분은 모두 원통형 보요소(cylindrical beam element)로 모델링하여 (그림 5) 전달행렬법(Myklestad, N.O., 1944; Prohl, M.A., 1945)이나 유한요소법(Nelson, H.D. and McVaugh, J.M., 1976) 및 부분구조 합성법(Glasgow, D.A. and Nelson, H.D., 1980) 등을 사용, 위험속도, 시스템 안정성 해석 및 강제진동등의 동특성 해석을 수행한다. 그러나 유의할 것은 개스터빈은 회전익(rotor blade)과 고정익(stator vane)의 냉각, 또는 베어링의 윤활등을 목적으로 회전축과 케이싱등이 원추형(cone), 원판형(flat plate)등, 쉘형태의 특별한 구조를 갖기때문에 단순 보요소로 모델링할 경우 상당한 오차를 초래하게 된다는 것이다. 따라서 이러한 특수한 형태의 구조물은 보다 정확한 시스템의 동특성 해석을 위해 단순 보요소

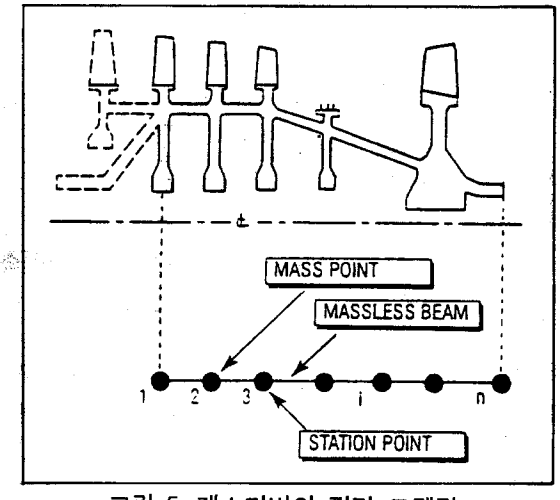

그림 5. 개스터빈의 경간 모델링

의 연성(또는 강성)을 실험 또는 구조해석을 통해 조정한 등가 보요소(equivalant beam element)로 모델링한다.

개스터빈의 회전체 역학적 모델링에 사용되는 기하학적 모델링 요소(geometric modeling block)에는 원통(cylinder), 원추(cone), 원판형 축요소(flat plate) 및 부가질량점(added point mass)과 무질량 강체요소(massless rigid space)등이 사용되며 이러한 요소들은 구조물을 등가 보요소로 모델링하기 위해 각각의 연성계수(flexibility)를 조정하게 되는 데 그 방법은 다음과 같다.

3.1 원통형 축요소 (cylinder block):

원통형 축요소는 그림 6에 있는 것과 같이 일반형(ordinary type)과 다중동심형(concentric type)으로 구분되며 각각의 연성계수는 다음의 계산식에 의해 구한다.

1) 일반형 원통 :

굽힘 연성계수; $\beta_B = \frac{L}{EI}$

전단 연성계수; $\beta_S = \frac{L}{kAG}$,

$$k = \frac{6(1+\mu)(1+\gamma^2)^2}{(7+6\mu)(1+\gamma^2)^2+(20+12\mu)\gamma^2} \quad (1)$$

인장 연성계수; $\beta_A = \frac{L}{AE}$

비틂 연성계수; $\beta_T = \frac{L}{GJ}$

2) 다중동심형 원통:

굽힘 연성계수; $\beta_{Bs} = [\sum_{i=1}^{k} \frac{1}{\beta_{Bi}}]^{-1}$

전단 연성계수 ; $\beta_{Ss} = [\sum_{i=1}^{k} \frac{1}{\beta_{Si}}]^{-1}$ (2)

인장 연성계수; $\beta_{As} = [\sum_{i=1}^{k} \frac{1}{\beta_{Ai}}]^{-1}$

비틂 연성계수; $\beta_{Ts} = [\sum_{i=1}^{k} \frac{1}{\beta_{Ti}}]^{-1}$

상수 L, A, E, G, I, J, μ는 각각 길이, 단면적, 종탄성 및 전단 탄성계수, 질량 및 면적 관성 모멘트, Poisson비를 나타내며 γ은 원통의 외경 대 내경비 (R_O/R_I)이다.

3.2 원추형 축요소:

원추각이 큰 박막형의 원추형 축요소는 최근에 개스터빈(항공용 또는 개조형)의 경량화, 고효율화에 따라 설계시 가장 많이 사용되고 있는 요소 중의 하나이다. 전달행렬법으로 회전체를 해석할 때에 원추형 축요소는 통상적으로 여러 개의 원통형 축요소가 연결된 것으로 가정하였으나 이 방법은 원추형 요소가 단순 보이론(beam theory)에 따라 거동하지 않기 때문에 고유 진동수 및 동적거동 예측의 정확도를 저하시키는 한 요인이 되어 왔다. 따라서 개스터빈의 경량화, 소형화, 고속화의 추세에 따라 원추형 축요소 강성계수(또는 연성계수)를 보다 정확하게 산출할 수 있는 기법의 개발이 요구되었다.

