

회전기계의 신뢰성 보장을 위한 로터다이나믹 해석절차

김병옥* · 이안성** · 이동환** · 김영철**

1. 서 론

회전기계는 가전제품, 의료장비, 산업용, 우주항공 등 현대사회에서 없어서는 안될 매우 중요한 장비이다. 특히 국가기간산업인 석유정제, 석유화학, 발전장비 등의 프로세스 또는 유틸리티 플랜트에 적용되는 회전기계는 에너지 생성 및 변환 활용에 중추적 역할을 담당하고 있다. 그러나 이들 회전기계의 고장수리를 비롯한 직접 유지보수 비용만도 연간 1천억원 이상을 상회하며⁽¹⁾, 특히 가동중지에 따른 총 손실 등을 고려한다면 총 경제비용은 천문학적으로 증가된다. 회전기계의 가동율, 생산성, 그리고 신뢰성 향상을 위해서는 생산단계부터 세밀한 로터다이나믹 설계해석 절차가 필수적으로 요구되며, 설비를 도입하더라도 제원결정을 비롯한 도입단계부터 설비의 안정성과 신뢰성확보를 위해 설계 감리차원의 로터다이나믹 설계해석 절차가 필수적으로 요구된다.

따라서, 본 글에서는 회전기계의 운전 신뢰성 보장을 위한 로터다이나믹 설계절차의 주요내용을 소개하고자 한다. 여기서 검토되는 내용은 일반 산업용 회전기계 설비 뿐만 아니라 고성능 터보기계를 비롯하여 기타 회전기계에 적용될 수 있으며, API standard^(2,3,4), 기존문헌^(1,5,6,7,8,9) 등을 참고하여 회전기계 제작자, 설비 도입자, 현장 기술자 등에게 로터다이나믹 설계해석 절차에 대한 이해의 폭을 넓히고 활용의 계기를 마련하고자 한다.

2. 설계해석 절차의 내용

회전기계의 신뢰성 보장을 위한 핵심적인 로터다이나믹 설계절차의 종합적인 flow chart가 Fig. 1에 나타나 있으며, 베어링 설계 시 고려해야 할 사항과 로터 축계 상세설계 해석을 중심으로 주요 내용을 살펴보고자

한다. 설계해석을 위해 요구되는 자료는 베어링의 기하형상, 로터 축계의 기하형상, 임펠러와 디스크 등 부가 요소의 질량과 관성, 오일 점성, 케이싱 질량, 베어링 하우징 강성, 그리고 운전환경 등으로 이들의 정확한 자료가 요구된다.

2.1. 베어링 특성 및 선정⁽⁵⁾

베어링은 마찰형식에 따라 크게 유체윤활 베어링

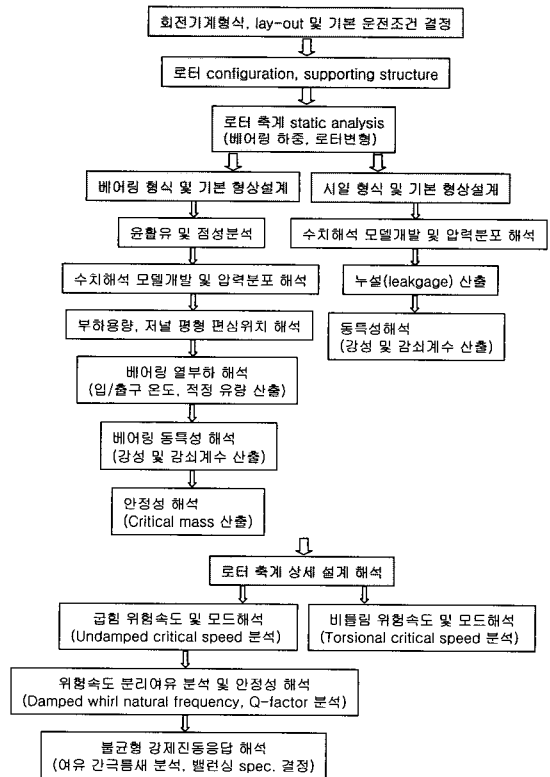


Fig. 1 A rotordynamics design flow chart for rotating machinery

* 한국기계연구원 e-엔지니어링연구센터 회전기계팀
E-mail : kbo2612@kimm.re.kr

** 한국기계연구원 e-엔지니어링연구센터 회전기계팀

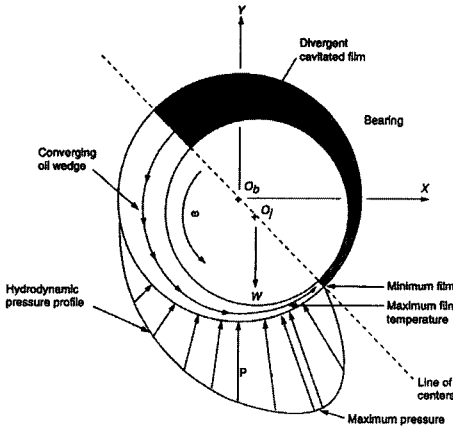


Fig. 2 Journal bearing hydrodynamic film

(fluid film bearing)과 구름 베어링 (rolling element bearing)으로 구분한다. 특히 유체윤활 베어링은 고하중 지지능력, 장수명, 흡진성과 내충격성을 가지고 있어 증기터빈, 가스터빈, 압축기, 펌프, 발전기, 내연기관 등에 널리 사용되고 있다. 1차 위험속도 (critical speed) 아래에서 운전되는 기어박스나 모터류에서는 주로 구름베어링이 사용되며, 터보기계와 같이 무겁고 고속으로 운전하는 로터에는 구름베어링 보다는 유체윤활 베어링이 주로 사용되고 있다 (Fig. 2 참조⁽⁴⁾). 이는 로터의 하중이 크고, 축의 회전속도가 높아지면 구름요소의 피로한계로 인해 구름베어링 사용이 불가능하기 때문이다. 본 글에서는 유체윤활 베어링에 관련된 사항만을 소개한다.

