

< 논 문 >

유전 알고리즘을 이용한 회전축계의 진동 최적설계

Vibration Optimum Design of Rotor Systems Using Genetic Algorithm

최 병 근* · 양 보 석**

Byung-Gun Choi and Bo-Suk Yang

(1997년 4월 7일 접수 ; 1997년 6월 30일 심사완료)

Key Words : Genetic Algorithm(유전 알고리즘), Rotor System(회전축계), Optimum Design(최적설계), Q Factor (공진확대율), Logarithmic Decrement(대수감쇠율), Stability(안정성)

ABSTRACT

For high performance rotating machinery, unstable vibrations may occur caused by hydrodynamic forces such as oil film forces, clearance excitation forces generated by the working fluid, and etc. In order to improve the availability one has to take into account the vibrations very accurately. When designing a rotating machinery, the stability behavior and the resonance response can be obtained by calculation of the complex eigenvalues. A suitable modifications of seal and/or bearing design may effectively improve the stability and the response of a rotor system. This paper deals with the optimum length and clearance of seals and bearings to minimize the resonance response(Q factor) and to maximize the logarithmic decrement in the operating speed under the constraints of design variables. Also, for an avoidance of resonance region from the operating speed, an optimization technique has been used to yield the critical speeds as far from the operating speed as possible. The optimization method is used by the genetic algorithm, which is a search algorithm based on the mechanics of natural selection and natural genetics. The results show that the optimum design of seals and bearings can significantly improve the resonance response and the stability of the pump rotor system.

1. 서 론

유체회전기계는 일반회전기계와 달리 작동유체로부터 발생하는 유체력(hydrodynamic force)이 축계에 작용하며, 최근 유체기계의 고압, 고속화에 의하여 유체력이 불안정진동을 일으키는 것이 중요한 문제로 되고 있다. 원자력, 화력발전 플랜트 등에 사용되는 냉각순환계통의 펌프, 보일러급수펌프 등의 각종 펌프와 각종 압축기의 단 사이에 사용되는

wearing ring, 중간단 시일, balance piston 등의 회전부와 고정부사이의 미소틈새부분과 미끄럼 베어링, 임펠러등에서 발생하는 유체력이 그 원인이다.

최근 고속 소형화가 급속히 진전되어 1차 위험속도이상의 회전수를 상용회전수로 하는 회전기계가 많아지고 있고, 이러한 회전기계는 특히 높은 유체성능이 요구될 뿐만 아니라 회전축계가 진동에 대해 안정할 것이 불가결하게 요구된다.

일반적으로 동적인 외력을 받는 회전기계를 설계할 경우, 먼저 계의 고유진동수, 감쇠비, 모드형상 등을 해석적으로 검토해야 한다. 회전축계의 설계에는 운전속도에서 안정성(stability)이 양호할 것, 운전속도의 공진영역 회피 및 운전범위가 위험속도

*정회원, 부경대학교 대학원

**정회원, 부경대학교 공과대학 기계공학과

이상인 경우에는 위험속도 통과시 공진배율을 최소로 할 것을 동시에 만족해야 한다.

이에 관련된 연구로 Diewald와 Nordman^(1,2)은 공진회피를 위한 시일형상의 최적설계를 수행하였고, Nelson⁽³⁾과 Rao등⁽⁴⁾은 rotor-bearing계에서 베어링 최적화에 의한 공진회피 설계와 불평형응답 최소화에 관한 연구를 수행하였다.

본 논문에서는 회전기계의 진동특성에 중요한 영향을 미치는 베어링과 비접촉 시일요소의 동적유체력 특성을 고려하여 최근 생물의 진화원리(선택도태, 돌연변이, 교차)에 착상을 얻은 학습 알고리즘으로 우수한 형질을 가진 개체가 잘 적응하여 큰 생존확률을 가지고 더 많은 교배에 참가하여 우수한 자손을 생성한다는 자연계의 법칙과 생식(reproduction), 교차(crossover), 돌연변이(mutation)의 과정을 수행하는 유전학에 착상을 얻은 확률적 탐색방법의 하나인 유전 알고리즘(genetic algorithm : GA)^(5,6)을 이용하여 펌프축계의 최적설계를 수행한다. 즉, 운전속도에서의 안정성, 위험속도 이상에서 운전되는 회전체의 경우 위험속도 통과문제 및 위험속도 부근에서 운전되는 경우의 공진회피문제, 그리고 강제진동응답을 고려하여 최적인 베어링과 시일치수를 결정하는 것을 목적으로 하는 최적설계방법을 제안하고 단순회전체와 실제모델에 적용하여 그 유용성을 확인하였다.