그러나 원추형 요소에 대해서는 원통형 요소와 같이 정확한 강성계수 산출식이 유도되기가 어렵고 원추형 요소의 모델링 및 연성계수의 계산에

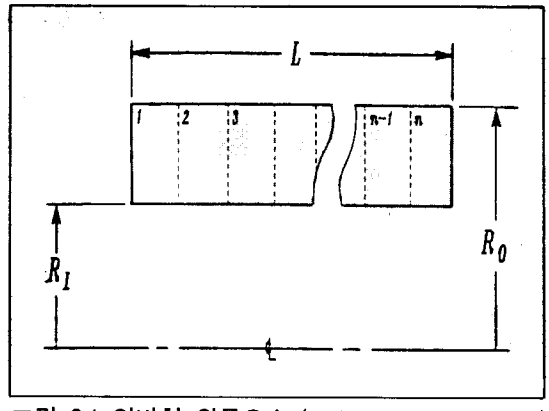

그림 6.1 일반형 원통요소 (ordinary cylinder block)

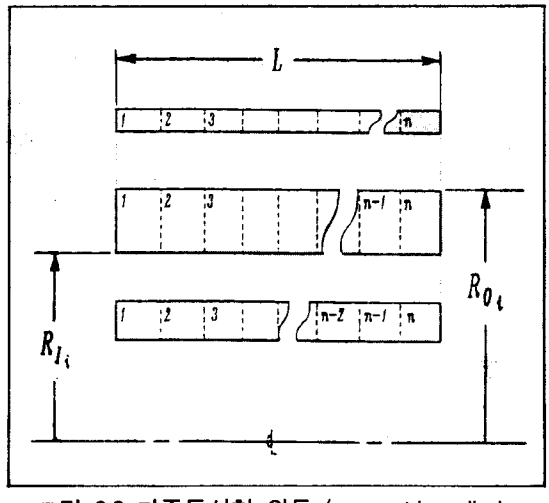

그림 6.2 다중동심형 원통 (concentric cylinder block)

실험적 방법이 사용되기는 하나 특별한 형태의 구조물에 한정되어 있어 일반적인 개스터빈의 모델링에는 적용하기가 쉽지 않은 실정이다.

미국의 한 개스터빈 제조업체에서는 최근까지 원추형 축요소에 대해 다음과 같이 박막(membrane)방정식에 기초한 공식을 사용하였다.

$$\text{굽힘 연성계수;}\quad \beta_B = \frac{L}{azE\pi \overline{R}^3 \overline{T}}$$

$$\text{전단 연성계수;}\quad \beta_S = \frac{\ln(R_2/R_1)}{\pi G \overline{T} \tan\alpha},\quad R_2 > R_1 \qquad (3)$$

여기서, 상수 l, $\overline{R}$, $\overline{T}$, z, a는 다음과 같이 정의되고, a는 요소 우측단의 타원변형 효과(ovalization effet)를 강성계수에 반영하기 위한 고정계수이다.

$$l = \frac{L}{n}$$

$$\overline{R} = (R_1 + R_2)/2$$

$$\overline{T} = (t_1 + t_2)/2$$

$$z = \frac{\cos^3\alpha\left[\,4-(l/\overline{R})^2\tan^2\alpha\right]^2}{16\left[\,1+2(1+\mu)\sin^2\alpha\right]}$$

$$\alpha = \tan^{-1}\frac{R_2 - R_1}{L}$$

그러나, 이 공식은 원추각이 70° 이상인 축요소에 대해서는 정확한 연성계수를 산출할 수 없을 뿐만 아니라 연성계수의 계산에 평균반경, 평균두께를 사용함으로써 두께가 변하는 원추형 요소(Tapered Cone)는 더욱 작은 요소로 세분화 해야 하는 어려움이 있다.

최근, Ma와 Beamish는 보다 실용적이고 정확한 원추형 요소 연성계수의 산출법 (Ma, P. and Beamish, D.C., 1986, 1988)을 발표하였는 데, 이것은 두께가 일정한 원추형 요소를 몇 가지의 형상변수 - 원추각, 두께, 길이, 좌측 반경 - 로 나타내고 이에 대해 유한요소법을 사용하여 고유진동수를 구한 후 이를 보요소의 무차원 등가 강성계수의 계산에 사용하는 방법이다. 이 방법으로 Ma와 Beamish는 원추형 요소의 강성계수를 각 형상변수에 대해 도표화하여 전산 프로그램에 입력시킴으로써 계수의 산출을 용이하게 하였다.

미국의 모회사는 현재 Ma와 Beamish의 방법을 일반화 시켜 두께가 변하는 원추형 요소에 대해서도 적용하고 있으나 형상요소에 대한 무차원 강성계수는 공개하지 않고 있다.

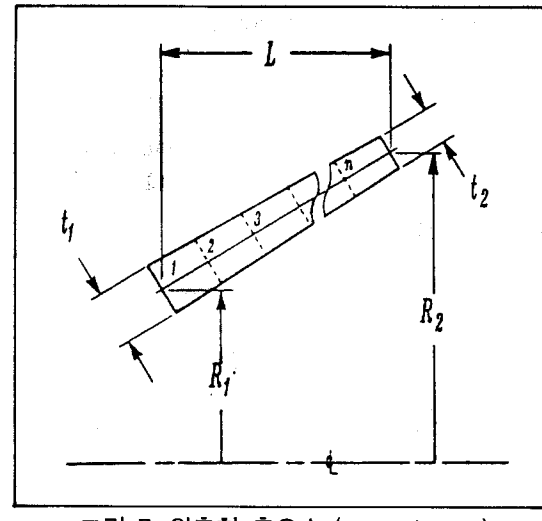

그림 7. 원추형 축요소 (cone element)

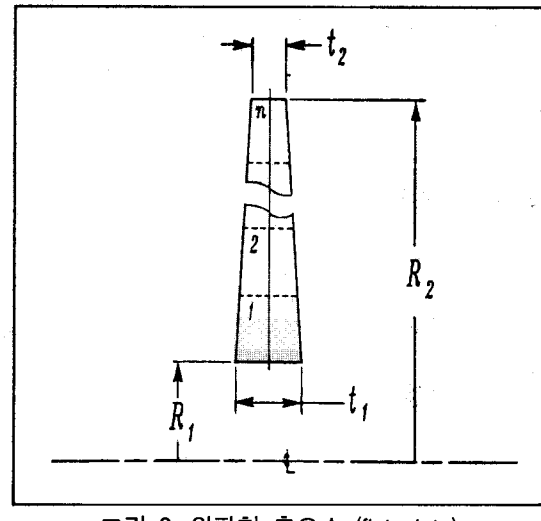

그림 8. 원판형 축요소 (flat plate)

3.3 원판형 축요소 (flat plate):

원판형 축요소는 원추형 요소와 같이 개스터빈의 모델링에 사용빈도가 높은 요소이나 연성계수의 산출은 원추형 요소와 마찬가지로 쉽지 않다. 일반적으로는 다음과 같은 실험식을 사용하고 있다.