축계 운전 신뢰성 확보를 위해서 가장 중요한 것은 운전조건에 맞는 베어링 형상과 크기를 결정하는 일이며, 이것은 축의 하중을 지지함과 동시에 적절한 강성과 감쇠를 가지게 함으로써 로터의 진동과 소음 등을 최소화 할 수 있다. Fig. 3⁽⁶⁾은 회전기계에 널리 사용되는 저널베어링의 주요 형상을 나타낸다. 원형 보다는 타원형, 타원형 보다는 오프셋 (off-set) 베어링, 이보다는 틸팅 패드 형상 베어링이 안정성면에서 탁월하게 우수하여 고속 회전기계에서는 구조가 다소 복잡하고 가격이 비싼 틸팅 패드 저널베어링을 널리 사용하고 있다.

2.2. 유체 윤활베어링 설계기준

유체윤활 베어링의 운전 한도는 완전한 유막 형성을 위한 최소 유막 두께, 베빗 (babbit)면의 건전성을 위한 최대 메탈온도와 최대 유막압력, 그리고 베어링의 자려진동 방지를 위한 안정성 특성 등에 의해 정해진다. 베

BEARING TYPE	LOAD CAPACITY	SUITABLE DIRECTION OF ROTATION	RESISTANCE TO HALFSPEED WHIRL	STIFFNESS AND DAMPING
CYLINDRICAL BORE	GOOD		WORST	MODERATE
CYLINDRICAL BORE WITH DAMMED GROOVE	GOOD		INCREASING ↓ BEST	MODERATE
LEMON BORE	GOOD			MODERATE
THREE LOBE	MODERATE			GOOD
OFFSET HALVES	GOOD			EXCELLENT
TILTING PAD	MODERATE			GOOD

Fig. 3 Comparison of journal bearing types

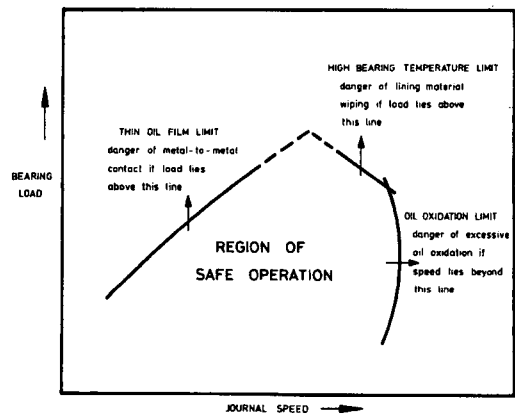


Fig. 4 Limits of safe operation for hydrodynamic journal bearings

어링 실제에서 가장 기본이 되는 운전한도는 부하하중이며, 회전속도에 따라 허용 부하의 크기를 다르게 규정하고 있다 (Fig. 4 참조⁽⁶⁾).

저속에서는 최소 유막두께에 의해 운전한도가 정해진다. 이는 최소 유막두께를 유지할 수 있는 하중만 부가된다면 온도와 압력은 그다지 문제가 되지 않기 때문이다. 반면 중속에서는 동압에 의해 어느 정도의 충분한

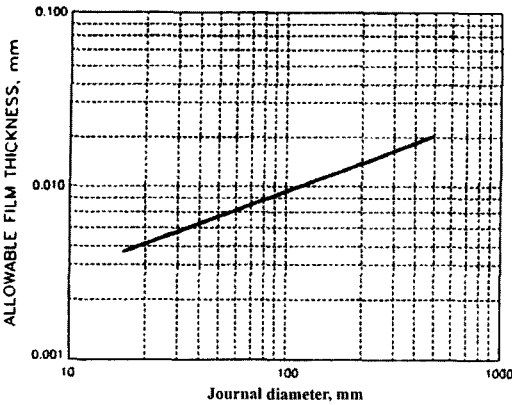


Fig. 5 Allowable minimum film thickness of journal bearings

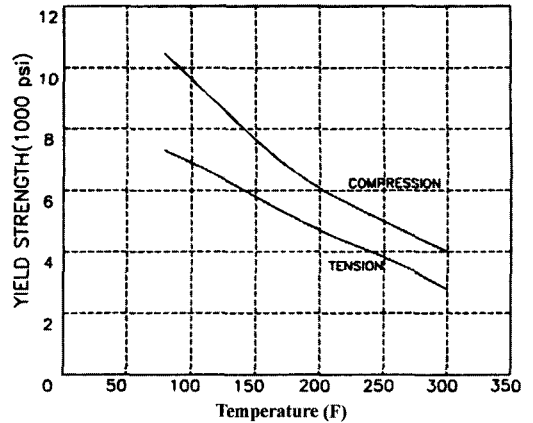


Fig. 6 Yield strength of bearing metal

유막이 형성되고, 온도도 그다지 높지 않기 때문에 최대 면압이 설계기준이 된다. 그러나 속도가 충분히 높아지면 마찰에 의한 온도가 급격히 높아지기 때문에 최대 온도를 설계 기준으로 허용 부하하중의 크기를 정한다. 그러나 유체윤활 베어링은 유막의 불안정 현상에 의해 자러진동이 발생하기 때문에 반드시 안정성 특성을 평가하여 베어링이 설계되도록 해야 한다.

최소 유막두께 (Minimum film thickness)

유체윤활 베어링은 운전 중 동압에 의한 반력과 축의 무게가 평형이 이루어지도록 축은 적당한 편심과 자세 각을 가진다. 이로 인해 원주방향으로 유막두께가 달라지며 최소 유막두께가 존재한다. 최소 유막두께가 너무 작으면 윤활유 내에 불순물이 유입되었을 경우 최소 간극을 통과하지 못하고 베어링면이나 저널면이 손상을 입게 된다. 또한 메탈온도와 유막압력이 급격히 상승되며, 갑작스런 외부 교란이나 과부하를 충분히 지지할 수 없게 된다. 최소 유막두께는 베어링 형상, 크기, 운전조건, 적용대상 및 요구되는 신뢰성 정도 등에 따라 적절한 크기를 가지도록 설계하고 있기 때문에 일의적으로 규정된 값은 없다. Fig. 5⁽⁵⁾는 유체윤활 베어링 설계에 일반적으로 적용되고 있는 저어널 직경과 최소 유막두께의 관계를 나타낸 그림이다.