2. 회전축계의 진동해석

Fig. 1은 해석모델의 일례로서 단단 양흡입 원심펌프의 회전축계를 나타내고 있다. 일반적으로 펌프와 같은 rotor-bearing-seal-impeller 계는 강체원판, 분포된 축의 질량과 강성, 그리고 베어링과 시일요소로 모델화 할 수 있고, Fig. 1에서와 같이 두 개의 좌표로서 계의 운동을 표현할 수 있다⁽⁷⁾. $F(XYZ)$ 고정좌표계를 나타낸다. 본 논문에서는 유한요소모델^(8,9)을 이용하여 해석을 수행한다.

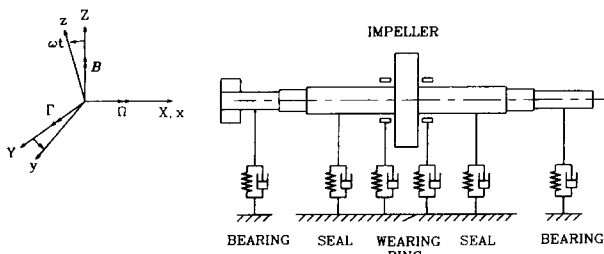


Fig. 1 Vibration analysis model

2.1 임펠러 요소

임펠러는 일반적으로 강체원판요소로 나타낼 수 있다. 강체원판은 Y, Z 방향의 두 개의 병진변위 V, W 와 Y, Z 축에 대한 원판면에서의 두 방향의 회전각변위 Γ, B 로 정의된 일반화 좌표를 갖는 4 자유도계로 모델화 할 수 있고, 축의 회전각속도 Ω 가 일정하다면 강체원판의 운동방정식은 다음과 같다.

$$(M_I^d + M_R^d) \ddot{q}^d - \Omega G^d \dot{q}^d = F^d \quad (1)$$

여기서 M_I^d, M_R^d 은 병진과 회전에 관한 질량행렬, G^d 는 자이로스코픽 행렬이며, F^d 는 임펠러에 작용하는 외력벡터이다.

2.2 축 요소

축요소는 요소양단에서 각각 두 개의 병진과 회전을 갖는 8 자유도계로 모델화 하고, 축요소내에서는 원형의 일정단면이 되도록 요소분할을 한다. 축의 질량밀도가 일정하다면 분포질량을 등가인 집중질량화 할 수 있고, 한 요소의 질량이 그 요소의 절점에 각각 등분되어 양단에 작용하는 것으로 한다. 이 경우 질량행렬은 대각 행렬로 단순화 된다.

고정좌표계에 대한 축요소의 운동방정식은 축의 회전각속도 Ω 가 일정하다면, 다음과 같이 주어진다.

$$(M_I^e + M_R^e) \ddot{q}^e - \Omega G^e \dot{q}^e + (K_B^e) q^e = F^e \quad (2)$$

여기서 q^e 는 축요소 양단에서의 병진 및 회전변위 V, W, B, Γ 를 나타내는 (8×1) 인 변위 벡터이다. M_I^e, M_R^e 은 병진과 회전에 관한 질량행렬, G^e 는 자이로스코픽 행렬이고, K_B^e 는 굽힘강성 행렬이다.

2.3 베어링과 시일 요소

베어링과 시일은 각각 8개의 강성과 감쇠계수를 가지는 선형화된 모델을 이용한다. 본 논문에서 베어링과 시일에 작용하는 힘은 다음 방정식을 만족한다.

$$\begin{aligned} C^b \dot{q}^b + K^b q^b &= F^b \\ C^s \dot{q}^s + K^s q^s &= F^s \end{aligned} \quad (3)$$

여기서 C^b, K^b, C^s 및 K^s 는 각각 베어링과 시일요소의 감쇠와 강성행렬로서, 각 요소 값은 각각 참고 문헌 (10)과 (11)을 이용하여 구하였다. 본 논문에서는 베어링과 시일부에서 작용하는 힘은 그 요소의 증상에 집중하여 작용하는 것으로 한다.