굽힘 연성계수; $\beta_B = \frac{K_B}{t_1^3 E}$,

(K_B: Empirical Factor)

전단 연성계수; $\beta_S = \frac{5.2\ln(R_2/R_1)}{\pi E(t_1+t_2)}$,

$(R_2 > R_1,\ t_2 \leq t_1)$ (4)

3.4 부가질량점 (added mass point):

개스터빈의 모델링에 있어 압축기, 터빈의 디스크는 회전익을 포함하여 질량 및 관성 모멘트를 가지고 있는 하나의 점(point)으로 표현되며, 이 점을 부가질량점이라 한다. 부가질량점은 주로 디스크와 같이 회전축에 비해 강성이 큰 강체를 회전축의 일부분으로 모델링하는 데 쓰이며, 부가질량점이 있을 경우, 통상 절점요소(nodal element)의 질점(mass point)의 위치를 부가질량점과 일치하도록 하기 때문에 부가질량점의 질량 및 관성 모멘트는 질점의 질량 및 관성 모멘트에 더해지게 된다.

3.5 무질량 강체요소 (massless rigid space):

무질량 강체요소는 디스크와 같이 부가질량점으로 표현된 부분을 이웃한 다른 축요소와 연결하기 위해 사용된다. 무질량 강체요소는 질량 및 관성모멘트가 없을 뿐만 아니라 강체이기 때문에 연성계수가 0이다.

지금까지 살펴 본 바와 같이 개스터빈의 동특성을 정확히 예측, 분석하기 위해서는 여러가지 형상요소를 보요소로 변환시킬 때, 각 요소의 등가 연성계수를 정확히 산출하는 것이 중요한 데, 개스터빈의 형상요소 중 두께가 변하는 원추형 요소나 원판형 요소의 경우에는 구체적인 연성계수 산출자료가 공개되고 있지 않아 독자적인 연성계수의 이론적, 실험적 규명 및 확보가 필요할 것으로 판단된다.

4. 베어링 선정 및 지지부 설계

베어링선정 및 지지부 설계는, 1) 시스템의 위험속도 통과시 진동을 최소화하고, 2) 위험속도를 가급적 운전범위 밖에 위치하게 할 것이며, 3) 회전축계의 진동으로부터 그 지지구조물을 절연시킬 것, 그리고 4) 시스템의 안정성을 보장할 것 등의 기준을 가지고 수행한다. 이를 위한 베어링의 선정 및 베어링의 종류별 특성결정에 대해 서술하면 다음과 같다.

4.1 베어링의 종류 및 선정

개스터빈에 사용되는 베어링에는 구름베어링, 유막베어링, 포일베어링 그리고 전자기베어링 등이 있는 데, 항공용 또는 개조형 개스터빈에는 구름베어링이, 일반 산업용에는 유막베어링이 주로 사용된다. 구름베어링에는 외력의 방향(축, 반경, 축/반경 혼합형)에 따라 선택적으로 사용되는 각접촉볼베어링 (Angular contact ball bearing), 깊은홈 볼베어링, 또는 반경구름베어링(Radial roller bearing)등이 있으며 시스템 요구수명의 만족도를 검토하여 사양을 결정한다. 유막베어링에는 유동압베어링, 유정압베어링, 유정/동압 혼합형 베어링 등이 있는 데, 유정압베어링은 유동압베어링에 비해 저속에서 부하능력이 크고 기동시 유막이 끊기지 않는다는 장점이 있으나 고속에서 부하능력을 크게하기 위해서는 복잡한 급유시스템을 필요하기 때문에 산업용 개스터빈에는 주로 유동압베어링이 사용된다. 유정/동압 혼합형 베어링은 현재 미국에서 스페이스 셔틀 연료 터보펌프용으로

연구가 진행중이다.

ECS(Environment conditioning system)용 소형 개스터빈에는 주로 공기포일베어링이 사용되는데 이는 회전속도에 비례한 공기역학적 압력상승 및 이에 따른 지지강성의 생성과 포일에 의한 구조강성이 결합되어 축을 지지하는 것으로 부하능력은 작지만 베어링의 윤활공급장치가 필요없어져 시스템이 매우 간단해지기 때문이다 (미국 Allied Signal, MTI). 최근에는 무윤활지지, 능동형 시스템 응답제어 등의 장점을 갖고 있는 전자기베어링이 각광을 받고있는 데, 미국에서는 Pratt & Whitney가 미국공군의 지원으로 차세대 전투기 엔진의 핵심요소로 자기베어링의 적용을 연구하고 있으며, 일부 개스터빈(주로 동력터빈)에는 이미 장착되어 사용중에 있다 (프랑스 3M, 캐나다 Nova, 영국 Glacier 등).

이상과 같은 여러가지 베어링중에서 시스템에 적합한 베어링 종류의 선정은 무엇보다도 시스템의 용도에 따라 결정된다. 예를 들어 항공용 엔진이나 육상용중 특별히 이동하는 개스터빈(탱크용 등)의 경우에는 거의 구름베어링이 사용되는 데 이는 구름베어링이 동력손실이 적어 유막베어링보다 윤활유에 상대적으로 적은 열을 발생, 윤활유냉각에 필요한 열교환기가 작아지고, 시스템의 동적안정성에 큰 영향을 주지않을 뿐만 아니라 급유시스템등의 이상발생시 유막베어링은 급격히 파손되나 구름베어링은 점진적으로 파손되므로 엔진동력손실의 위험성을 사전에 경고할 수 있다는 것 등이 그 이유이다. 그러나 유막베어링은 구름베어링에 비교해서 진동감쇠 능력이 월등하고 유막이 금속과 금속의 직접접촉을 방지, 수명이 매우 길기때문에 급유장치 고장등의 위험성이 적은 일반 발전용 또는 산업설비 구동용 개스터빈의 경우에는 유막베어링이 주로 사용된다.