최대 메탈 온도 (Maximum metal temperature)

실제로 유체윤활 베어링 파손의 주요 원인은 온도상승에 의해 베어링 메탈의 강도저하에 의한 파손이다. Fig. 6⁽⁵⁾는 베어링 베트 메탈의 항복응력과 온도와의 관계를 나타낸 그림으로써, 온도상승에 의해 베어링 메탈

의 인장 및 압축강도가 현저히 저하됨을 알 수 있다. 따라서 온도상승에 의한 베어링의 파손을 방지하기 위해서는 베어링의 최대온도가 허용치 이내가 되도록 설계하여야 한다. 통상 유체윤활 베어링의 최대 메탈온도는 윤활유 강제순환 방식인 경우는 최대 125℃, 공랭식인 경우는 최대 90℃를 넘지 않도록 규정하고 있다.

최대 유막압력 (Maximum film pressure)

베어링 면에 작용하는 국부적인 최대 유막압력은 베어링의 건전성 확보를 위해서는 최대 유막압력이 베트메탈의 항복응력을 초과해서는 안된다. 유체윤활 베어링에서의 유막 최대압력은 일반적으로 평균면압의 약 3배 정도이다. 평균면압이 너무 작게 설정되면 안정성이 문제가 되기 때문에 적절한 범위 내에 들도록 설계하여야 한다.

안정성 특성 (Stability)

유체윤활 베어링은 베어링의 강성과 감쇠만의 성질에 의해 불안정현상 즉, 오일 휠 (oil whirl)과 오일 휩 (oil whip)이 발생하여 전체 시스템의 운전을 불가능케 한다. 특히 오일 휩은 불안정 주파수가 시스템의 1차 고유진동수와 동일한 주파수에서 진동이 증폭되는 공진현상으로 통상 고유진동수의 2배 회전속도에서 발생한다. 일단 오일 휩이 발생되면 회전속도를 상승시키더라도 불안정 진동이 소멸되지 않고 점차 커지는 특이한 현상을 가진다 (Fig. 7 참조). 이러한 불안정 현상을 줄이기 위해서는 베어링 형상의 변경, 베어링 단위하중 증가, 그리고 윤활유 점도를 낮춤으로써 가능해진다. 베어링의 형상은 원형, 타원형, 로브형, 킬링 패드형 순으로 안

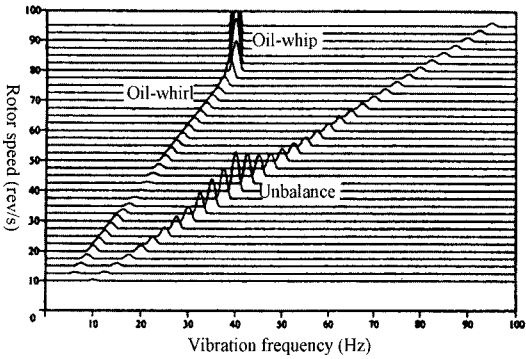
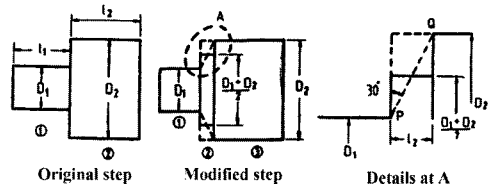


Fig. 7 Oil whirl and oil whip frequency



Element	Width	Mass diameter	Stiffness diameter
1	l_1	D_1	D_1
2	$\frac{D_2 - D_1}{\sqrt{12}}$	D_2	$\frac{D_1 + D_2}{2}$
3	$l_2 - \frac{D_2 - D_1}{\sqrt{12}}$	D_2	D_2

Fig. 9 Intermediate step element modeling

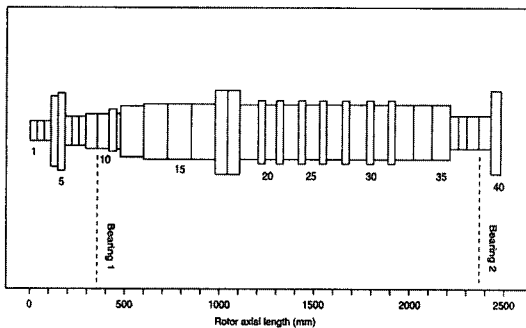
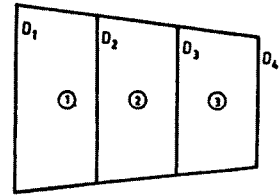


Fig. 8 A example of rotor shaft modeling

정성 특성이 좋아지며, 특히 틸팅 패드형은 이론적으로 연성향이 존재하지 않기 때문에 불안정 현상이 발생하지 않는다. 이런 이유로 1차 위험속도 이상에서 운전되거나 외부 불안정 가진이 큰 고속 회전기계의 안정성 향상을 위해 틸팅 패드형 베어링이 널리 사용되고 있다. 그러나 1차 위험속도에 아래에서 운전되도록 설계된 시스템에 틸팅 패드형 베어링을 굳이 사용할 필요는 없다.

2.3. 로터 축계 모델링

정·동특성 해석을 위한 로터 축계 모델링의 정확도는 수행해석의 방법과 요구되는 정확도에 의존한다. 일반적으로 사용되는 해석방법에는 전달행렬법 (transfer matrix method)과 유한요소법 (finite element method)이 있으며, 이들 방법은 로터 축계를 구간별로 분할하여 해석을 수행한다. Fig. 8⁽⁴⁾은 구간별로 분할된 로터 축계 모델링 예를 나타낸 그림이다. 최근 대부분의 로터다이나믹 상용해석 프로그램들은 모델링 유연성이 좋은 유한요소법을 채택하고 있다.