2.4 운동방정식

앞절에서 구한 각 요소의 운동방정식 (1)~(3)으로부터 고정좌표에 대한 전체 계의 거동을 나타내는 운동방정식은 다음과 같은 형태로 구성할 수 있다.

$$M\ddot{q} + C\dot{q} + Kq = F \quad (4)$$

2.5 고유치 해석

회전축계의 복소 고유치를 구하기 위해 식 (4)를 다음과 같이 변환한다.

$$A\dot{X} + BX = 0 \quad (5)$$

여기서

$$A = \begin{bmatrix} M & C \\ 0 & I \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 0 & K \\ -I & 0 \end{bmatrix}, X = \begin{bmatrix} \dot{q} \\ q \end{bmatrix}$$

식 (5)의 해를 $X = \bar{X}e^{\lambda t}$ 로 가정하면

$$(A\lambda + B)\bar{X} = 0 \quad (6)$$

이 얻어지고, 식 (6)이 의미있는 해를 갖기 위해 계수행렬의 행렬식이 0이 되어야 한다. 즉

$$|\lambda I + C| = 0 \quad (7)$$

여기서 $C = A^{-1}B$ 이고, λ 는 계의 고유치이다. 이 식은 λ 에 관한 방정식이 되고 $8n$ 개의 고유치가 얻어진다. 이는 보통 복소고유치가 되어 2쌍의 공액근

$$\lambda_j = \alpha_j \pm i\omega_j \quad (8)$$

이 얻어진다. 여기서 α_j 는 j 차 모드의 성장계수 (growth factor), ω_j 는 감쇠 고유진동수를 나타낸다. 식 (8)과 같은 복소고유치의 실수부와 허수부를 이용하여 다음과 같이 j 차 위험속도 통과시의 공진 배율인 Q factor Q_j 와 운전속도에서의 대수감쇠율 δ_{op} 를 구할 수 있다.

$$Q_j = \frac{1}{2\zeta_j} = -\frac{\sqrt{\alpha_j^2 + \omega_j^2}}{2\alpha_j} \quad (9)$$

$$\delta_{op} = \frac{-2\pi\alpha_{op}}{\omega_{op}} \quad (10)$$

여기서 ζ_j 는 j 차모드의 감쇠비, α_{op} 와 ω_{op} 는 각각 운전속도에서의 성장계수 및 감쇠 고유진동수이다.

3. GA에 의한 최적설계

집단유전학에서는 생물의 적응 정도를 계산하는 척도로서 평가함수의 적응도(fitness)가 사용된다. 적응도는 생존율, 출생율 및 그것들의 조합에 기인하는 번식의 성공도(reproductive success)로 정의할

수 있다⁽⁵⁾. 생물에 있어서 중요한 것은 자신과 유사한 것을 만드는 능력과, 유사하지만 미묘하게 다른 다수의 생물개체가 종이라는 집단을 구성해서 존재하는 것이다. 생물집단에 어떤 종의 제약(예를 들면 전 개체수가 일정하다는 것과 같은 도태압력)이 부가되면 집단내에 경합관계가 생겨나게 되고 보다 환경에 적응한 개체군이 번식에 성공하도록 된다. 즉, 적응도가 높게 된다. 이와 같은 생물계에 보여지는 현상을 이용한 것이 GA법이다. GA법은 Fogel 등의 집단 automaton에 관한 연구에서 처음 시작되었고 Holland등에 의해 발전되었다^(5,6). Fig. 2는 본 연구에 사용된 유전 알고리즘의 흐름도이다. 최적 설계 파라미터를 얻기 위한 탐색절차는 다음과 같은 과정을 토대로 이루어진다.