4.2 베어링의 특성결정

베어링 종류의 일차적 선정 후에 필요한 것은 축의 회전속도, 윤활방식, 윤활유의 특성 및 베어링부위에 작용하는 외력 및 반력을 고려한 베어링의 특성결정이다. 베어링부에 작용하는 외력에는 지반진동과 같이 베어링을 통해 축으로 전달되는 것과 축으로 부터 베어링을 통해 지지구조물로 전달되는 축의 자중, 축-기어구동력과 임펠러 또는 압축기/터빈의 동익 그리고 라비린스형 시일 등에 작용하는 유체력 또는 공력 등이 있다. 외력에 대한 베어링부의 반력은 정력학적으로 계산하는 데, 축이 2개 이상의 베어링으로 지지될 경우에는 축을 탄성 빔요소로 간주하여 축변형까지 고려한 부정정계(statically indeterminate system)의 원리를 이용, 계산한다.

시스템의 회전체역학적 모델링을 위해서, 베어링 및 지지부의 특성은 강성(stiffness)과 감쇠(damping)계수로 표현되는 데, 강성계수는 시스템의 위험속도와, 감쇠계수는 동적응답특성과 관계가 있다. 베어링 및 지지부의 강성을 높임으로 시스템의 위험속도를 운전범위보다 높게 할 수는 있으나 강성이 높으면 지지부의 감쇠효과가 급격히 감소되어 시스템의 안정성에 치명적인 영향을 준다. 따라서 터보기계의 베어링 및 지지부는 시스템이 첫 2개 강체위험속도을 지나 운전되도록 특성을 결정하여 감쇠효과를 크게하는 것이 일반적이다. 지지부의 강성 및 감쇠력은 또한 회전축으로부터 지지구조물로 전달되는 진동에 의한 전달력과 밀접한 관계가 있는 데, 강성계수가 클 수록 전달력은 커지지만 감쇠계수는 위험속도 부근에서 시스템 진동 뿐만 아니라 전달력을 감소시키는 역할을 한다. 그러나 감쇠계수는 위험속도보다 큰 운전속도에서는 오히려 위험속도에서 보다 전달력을 더욱 크게하고 너무 큰 감쇠계수는 베어링 등가강성계수(equivalent stiffness)를 높이는 역기능을 가지고 있어 최적의 시스템 감쇠계수를 결정하는 것은 매우 어려운 작업이다.

회전축-베어링 시스템 설계시 구름베어링의 강성 및 감쇠특성은 수평, 수직방향이 동일하며 강성에 비해 감쇠력이 매우작아 0으로 간주하는 것이 상례이다. 따라서 구름베어링을 주로 사용하는 항공용 또는 개조형 개스터빈에서는 위험속도 근

방에서 진동을 감소시키기 위해 그림 9와 같이 베어링외륜과 베어링 지지부 사이에 얇은 윤활막을 형성시켜 감쇠력을 증대시키는 박막오일댐퍼베어링 (squeeze film damper bearing)을 사용하고, 유막베어링 가운데에서도 경사패드베어링은 상대적으로 감쇠력이 작기때문에 박막오일댐퍼와 병행하여 사용하는 경우가 종종있다. 개스터빈의 설계에서는 박막오일댐퍼베어링의 해석이 시스템의 동력학적 설계에 반드시 고려되어져야 할 필수요소로서 현재 관련설계기술의 확보를 위해 당 회전체연구그룹에서 연구를 수행중에 있다.

대표적인 유막베어링인 평저널(plain journal)베어링의 특성은 수평 및 수직방향의 강성 및 감쇠계수가 다른 비대칭성과 수평방향의 변위 또는 속도가 수직방향의 힘을 발생시키는 연성성(cross-coupling)으로 요약될 수 있다. 이러한 비대칭성 및 연성성은 시스템의 안정성에 큰 영향을 미치는 데, 특히 유막베어링의 연성강성 및 감쇠계수(특히 연성강성계수)는 "오일휠(oil whirl)" 또는 "오일휩(oil whip)"의 원인으로 운전속도가 시스템 고유진동수의 약 2배일 때 고유진동수에 해당하는 주파수를 갖는 진동을 급격하게 증가시켜 시스템을 불안정하게 한다.

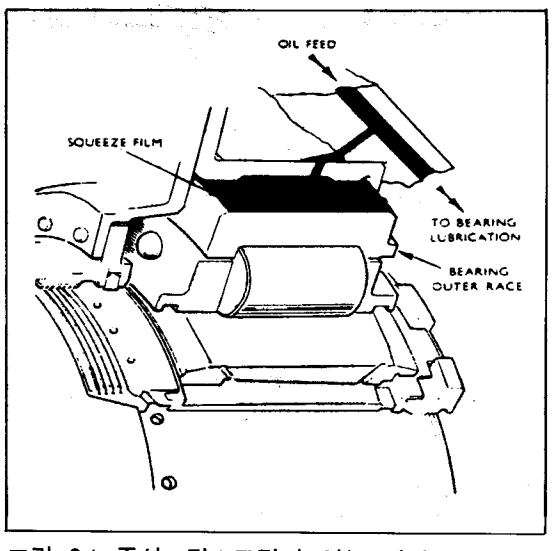

그림 9.1 중심조정스프링이 없는 박막오일필름댐퍼베어링 (Rolls Royce RB211)