Element	Mass diameter	Stiffness diameter
1	$(D_1 + D_2) \frac{1}{2}$	D_2
2	$(D_2 + D_3) \frac{1}{2}$	D_3
3	$(D_3 + D_4) \frac{1}{2}$	D_4

Fig. 10 Tapered rotor shaft modeling

로터 축계 요소분할

로터 축계 상의 분할점 수는 요구되는 모드 수의 최소 4배 이상이어야 한다. 만약 3차 모드까지 해석이 요구되면 적어도 12개의 분할점을 가져야 한다. 분할 요소의 L (length)/D (diameter) 비는 0.1~1로 유지되어야 하며, 0.5를 추천한다. 축의 단면이 갑자기 크게 바뀌는 경우, 바뀌는 부분에서 축 강성 감소효과가 발생한다. 이를 보정하기 위해서는 Fig. 9의 방법⁽⁷⁾을 사용할 수 있다.

테이퍼부 축계 모델링

테이퍼부 모델링은 앞서 언급한 요소분할 규칙에 의해서 분할하되, 질량직경과 강성직경은 Fig. 10⁽⁷⁾을 참고로 한다.

강성강화 효과

임펠러, 휠, 디스크, thrust collar, 슬리브 등이 로터

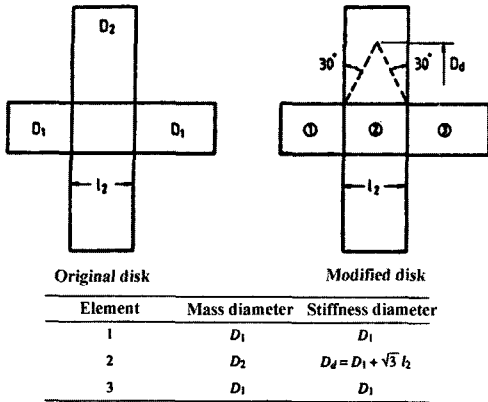


Fig. 11 Disk element modeling

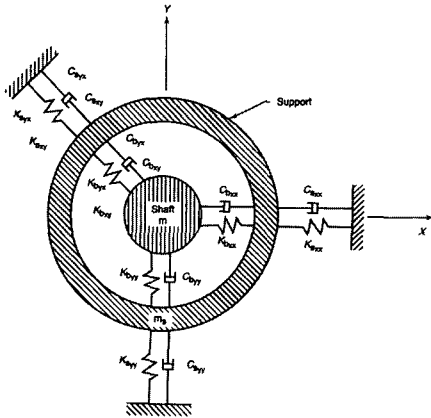


Fig. 12 Fluid film bearing and flexible support model

축에 억지끼워 맞춤으로 조립된 경우, 축요소의 강성을 강화시키는 효과를 가져온다. 그러나 억지끼워 맞춤의 정도에 따라 강성효과가 달라지기 때문에 일의적으로 규정하기 힘들다. 만약 위험속도의 해석결과와 실험결과가 5% 이상의 오차를 가지면 이 효과를 고려하여 모델링 수정작업을 해야 한다. 그러나 대부분의 압축기, 터빈의 경우 그 효과를 무시할 수 있어, 단순히 집중질량과 관성으로 취급할 수 있다. Fig. 11은 억지끼워 맞춤의 강성효과를 고려할 경우 사용될 수 있는 모델링 방법⁽⁷⁾을 보여준다.

베어링 지지 (하우징/기초)의 연성영향

로터-베어링 시스템의 지지 특성은 시스템의 위험속도와 공진에서 진폭증감 정도인 증폭계수 (amplification factor)에 크게 영향을 미친다. 연성지지의 일반적 영향

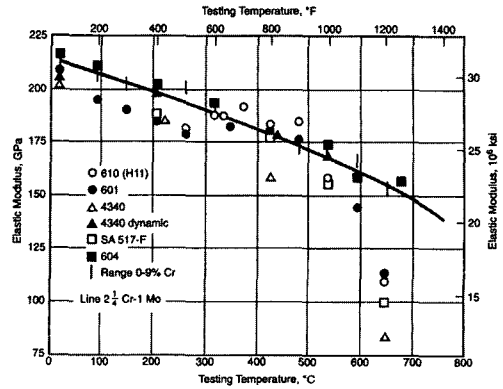


Fig. 13 Elastic modulus vs. temperature

은 시스템으로부터 베어링에 의해 발생된 감쇠를 빼앗음으로써, 장비의 횡진동 특성에 악영향을 끼친다. 특히, 하우징 강성이 베어링 강성의 3.5배 이하인 경우 지지하우징의 연성효과는 반드시 고려되어야 한다. Fig. 12⁽⁴⁾는 지지부를 고려한 단순모델을 보이고 있다.

온도에 따른 탄성계수의 변화

스팀/가스터빈 축의 경우와 같이 고온에서 운전되는 로터 축은 탄성계수가 상온보다 급격히 저하된다. 특히, 축의 온도가 90 °C를 초과하는 경우에는 온도에 따른 올바른 탄성계수를 사용하여 모델링 해야 한다. Fig. 13⁽⁴⁾은 각 물성치에 대한 탄성계수 변화양상을 보이고 있다.

사용 단위계

모델링 시 간과하기 쉬운 오류는 단위혼동으로 인한 입력데이터 에러를 들 수 있다. 에러를 방지하기 위해서

Table 1. Typical units for input

Parameter	SI Units		US Units
길이	mm	m	in
직경	mm	m	in
질량	kg		lbm
중량	N		lbf
질량관성	kg · mm ²	kg · m ²	lbm · in ²
강성	N/mm	N/m	lbf/in
감쇠	N · s/mm	N · s/m	lbf · s/in
중력가속도	9.81m/s ²		386.1in/s ²
밀도	kg/mm ³	kg/m ³	lbf · s ² /in ⁴
탄성계수	N/mm ²	N/m ²	lbf/in ²

는 일관된 단위사용이 필수적이며, Table 1에 통상 로터 모델링에 사용되는 단위계를 정리하였다.