3.1 기본 파라미터의 설정

최적화 대상 모델이 설정되면, 그 모델의 최적해를 구하기 위해서 설정모델을 유전 알고리즘으로 사상(mapping)시켜야 한다. 이 과정에서 설계변수를 개체(string)로서 부호화해야 하며 해공간을 탐색하기 위해 개체의 길이와 개체수를 얼마정도로 할 것인가, 어느정도의 정밀도로 해공간을 탐색(resolution)할 것인가 등을 설정해야 한다. 기본 파라미터의 설정은 목적함수에 의존하게 된다. Fig. 3과 Fig. 4는 세대수의 증가에 대한 교차확률과 개체수의 변화에 따른 적응도의 변화를 나타낸다. 본 논문에서 사용한 목적함수의 경우 교차확률 75%, 개체수 95가

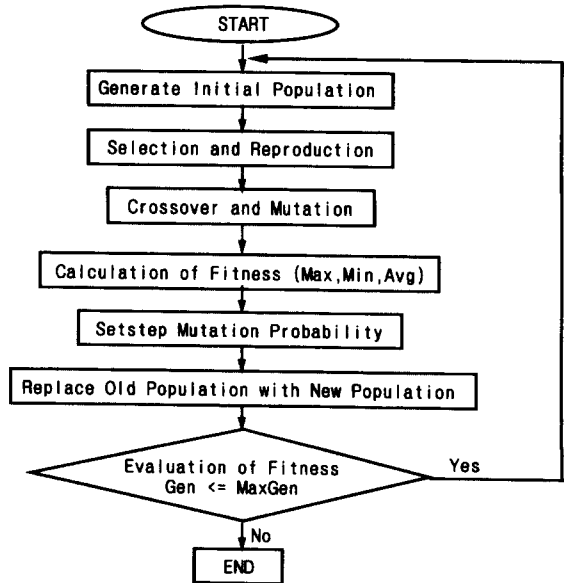


Fig. 2 Flow chart of genetic algorithm

최적임을 알 수 있다. 그러나 개체수를 95개로 하면 해의 정밀도보다는 해공간만 넓어져서 수렴속도가 지연되게 되므로 본 논문에서는 개체수를 적응도의 수렴면에서 개체수 95인 경우와 거의 동일한 결과를 나타내는 35개로 하였다. 개체의 길이는 적응도의 정밀도에 관계하고 수렴정도에는 크게 영향을 미치지 않으므로 본 논문에서는 경험상 개체의 길이를 60 bit로 하였다. 각 개체를 구성하는 염색체를 설계 변수인 베어링과 시일의 반경특새와 길이로서 4개의 파라미터로 나누고 설계 파라미터의 정보를 담고 있는 개체를 이진수로 표현하였다. Table 1은 본 논문에서 사용된 탐색파라미터이다.

3.2 유전자 균일 분포법

GA는 난수 탐색법의 하나로 초기집단은 정해진 개체길이와 개체수로 랜덤(random)하게 구성한다.