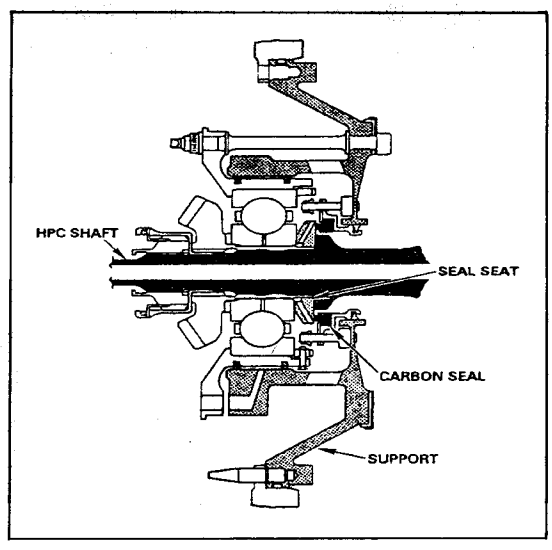

그림 9.2 중심조정스프링이 있는 박막오일필름댐퍼베어링 (P&W PW4000)

오일휠이나 오일휩의 위험성을 줄이기 위해 경사패드베어링이나 다원호(multi-lobe)베어링등이 널리 사용되는 데 이런 종류의 베어링들은 시스템을 불안정하게 하는 연성강성 및 감쇠계수가 고속에서 무시할정도로 작은 반면 평저널베어링에 비해 위험속도에서의 감쇠력이 작은 것이 결점이다. 경사패드베어링 또는 다원호베어링등의 강성/감쇠계수 및 위험속도의 특성이 평저널베어링과 다르기 때문에 회전축-베어링 시스템 설계시 세심한 주의를 요한다.

5. 고유진동수, 위험속도 및 불평형응답의 계산 및 해석

5.1 고유진동수 및 위험속도 해석

모든 선형탄성체(linear elastic body)는 외력이 작용하면 어떤 고정된 주파수로 진동하게 되는데 이 고정된 주파수를 고유진동수(natural frequency)라 하고 이 고유진동수에서의 탄성체 각 부위의 상대적 진동 형상을 고유진동 모우드라 부른다. 보(beam)와 같은 연속탄성체의 고유진동

수는 무수히 많이 존재하며 탄성체 각 부위의 진동의 크기는 각 고유진동모우드의 합으로 표현할 수 있고 (linear superposition), 탄성체에 가해지는 외력이 조화함수 형태이고 가진주파수가 시스템 고유진동수의 하나와 일치하게 되면 공진(resonance)현상이라 하여 해당 고유모우드의 형상으로 진동을 하게된다. 개스터빈과 같은 터보기계의 회전체계도 연속탄성체로서 무한대의 고유진동수를 갖고 있으며, 회전축의 기하학적 중심과 질량중심의 불일치로 발생하는 질량불평형(mass imbalance)이 회전속도 ω의 가진주파수를 갖는 조화함수형태로 회전체계에 외력으로 작용한다. 회전체계의 위험속도(critical speeds)는 회전속도 ω와 고유진동수 f가 교차하는 공진점을 지칭하며 일반적으로 시스템의 고유진동수 및 위험속도는 정격운전속도의 2.5-3배에 해당하는 것까지 계산하여 시스템의 설계에 활용한다. 그림 10은 대표적인 이축(Two spool) 개스터빈의 고유진동수선도(natural frequency diagram or campbell diagram)로서 N_{LP}, N_{HP}는 각각 저압축 및 고압축의 회전속도를, 숫자는 시스템의 위험속도를 나타낸다.

고유진동수 및 위험속도의 계산에는 베어링, 시일, 축재료의 감쇠력등을 고려하지 않은 비감쇠(undamped)고유진동수 및 위험속도계산과 이를 고려한 감쇠(damped)고유진동수 및 위험속도계산의 두가지가 있다. 비감쇠위험속도 및 해당 고유모우드는 회전축계 설계시 일차적인 위험속도의 위치확인과 베어링위치의 검증 및 수정을 위해 사용되며 감쇠위험속도 및 모우드는 강제진동해석과 시스템 안정성 해석에 사용된다. 고유진동수 및 위험속도와 해당 고유모우드의 계산은 3절에서 기술한 모델링기법을 이용하여 만든 그림 4와 같은 회전축계의 단순모델로부터 이차 상미분 운동방정식(유한요소법)이나 전달행렬(전달행렬법) 형태로 수식을 전개하여 계산한다.