2.4. 로터 축계 해석

유한요소법으로 모델링된 로터-베어링 시스템의 운동방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$[M]\{\ddot{q}\} + ([C] + [G])\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{Q\} \quad (1)$$

여기서, $[M]$, $[C]$, $[G]$, $[K]$ 는 각각 질량/관성, 감쇠, 자이로스코픽, 강성행렬을, 그리고 $\{q\}$ 와 $\{Q\}$ 는 일반화된 변위와 외력벡터를 나타낸다.

정적 해석 (Static analysis)

로터 축계의 정적해석은 베어링 하중산출, 로터의 변형 및 기울기, 굽힘 및 비틀림 강도를 해석하는 것이 주요 내용이다. 베어링 하중은 로터 축의 자체 중량과 기어구동인 경우는 기어 작용하중을 고려하여 산출되며, 일반화된 로터자중과 기어작용력을 식 (1)에 반영하면 식 (2)로부터 계산된다.

$$[K]\{q\} = \{Q\} \quad (2)$$

식 (2)에서 일반화된 변위벡터 $\{q\}$ 로부터 베어링 하중 (반력), 로터의 변형 및 기울기, 굽힘 및 비틀림 강도 등을 산출할 수 있으며, 계산된 베어링 하중은 베어링 설계에 활용된다.

위험속도 해석 (Critical speed analysis)

로터 축계 시스템에서 위험속도는 시스템의 고유진동수와 일치하는 회전속도를 의미하는 것으로써, 위험속도에서 진동이 급격히 증가하는 공진현상이 발생하기 때문에 위험속도 회피 설계는 초기단계에서 반드시 검토되어야 한다. 회전기계의 실제적인 동특성 해석은 감쇠와 자이로스코픽 효과를 고려한 위험속도 해석과 불균형 진동응답 해석이지만, 지지강성, 지지점 위치, 로터 형상에 따른 질량 및 강성 등이 고려된 비감쇠 위험속도 해석을 빠르게 수행하여 전반적인 위험속도 변화양상을 파악하는 것은 매우 중요하다. 이를 위해서 먼저 수행하는 설계해석은 주어진 로터 형상과 로터의 특성 지지점에서 베어링 강성변화에 따른 비감쇠 위험속도 맵 (critical speed map)을 산출하는 것이다. Fig. 14⁽⁴⁾는 위

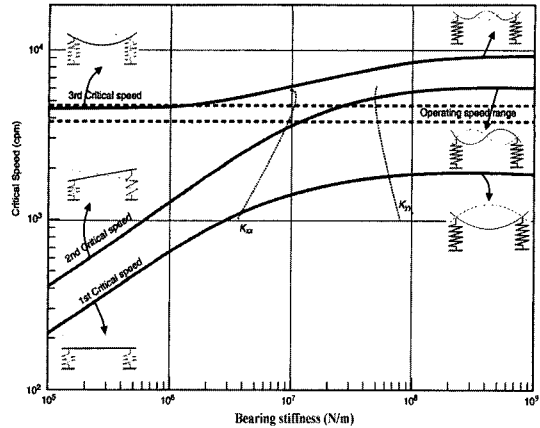
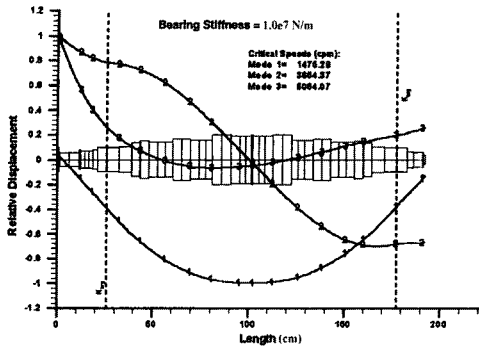
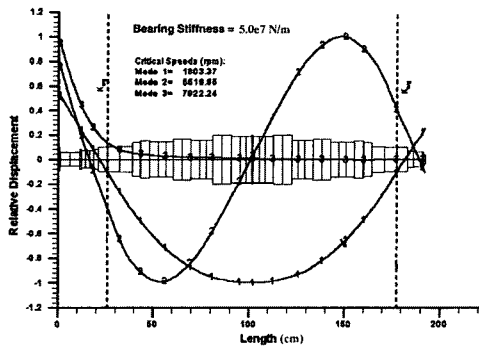


Fig. 14 Example of undamped critical speed map

험속도 맵의 한 예를 보이고 있다. 예에서 베어링 강성이 106 N/m 이하영역, 106~108 N/m 영역, 108 N/m 이상 영역 등 크게 세가지 영역으로 나뉘어 그 특성을 알아볼 수 있다. 첫 번째 영역에서, 베어링 강성의 증감에 따라 1차와 2차 위험속도 변화는 급격히 변화하지만, 3차 위험속도는 거의 변하지 않는다. 이때 1차와 2차 위험속도에 대응되는 모드를 강체모드라고 하며, 변형에너지의 대부분이 베어링에 저장된다. 즉, 베어링의 강성과 로터 질량/관성이 1차와 2차 위험속도 결정에 지배적인 영향을 끼친다. 그러나 3차 위험속도에서는 대부분의 변형에너지가 로터 축에 저장되는 유연모드이며, 베어링강성의 기여도가 미약하여 베어링 강성변화에 의한 3차 위험속도 변경은 거의 불가능하다. 세 번째 영역에서, 1차, 2차, 그리고 3차 위험속도는 거의 변하지 않으며 대부분의 변형에너지가 로터 축에 저장된다. 상대적으로 베어링 강성이 로터 축 강성보다 크기 때문에 위험속도가 로터의 강성과 질량으로 결정된다. 두 번째 영역은 첫 번째 영역과 세 번째 영역사이의 특성을 나타내며, 대부분의 회전기계는 두 번째 영역에서 설계된다. 위험속도 맵에서 회전속도에 대한 실제 베어링 강성을 중첩시키면, 위험속도 선과 교차하는 곳이 시스템의 잠재적인 위험속도가 된다. 로터강성이 큰 영역에서 잠재적인 위험속도가 존재하면 베어링 부의 상대운동 증가로 인한 감쇠작용이 상승되어 위험속도에서 증폭계수가 작아진다. 반면, 베어링 강성이 큰 영역에서는 베어링 부의 상대운동 감소로 감쇠작용이 작아져 위험속도에서 증폭계수가 커진다. 위험속도가 어디 위치해 있느냐에 따라 감쇠작용이 결정되기 때문에 설계 시 이러한 사항을 잘 반영하여야 한다.