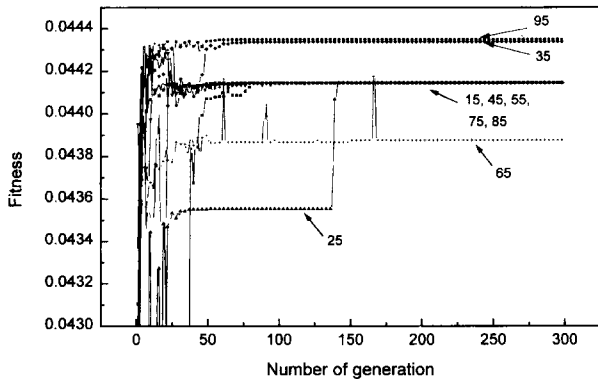


Fig. 3 Effects of crossover probability

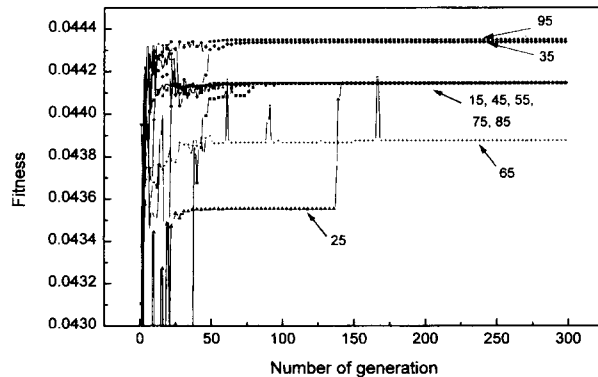


Fig. 4 Effects of chromosome number

생성된 초기집단이 탐색초기에 편향된 분포로 인해 국소최적점에 빠지는 것을 방지하기 위해 유전자 균일 분포법을 이용한다. 이 방법은 전체 집단개체의 반을 랜덤한이진값으로 먼저 초기화한 후, 그 집단의 나머지 반을 앞의 이진값들의 보수(complement)로 초기화한다. 이 방법에 의해 집단 내의 각 개체들의 유전자 0과 1의 집단내 분포는 1:1로 균일하게 된다.

3.3 적응도(fitness)

집단 내의 각 개체의 유전자형(genotype)을 십진수의 표현형(phenotype)으로 바꿔 적응도(fitness)를 평가하고 집단의 평균적응도를 고려하여 확률적인 취사 선택을 한다. 각 개체의 적응도는 목적함수에 의해 결정된다. 여기서 목적함수는 개체의 생성과 소멸을 결정하는 요인이다. 정해진 세대수만큼 반복하여 탐색을 종료한 후 최상의 적응도값을 갖는 개체를 평가하여 그 값을 최적해로 한다.

3.4 선택교배 전략

개체가 다음 세대에 자신의 유전자형을 남기는 것과 관련한 기능이다. 개체에 선택·도태의 압력을 가할 때에 중요한 것은 어느 개체끼리 교배시키는 가이다. 즉, 다음 세대에 우수한 자손을 번식시키기 위해 적응도가 높은 개체를 선택하는 방법이다. 본 논문에서는 다음 세대를 구성하기 위해 세대별 적응도가 상위 10%의 개체를 적응도 비례전략(roulette selection strategy)⁽¹²⁾에 따라서 선택한다. 선택확률이 큰 개체는 복수회 교배에 참가하므로 그 유전자는 집단중에 퍼져가게 된다.

3.5 교차(Crossover)

교차과정은 선택교배 전략에 의해 선택된 염색체에 대해서 교배지(mating pool)에서 수행하는 조작이다. 교배할 개체 쌍을 랜덤하게 선택한 후, 교차조작자(operator)에 의해서 부모 개체의 bit를 교차율에 따라 선택하여 자손의 개체를 만든다. 본 연구에서는 단순교차(simple crossover)를 사용하고, 부모염색체의 개체에 랜덤하게 생성된 교차위치 후반부의 부분 bit열을 교체되도록 한다. 교차는 파라메

Table 1 Searching parameter

Population size	Chromosome length	Crossover probability	Mutation probability	Generation
35	60	75%	Step	300

터 각각에 대해서 조작되며, 이 교차과정을 각 세대마다 반복한다.

3.6 돌연변이 (Mutation)

교차와 동시에 이루어지는 돌연변이는 유전자를 일정한 확률로 변화시키는 조작으로, random 탐색적이고 집단의 유전자형의 다양성을 유지하여 가능한 넓은 해공간을 탐색하도록 하며 초기수렴 즉, 국소적 최적해에 빠지는 것을 방지한다. 본 논문에서는 계단식 돌연변이 확률에 따라 개체의 유전자를 대립형질로 변화시킨다. 돌연변이는 세가지 파라미터에 대해서 임의로 설정된 돌연변이 확률에 따라 이진 개체의 임의의 bit를 a, b 대립형질(0은 1, 1은 0)로 바꾸어 주는 역할을 한다.

4. 수치계산에

수치계산에로서 단단양흡입 원심펌프와 다단 보일러급수펌프를 이용하여 운전속도에서의 안정성의 극대화 및 공진회피설계, 그리고 운전속도가 위험속도 이상인 경우, 위험속도 통과시 공진배율을 최소화하도록 베어링과 시일의 직경과 길이를 구하고 초기치와 최적치에 대한 불평형 응답과 대수감쇠율을 비교하였다.