그림 11은 비감쇠위험속도 및 진동모우드가 시스템 설계시 어떻게 활용되는 가를 보여주기 위한 것으로, 시스템의 위험속도를 베어링강성 변화

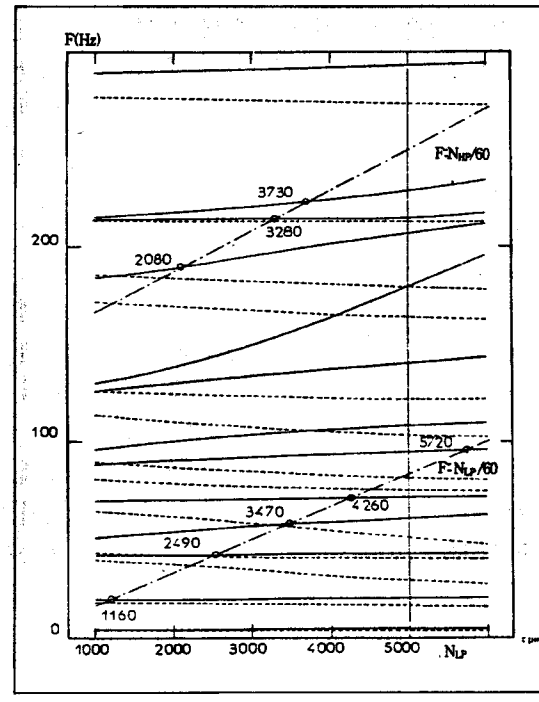

그림 10. 대표적인 이축 개스터빈의 고유진동수 선도

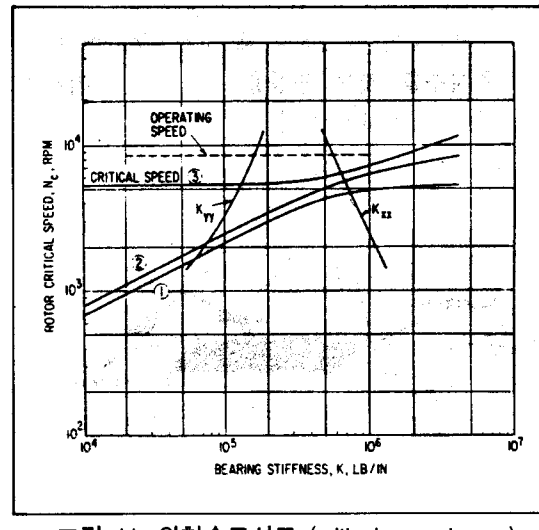

그림 11. 위험속도선도 (critical speed map)

에 대해 계산하고 실제 시스템에 사용하고 있는, 회전속도에 종속적인 베어링의 강성변화를 중첩시켜 Log-Log 그래프에 나타낸 터보압축기의 위험속도선도(critical speed map)이다. 여기서 터보

압축기 회전축-베어링 시스템의 비감쇠위험속도는 베어링강성선과 위험속도선이 교차하는 지점의 고유진동수이며, 이 그래프에서는 강성축 거동이 1/2의 기울기를 갖게되므로 기울기를 통해 강성축모우드와 연성축모우드가 확실하게 구분되는 장점이 있다. 개스터빈의 경우에는 시스템의 위험속도가 정격운전속도를 기준으로 ±20%내에 존재하지 않도록 하는 것이 상례이므로 위험속도선도를 분석하여 베어링 강성을 조절하거나 회전축의 크기를 조정하여 위험속도가 운전속도부근에 있지 않도록 하는 것이 필요하다.

위험속도에 해당하는 고유진동 모우드의 해석은 회전축의 굽힘정도 및 고유절점(natural nodes)에 대한 정보를 제공하는 데, 고유절점의 위치와 베어링의 위치를 비교함으로써 베어링의 감쇠력이 얼마나 효과적으로 시스템에 작용하는가를 검토할 수 있다. 예를 들어 베어링이 모우드의 고유절점에 위치하면 베어링에서의 축 거동에 의한 감쇠력이 작용하지 않고 축의 재료감쇠나 기타 요소에 의한 감쇠력에 의존하게 되어 위험속도에서의 진동이 허용치이상으로 커지게 된다. 그림 12에 보여진 것은 그림 11의 위험속도선도 작성에 사용된 터보압축기의 고유진동 모우드인데 모우드 1, 3에서 베어링의 위치(station 9)가 고유절점과 일치하는 것을 볼 수 있다. 이런 경우에는 베어링 위치를 조정함으로써 위험속도에서의 큰 진폭을 방지하는 효과를 거둘 수 있다.

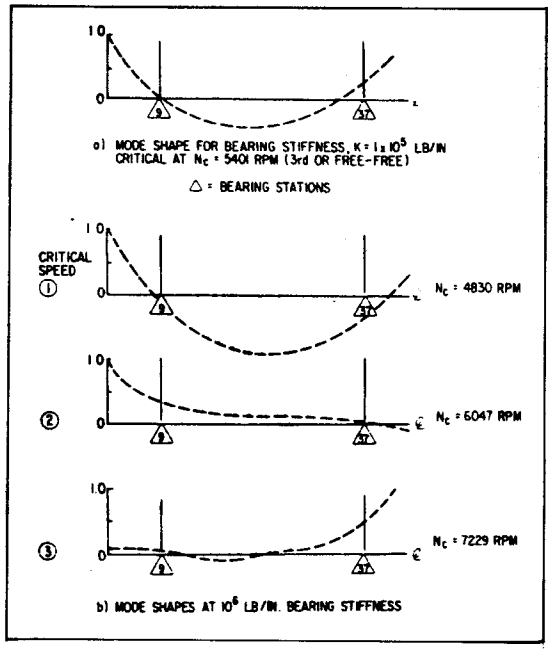

그림 12. 회전축의 비감쇠 고유진동모우드

5.2 불평형응답 해석

불평형응답 해석은 회전축의 실제 변위를 예측하고, 회전축의 진동에 의해 베어링을 통해 구조물로 전달되는 동적 힘의 예측 및 베어링이나 기타 구조물에 의해 소실되는 에너지의 양을 측정하기 위해 수행한다. 시스템의 회전속도 변화에 따른 불평형응답 계산은 먼저 시스템의 어떤 모우드가 시스템의 운전에 문제될 것인가를 각 모우드의 스트레인 에너지의 크기로 판단한 후 가능한 한 그 특정한 모우드가 불평형응답에서 강조되도록 불평형위치를 결정하여 수식화된 모델에 적용, 수행한다.

불평형응답 해석은 시스템의 질량불평형에 대한 민감도(sensitivity) 분석에도 사용되는 데 단위 질량불평형을 회전축의 여러 곳에 위치시켜 시스템 각 중요부에서의 진동이 최대가 되는 질량불평형의 위치를 정의함으로써 질량불평형의 밸런싱을 위한 지침을 수립한다. 또한 불평형응답 해석은 베어링간의 간격, 베어링의 위치 또는 시스템 부품의 구조를 바꾸거나 무게의 감소, 그리고 분기부(overhangs)의 제거 등에 따른 시스템의 동적응답특성의 변화를 예측할 수 있어 시스템 설계에 여러가지 유용한 자료를 제공한다.