(a)



(b)

Fig. 15 Typical undamped modes shapes with different values of bearing stiffness

모드해석 (Mode analysis)

앞서 언급한 비감쇠 위험속도 해석을 토대로 특정 베어링 강성에서 대응되는 비감쇠 모드형상을 Fig. 15에 나타내었다. 이 모드형상 정보로부터 특정 위험속도 근방에서 운전될 때 로터 축의 상대적인 변위를 알 수 있으며, 이를 통해 특정위치에서 측정된 진동량으로 다른 위치에서의 진동량을 예측할 수 있다. 또한 특정 위험속도와 관련된 불균형 분포위치를 잡을 수도 있으며, 그래서 감쇠를 고려한 효과적인 불균형 진동응답 해석을 수행할 수 있다.

캠벨선도 해석 (Campbell diagram analysis)

위험속도 해석을 수행하여 로터 형상을 결정하고, 베어링 형상에 대한 동특성 해석이 수행되면, 감쇠와 자이로스콕픽 효과를 고려한 실제 위험속도 해석을 수행한다. 캠벨선도 해석은 이러한 감쇠와 자이로스콕픽 효과를 고려한 위험속도를 산출하는 것이다. Fig. 16⁽⁸⁾은 베어링 지지 강성이 동일한 경우의 캠벨선도 예를 보이고

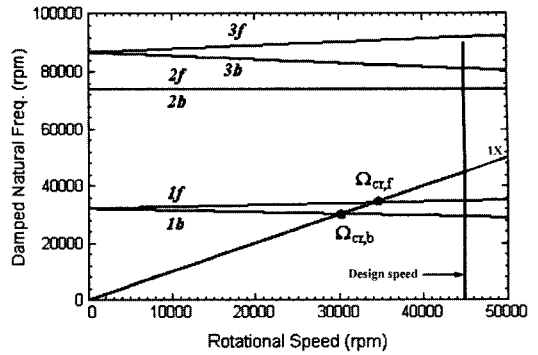


Fig. 16 A example of Campbell diagram, f:Forward, b:Backward

있다. 자이로스콕픽 효과에 의해서 회전속도에 따라 고유진동수 변화가 발생하며, 1X-동기회전수 선과 교차되는 곳이 시스템의 위험속도 ($\Omega_{cr,b}$, $\Omega_{cr,f}$)가 된다. 대부분의 경우, 정선회 동기위험속도, $\Omega_{cr,f}$, (불균형 가진력과 같은 회전속도와 동일한 가진력 발생 시 공진을 일으키는 회전속도)만을 고려하면 된다.

안정성 해석 (Stability analysis)

캠벨선도를 구하기 위해 고유치해석 (eigenvalue analysis)을 수행하면 고유진동수 뿐만 아니라 안정성의 척도가 되는 대수감쇠 (logarithmic decrement, δ)를 식 (3)에서와 같이 구할 수 있다.

$$\delta = -\frac{2\pi\lambda}{\omega} \tag{3}$$

여기서, λ 는 고유치의 실수부, ω 는 감쇠고유진동수이다. 일반적으로, 특정모드에서 시스템의 안정성 보장을 위한 δ 값은 0.1보다 커야하며, 1.0보다 크면 매우 잘 감쇠가 된 것이라고 판단한다. 참고로 Table 2⁽¹⁾는 고압

Table 2. A LogDec stability table for high-pressure centrifugal compressors

Stability of high pressure machines ($P_{inlet} > 500$ psia)	
LogDec range	Degree of stability
0.5 and higher	Minimum acceptable
0.2 to 0.5	Marginally stable
0.2 and lower	Marginally unstable or unstable

압축기에 대한 대수감쇠 값에 따른 안정성 정도를 나타내었다.

대수감쇠를 산출하면 식 (4)에 의해서 증폭계수(Q-factor, Qf 또는 Amplification factor, AF)를 구할 수 있다 (Fig. 17⁽⁹⁾참조).

$$Q_f = \frac{\pi}{\delta} \text{ 혹은 } \frac{N_c}{N_{c2} - N_{c1}} \quad (4)$$

증폭계수는 정격속도와 위험속도의 분리여유(separation margin, SM)를 설정하는 기준이 되며, 증폭계수와 분리여유의 상관관계는 다음과 같다.