4.1 단순 회전축계

Fig. 5은 단단 양흡입 원심펌프를 단순회전축계로 모델링한 것으로 계의 주요 data는 Table 2에 나타나 있다. 편의상 펌프 임펠러단 양측의 wearing ring에서 발생하는 유체력은 임펠러의 중앙에 집중하여 작용하는 것으로 하였다.

(1) 목적함수

이 펌프축계는 1차 고유진동수가 2438 rpm, 정격 운전속도가 3000 rpm으로 1차 위험속도 이상에서 운전되고 있다. 운전속도가 공진영역의 상한인 위험속도의 120%는 벗어나 있으나, 약 123%정도로 비교적 공진영역에 근접하여 있기 때문에 두가지 경우에 대하여 최적화를 수행하였다. 첫째는, 목적함수를 식 (11)과 같이 1차 위험속도 통과시의 공진배율 (Q_1)을 최소로 하고 동시에 운전속도에서 계의 안정성을 평가하기위해 계의 대수감쇠율(δ_{op})을 이용하고 이를 최대하도록 한다. 계의 안정성은 대수감쇠율이 양이고, 그 값이 클수록 안정하다 할 수 있다. 목적함수식에서 계가 최적인 상태로 향할 때 대

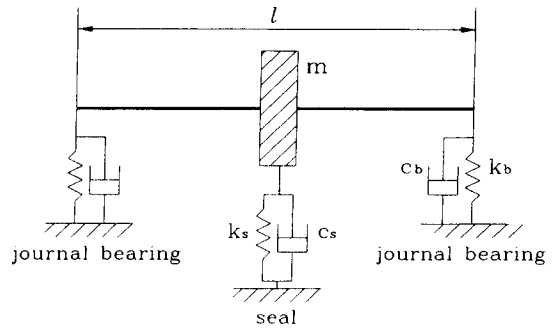


Fig. 5 Simple rotor model

Table 2 Data for simple rotor

Shaft	Impeller
Length : 1 m	Mass : 60 kg
Diameter : 4 cm	Diameter : 30 cm
Journal bearing	Seal
Pressure dam bearing	Pressure drop : 10 bar
Clearance : 0.05 mm	Length : 1 cm
Length : 4 cm	Clearance : 0.25 mm
Diameter : 4 cm	Diameter : 30 cm
Viscosity : 0.022 kg/ms	Viscosity : 0.8 g/ms

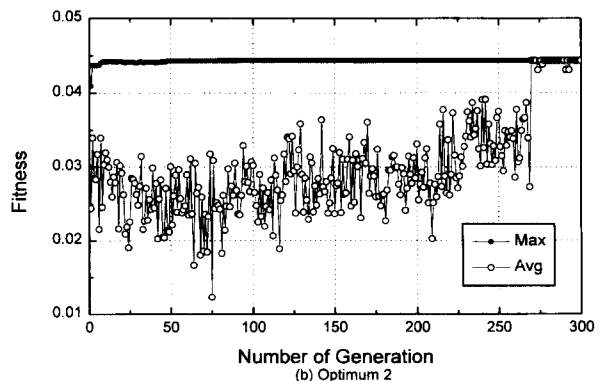
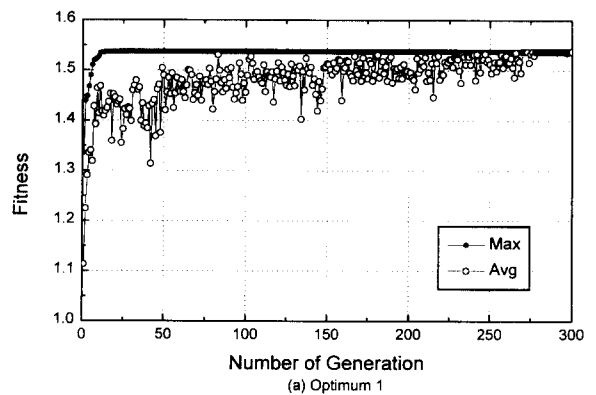


Fig. 6 Fitness of generation

Table 3 Result of optimization ($w_1, w_2=1$)

Items	Original model	Optimum 1	Optimum 2
1st critical speed (rpm)	2438.51	3469.21	2048.78
Q factor (Q_1)	6.695	0.783	0.873
Logarithmic decrement (δ_1)	0.471	5.211	4.387
Seal clearance (mm)	0.25	0.2	0.5
Seal length (mm)	10.0	20.0	18.965