그림 13은 그림 12의 모우드를 갖고 있는 터보압축기의 불평형응답으로, 위험속도 및 모우드해석 결과로 선택된 베어링 위치의 변경이 시스템 진동감소에 얼마나 큰 영향을 주는가를 단적으로 보여주고 있다. 그림 12의 모우드 절점 근처에 있는 베어링의 위치(station 9)를 약간 변경함으로써 (station 5) 위험속도 5400 rpm에서의 최대진폭이 약 1/3로 감소함을 알 수 있다.

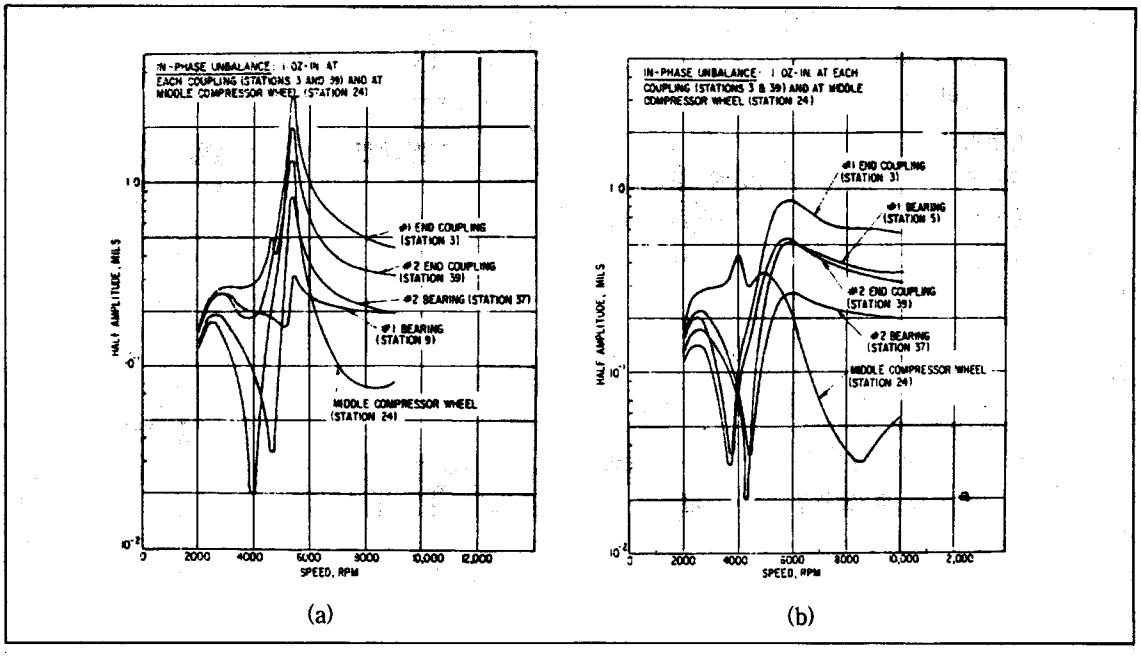

그림 13. 회전체계의 불평형응답특성 (a)베어링위치 변경전 (b) 변경후

6. 회전체계의 안정성 해석

개스터빈 회전체계에는 진동을 감소시키는 박막오일 댐퍼베어링이나 유막베어링의 감쇠력, 회전축의 재료감쇠력 뿐만 아니라 축의 진동을 더 크게하는 여러가지 불안정력 - 라비린스 시일의 연성력, 임펠러나 터빈에 의해 발생하는 공력학적 가진력 등 - 도 작용한다. 이러한 여러가지 감쇠력 및 불안정력을 시스템 모델링에 첨가하여 고유치 해석을 하면 복소수형태의 고유치가 계산된다. 복소수형태의 고유치의 허수값은 감쇠고유진동수(ω_d)이고 실수값은 감쇠계수(λ)로서, 시스템에 충격하중이 가해졌을 때 고유진동모우드는 감쇠고유진동수의 주파수를 갖고 진폭의 크기가 $e^{\lambda t}$ (t는 시간)의 형태로 변하는 과도응답을 하게된다. 따라서 λ가 음수이면 그 진동모우드는 안정해서 과도응답이 시간에 따라 기하급수적으로 작아져서 궁극적으로는 사라지게 되고 양수이면 불안정해서 시간이 흐름에 따라 점점 커지게 된다.

회전축-베어링 시스템의 안정성은 흔히 $\delta=-2\pi\lambda/\omega_n$ (ω_n:비감쇠고유진동수)으로 정의된 대수감소계수(Logarithmic decrement)를 사용하며, 그림 14와 같이 각 고유진동 모우드의 대수감소계수의 변화를 회전수에 따라 도시한 안정성선도(stability map)를 작성, 불안정한 모우드를 선별한다. 일반적으로 대수감소계수가 0.5보다 크면 모우드가 안정적이라고 간주하고 대수감소계수가 0.25에서 0.5의 값을 가지면 그 모우드를 가진시킬수 있는 시스템의 불안정력을 면밀이 검토해야 한다. 0보다 크고 0.25보다 작은 대수감소계수를 갖는 모우드는 안정성경계에 있으며(marginally stable) 0보다 작은 값을 갖는 모우드는 불안정하므로 크기가 작은 내적 또는 외적 가진력에 대해 매우 민감하게 응답하게 된다. 따라서 이러한 진동모우드는 시스템 감쇠계수를 크게하는 방향으로 회전체계를 재설계하여 안정화시키는 것이 필수적이며 재설계를 위해서는 베어링 및 시일에서의 불안정력, 임펠러, 터빈에서의 공력학적 가진력에 대해 충분한 해석자료가 요구되므로 최근의 선진국의 회전체역학관련 연구는 이러한 시스템 각 요소의 불안정화 메카니즘의 규명에 촛점을 맞추고 있다.