- $Q_f < 2.5$: 임계감쇠된 것으로 평가되어 분리여유는 요구되지 않는다.
- $2.5 < Q_f < 3.55$: 정격속도는 위험속도 전·후로 각각 위험속도의 5%와 15%의 분리여유가 요구된다. 즉,

$$SM_1 = \left(\frac{5}{100}\right)N_c \text{ and } SM_2 = \left(\frac{15}{100}\right)N_c \quad (5)$$

- $3.55 < Q_f$: 정격속도가 위험속도 아래에 위치하면, 요구 분리여유는 다음과 같다.

$$SM_1 = \left(100 - \left(84 + \frac{6}{Q_f - 3}\right)\right)N_c \quad (6)$$

한편, 정격속도가 위험속도 위에 위치하면, 요구 분리여유는 아래와 같다.

$$SM_2 = \left(\left(126 - \frac{6}{Q_f - 3}\right) - 100\right)N_c \quad (7)$$

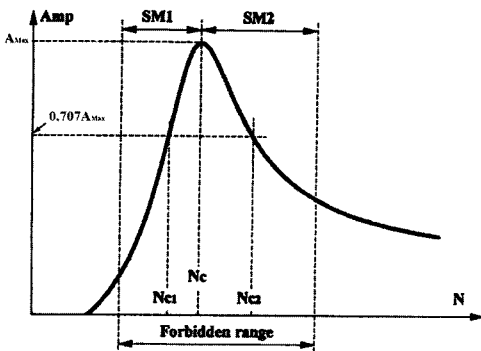


Fig. 17 Response around a critical speed(Nc)

불균형 진동응답 해석 (Unbalance response analysis)

위험속도 및 안정성 해석 등은 불균형으로 인해 예상되는 진동진폭의 정보는 주지 못한다. 이것은 시스템의 실제적인 감쇠를 고려하여 불균형 진동응답 해석을 수행 함으로써 알 수 있다. 해석의 주된 목적은 정격속도가 위험속도와 적절히 분리되었는지, 규정된 진동레벨을 초과하는지, 케이싱과의 러빙 (rubbing)이 발생하는지를 예측·검토하는 것이다. API⁽⁴⁾에서 규정하고 있는 불균형 제한치 규정은 다음과 같다.

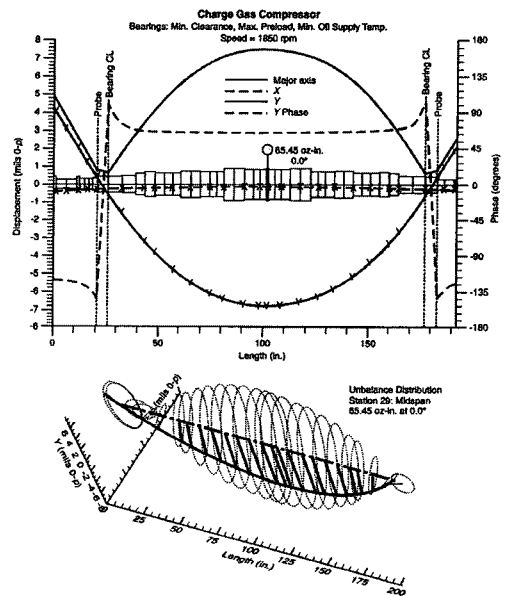


Fig. 18 Rotor unbalance response shape plots in 2D and 3D

$$U_{Max} = \frac{6350 W}{N} \text{ (g} \cdot \text{mm)} \quad (8)$$

여기서, W는 저널의 정적질량(kg)이다. 불균형 진동응답 해석에 사용되는 총 시험 불균형량은 2~8 U_{Max}이며, 모드해석에 의해 결정된 최대 진폭점에 해당 시험 불균형량을 분산 위치시켜 해석을 수행한다. 계산된 불균형 진동응답 크기는 API⁽⁴⁾에서 규정하고 있는 최대 진동레벨 L_v을 초과해서는 안된다.

$$L_v = 25.4 \sqrt{\frac{12,000}{N}} \text{ (}\mu\text{m, Pk.-Pk.)} \quad (9)$$

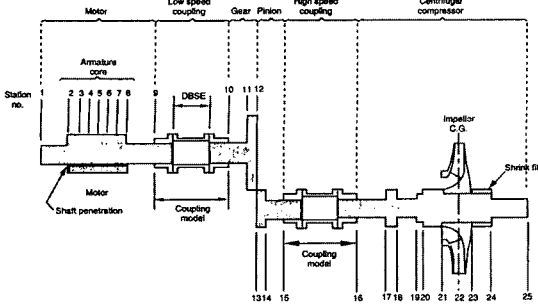


Fig. 19 Modeling a typical motor/gear/compressor train

여기서, N 은 최대 연속 회전속도 (rpm)이다. API는 최대 연속운전속도까지 임의 속도에서 계산된 불균형응답의 온진폭 (0-Pk.)이 기계전반에 걸친 최소 설계직경 운전점세의 75%를 초과하지 않을 것을 요구하고 있다. Fig. 18은 각 틸새부에서 불균형 진동이 차지하는 운전 틸새를 분석한 예를 보여주고 있다. 하우징의 지지 강성이 베어링 강성의 3.5배 이하 일 경우는 지지강성을 고려하여 불균형 진동응답해석을 수행하여야 한다.

2.5. 비틀림 축계 해석

비틀림 진동거동은 시스템의 각 유닛들이 서로 연결되었을 때 정상적인 작동여부를 판단하는 중요한 인자이다. 비틀림 위험속도 해석은 비틀림 고유진동수를 산출하여 가진력과 분리여유를 검토함으로써, 커플링 및 로터의 비틀림 파단을 방지하기 위한 것이다. Fig. 19⁽⁴⁾는 비틀림 해석을 위한 모터-기어-압축기 트레인의 예를 나타내었다.