수감쇠율이 최대가 되도록 표현하기 위해 역수를 취하였다. 둘째로는, 식 (12)와 같이 운전속도로부터 공진영역이 가능한 멀리 벗어날 수 있도록 1차 고유진동수(ω_1)를 낮추는 것과 동시에 공진배율(Q_1)을 최소로 하는 것이다.

$$\text{Optimum 1 : } f_1 = w_1 Q_1^2 + w_2 \frac{1}{\delta_{op}^2} \rightarrow \min. \quad (11)$$

$$\text{Optimum 2 : } f_2 = w_1 Q_1^2 + w_2 \left(\frac{\omega_1}{\omega_0} \right)^2 \rightarrow \min. \quad (12)$$

여기서 w_1, w_2 는 0과 1사이의 값을 갖는 가중치이고, 식 (12)에서 1차 고유진동수 ω_1 을 단순히 지지시의 1차 고유진동수(ω_0)로 정규화 하였다. 그리고 평가항목이 목적함수에 민감히 영향을 미치도록 제곱의 형태를 취한다.

(2) 설계변수와 구속조건

최적으로 하려는 설계변수는 시일의 길이(l_s)와 틈새(c_s)로 하였고, 각 설계변수의 구속조건은 실제 수정가능 영역을 고려하여 다음과 같이 정하였다.

$$\begin{aligned} 0.2 \text{ mm} &\leq c_s \leq 0.5 \text{ mm} \\ 10 \text{ mm} &\leq l_s \leq 20 \text{ mm} \end{aligned} \quad (13)$$

(3) 최적화 결과

Fig. 6은 두가지 목적함수에 있어서 GA의 세대변화에 따른 집단의 적응도(fitness)의 변화를 나타낸다. 여기서 Max는 각 세대에서 가장 높은 적응도를 갖는 개체의 적응도를 의미하며, Avg는 각 세대에서 모든 개체의 평균 적응도를 나타낸다. Fig. 6으로부터 Max는 약 15세대가 지나기전에 이미 최적화에 근접한 값으로 수렴하여 60세대가 지나면 완전히 수렴하게 된다. 270세대 이후에는 Avg값이 Max값에 거의 일치하고 있다. 이는 목적함수의 다봉성 때문에 한세대에서 대부분의 개체가 최적화의 영역근처에 있지 않고 넓게 퍼져 있음을 알 수 있다.

Table 3은 최적화의 결과를 나타낸 것으로 초기모델과 두가지 목적함수의 최적화에 따른 고유치해석

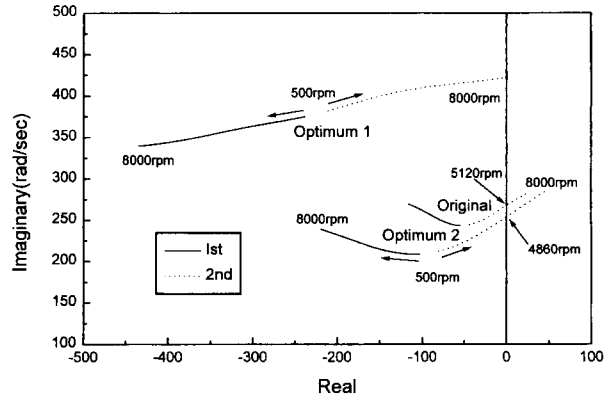


Fig. 7 Comparison of original design with optimum design for root locus

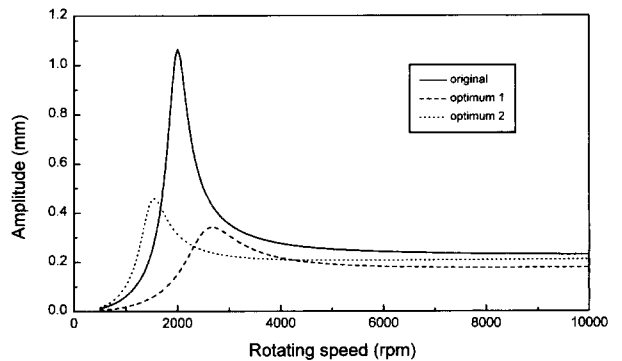


Fig. 8 Comparison of original design with optimum design for unbalance response

결과, 공진배율(Q factor), 대수감쇠율, 최적 시일 틈새와 길이를 나타낸다. 최적화결과 초기모델보다 Q factor는 두가지 경우 모두 거의 87% 이상 낮아졌고, 대수감쇠율은 거의 10배 이상씩 증가하여 공진진폭의 감소와 안정성의 향상이 이루어졌음을 알 수 있다.