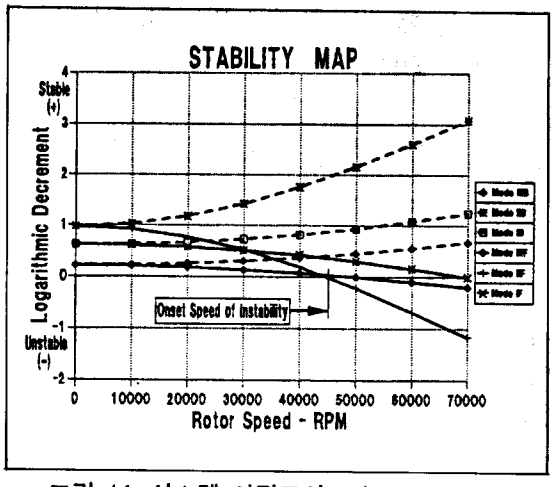

그림 14. 시스템 안정도선도 (stability map)

7. 결 론

지금까지 개스터빈 회전체계의 설계에 회전체 동력학적 설계기술이 어떻게 적용되는가를 개괄적으로 기술하였다. 개스터빈의 회전체역학적 설계목표를 다시 요약하면 다음과 같다.

1) 운전범위내의 시스템 위험속도의 제거
2) 위험속도에서의 동적응답 최소화
3) 회전축으로부터 회전축 지지구조물에 전달되는 진동 전달력의 최소화
4) 팁 간극, 시일간극을 최소화함과 동시에 마찰 접촉의 방지
5) 시스템 안정화

이 밖에도 비틂진동에 의한 공진방지 및 불안정영역의 회피등을 들 수있으나 항공용 또는 개조형 개스터빈의 경우는 비틂진동보다도 횡진동의 영향이 크므로 비틂진동 관련기술은 생략하였다. 위에 열거한 설계목표를 달성하기 위해서는 첫째, 시스템의 정확한 모델링, 둘째, 최적의 베어링 선정 및 지지부설계가 이루어져야하고, 셋째, 고유진동수, 위험속도의 분석에 의한 설계의 검증 및 수정과정을 거쳐, 넷째, 불평형응답특성 및 시스템 안정도 해석을 수행, 시스템의 신뢰성을 제고시키는 설계기법의 확립이 필수적이다. 현재 본 연구그룹에서는 정부지원 개스터빈 개발과제를 통해 회전체역학적 설계기법을 구축하고 있어 조만간 개스터빈의 자체설계 및 제작의 기본 틀이 형성될 것으로 기대된다.

참 고 문 헌

1. ARDA (Advanced Rotor Dynamic Analysis) User Manual #4, "Computer Program Applications Manual", Pratt & Whitney, 1993
2. Colen, R.B., Gunter, E.J., and Gaston, C.G., "Undamped Critical Speed Analysis of Rotor Systems-A Manual for use with the Computer Program CRTSPD (Version HP 9845)", University of Virginia, UVA/ 643078 / MAE82 / 105R, August 1982
3. Childs, D.W., *Turbomachinery Rotordynamics*, John Wiley & Sons, 1993
4. Ehrich, F.F., *Handbook of Rotordynamics*, McGraw-Hill, 1991
5. Engine Critical Speed Analysis Program User Manual, Pratt & Whitney, 1979
6. Glasgow, D.A. and Nelson, H.D., "Stability Analysis of Rotor-Bearing Systems Using Component Mode Synthesis", ASME J. of Mechanical Design, pp 352-359, 1980
7. Hibner, D.H., "Dynamic Response of Viscous- Damped Multi-Shaft Jet Engines", AIAA Journal of Aircraft, pp 305-312, 1975
8. Lund, J.W., and Orcutt, F.K., "Calculations and Experiments on the Unbalance Response of a Flexible Rotor", ASME Journal of Engineering for Industry, pp 785-796, 1967
9. Lund, J.W., "Stability and Damped Critical Speeds of a Flexible Rotor in Fluid-Film Bearings", ASME Journal of Engineering for Industry, pp 509-517, 1974
10. Ma, P. and Beamish, D.C., "A Method of Determining the Stiffnesses of Conical Shaft

Sections for rotor Dynamics Alalysis", Presented at the Ninth Machinery Dynamics Seminar sponsored by The National Research Council of Canada, Montreal, Quebec, September 28-30, 1986

11. Malanosky, S.B., "Rotor-Bearing System Design Audit", Proceedings of 4th Turbomachinery Symposium, pp. 65-70, Texas A&M Univ. Oct. 1975
12. Meirovich, L., Analytical Methods in Vibrations, The Macmillan Co., New York, N.Y., 1967
13. Myklestad, N.O, "A New method of Calculating Natural Modes of Uncoupled Bending Vibration of Wings and Other Types of Beams", Journal of Aeronautical Sceince, vol. 11, 153-162, 1944
14. Nelson, H.D., and McVaugh, J.M., "The Dynamics of Rotor-Bearing Systems Using Finite Elements", ASME Journal of Engineering for Industry, pp 593-600, 1976
15. Nikolajsen, J., "Rotor Dynamics Analysis-An Improved Formulation of the Transfer Matrix Method", TN-581, Pratt & Whitney Aircraft of Canada, December 1980
16. Prohl, M.A, "A General Method for Calculating Critical Speeds of Flexible Rotors", ASME Journal of Applied Mechanics, A-142 to A-148, 1945
17. Vance, J.M., *Rotordynamics of Turbomachinery,* John Wiley & Sons, 1988
18. Zorzi, E.S. and Nelosn, H.D., "Finite Element Simulation of Rotor-Bearing systems with Internal damping", ASME Journal of Engineering for Power, pp 71-76, 1977
19. Zienkiewicz, O.C., The Finite Element Method, McGraw-Hill Book Company (UK) Limited, 3rd. ed., 1977
20. 오 군섭 외, "복합열병합 발전 플랜트 국산화 설계 및 제작기술 개발 (I)", 과기처 중간핵심 기술과제 보고서, 한국기계연구원, pp. 246-295, 1994