Fig. 19와 같은 시스템의 비틀림 고유진동수와 잠재적인 가진력과 관계는 Fig. 20에 나타낸 감산선도를 사용한다. 발생가능한 잠재적인 가진주파수는 기어 피치원 run-out에 의한 모터측 1X-회전주파수, 피니언 1X-회전주파수와 기어메쉬 주파수, 과도상태 또는 비상시 전동기 전원변화에 의한 전원주파수 (60 Hz), 전동기 터미널 단락에 의한 1X-전원주파수와 2X-전원주파수 등이 고려될 수 있다. API에서는 이러한 잠재적인 가진주파수와 정격속도와와의 분리여유를 $\pm 10\%$ 이상으로 제시하고 있다. Fig. 20에 나타낸 예에서는 모터 1X-회전주파수와 1차 비틀림 고유주파수가 $\pm 10\%$ 이내에서 구동되고 있어 회피 설계변경이 요구되며, 그 밖의 주파수 성분들은 $\pm 10\%$ 이상 분리여유를 가짐을 알 수 있다. Fig. 21은 각각의 비틀림 고유진동수에 대응되는 모드형

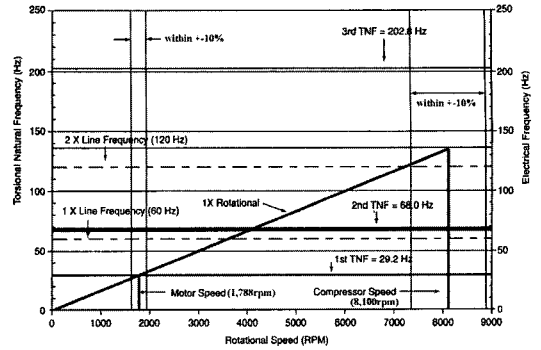


Fig. 20 Interference diagram for motor/gear/compressor train

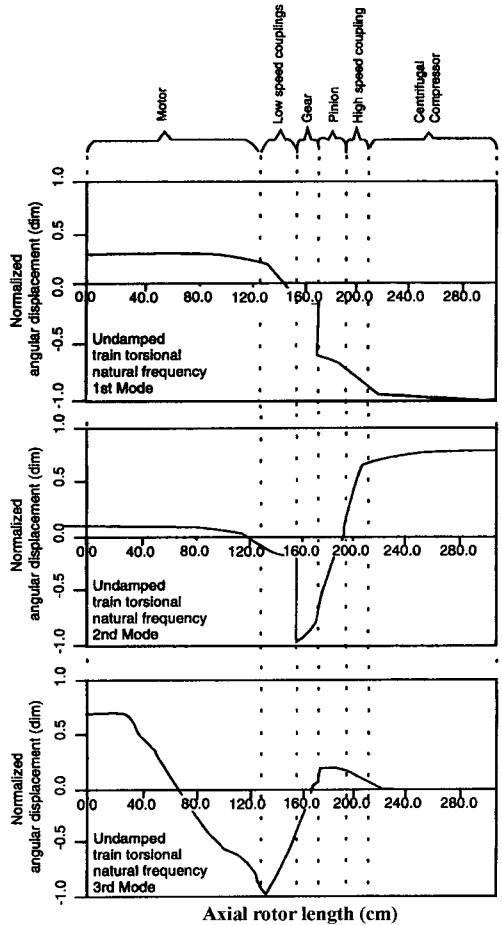


Fig. 21 Torsional mode shape for motor/gear/compressor train

상을 나타낸다. 1차와 2차 모드형상에서 축의 비틀림은 최소가 되고, 주로 커플링 축에서 비틀림 모드가 발생된다. 이것은 커플링의 비틀림 강성이 축의 비틀림 강성보

다 낮기 때문이다. 따라서, 1차와 2차모드는 커플링 강성에 큰 영향을 받는다. 3차 모드형상에서는 모터 축의 비틀림도 상당히 발생됨을 알 수 있다.

3. 결론

일반 산업용 및 각종 프로세스 등에 널리 사용되고 있는 펌프, 콤프레셔, 터빈 등의 회전기계 국내메이커 및 사용자들은 높은 제작경험에도 불구하고 전반적인 로터다이나믹 설계절차에 익숙치 않아 어려움을 겪고 있다. 세밀한 설계절차를 거치는 많은 제품은 현장에서 문제가 발생할 확률이 훨씬 높다. 여러 가지 원인들 중에도 특히, 설계 관련된 진동문제들이 현장에 설치된 장비에서 다수 발견되며, 일부 새로 설치한 장비에서도 진동문제가 발견되고 있다. 이러한 설계 관련된 진동문제의 발생을 예방하기 위해서는 제작자가 회전기계 제작 시 로터다이나믹 설계절차를 철저히 이행함은 물론 사용자 또한 제작자의 설계검토 이행여부를 확인·분석하고 시정을 요구하는 독립적 설계검토를 수행하여야 한다. 이와 같은 쌍방의 노력을 통해 설계 관련된 가능한 문제점들이 설비의 기동에 앞서 밝힘으로써, 갑작스러운 비계획 장비정지 또는 사고 등을 유발하는 많은 문제점들이 예방 처지 될 수 있다.

참고문헌

- (1) 이안성, 1998, “핵심 회전설비의 신뢰성 보장을 위한 로터다이나믹 설계감리”, 한국소음진동공학회지, 제8권, 제5호, pp. 775~783.
- (2) API Standard 610, 2004, “Centrifugal pumps for petroleum, Petrochemical and natural gas industries”.
- (3) API Standard 617, 2002, “Axial and centrifugal compressors and expander-compressor for petroleum, chemical and gas industry services”.
- (4) API Standard 684, 2005, “Rotordynamic tutorial :lateral critical speeds, unbalance response, stability, train torsionals, and rotor balancing”.
- (5) 하현천, 2003, “유체 윤활 베어링”, 한국소음진동공학회지, 제13권, 제3호, pp. 184~195.
- (6) Leopard, A. J., 1997, “Principles of fluid film bearing design and applications”, Proceedings of 6th Turbomachinery Symposium Gas Turbine Laboratories, pp. 207~230.
- (7) Rao, J. S., 1996, “Rotor dynamics”, 3rd edition, New age international publishers.
- (8) Chen, W. J., and Gunter, E. J., 2005, “Introduction to dynamics of rotor-bearing systems”, Eigen Technologies.
- (9) Lalanne, M., and Ferraris, G., 1998, “Rotor-dynamics prediction in engineering”, 2nd edition, John wiley and sons.