Fig. 7은 초기 모델과 최적화 모델에 대한 복소고유치의 근궤적(root locus)을 비교한 것이다. 초기모델의 경우, 2차 모드가 5120 rpm을 안정한계속도(stability threshold speed)로 하여 불안정 영역에

들어가게 된다. Optimum 2의 경우는 계의 1차 고유진동수가 2049 rpm으로 낮아져서 운전속도가 고유진동수의 146.4%로 되어 약 123%로인 초기모델보다 공진영역을 확실히 벗어나게 되었고, 2차 모드의 안정한계속도가 5120 rpm에서 4860 rpm으로 낮아지게 되나 이는 운전영역보다 매우 높은 속도이므로 별문제는 없다. 그러나 Optimum 1의 경우, 계의 1차 고유진동수는 운전속도보다 높은 3470 rpm으로 높아지고 운전속도가 초기모델보다 공진영역에 더 많이 근접하지만, 2차 모드는 계산범위인 8000 rpm까지 안정함을 알 수 있다.

Fig. 8은 초기모델과 최적화모델의 불평형응답을 비교한 것이다. 최적 설계된 모델의 경우가 초기모델보다 불평형응답이 각각 약 68%, 57%씩 감소함을 알 수 있다.

4.2 실제 모델에의 적용

Fig. 9는 원자력이나 화력발전 플랜트에서 사용되는 보일러 급수 펌프(BFP)의 구조도이며, 펌프의 주요사양은 Table 4에 나타나 있다.

(1) 목적함수

Fig. 10은 보일러 급수 펌프의 회전속도의 변화에 따른 고유진동수의 변화를 나타내는 Campbell선도이다. 이 펌프는 정격 운전속도가 5820 rpm으로 1차

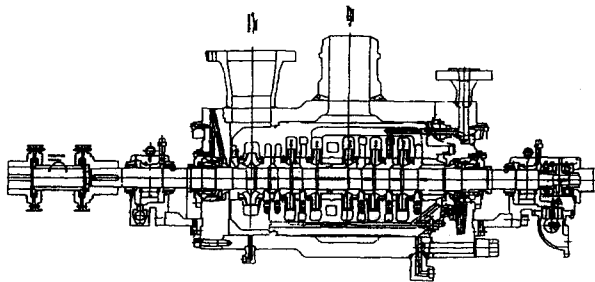


Fig. 9 Schematic diagram of boiler feed water pump

고유진동수(ω_1) 3275 cpm 과 2차 고유진동수(ω_2) 9613 cpm 사이에서 운전되고 있다. 따라서 계의 1차 고유진동수는 보다 낮은 영역으로 그리고 2차 고유진동수는 보다 높은 영역으로 이동하여 펌프의 운전가능영역을 넓게 하도록 다음과 같이 목적함수를 구성하였다.

$$f = w_1(n_{low} - a_1\omega_1)^2 + w_2(\omega_2 - a_2n_{high})^2 \rightarrow \min \quad (14)$$

식 (14)는 1차 고유진동수가 운전영역의 최하 속도 n_{low} 보다 적어도 a_1 배 이하로 낮고, 2차 고유진동수가 운전영역의 최고 속도 n_{high} 보다 적어도 a_2 배 이상 높아야 함을 나타낸다. 본 계산에서는 a_1, a_2 를 각각 1.22를 사용하였고, 계의 운전속도 영역을 다음과 같이 설정하여 최적화를 수행하였다.

$$n_{low}(=4000 \text{ rpm}) \leq \Omega \leq n_{high}(=8000 \text{ rpm}) \quad (15)$$

여기서 w_1 과 w_2 는 가중치이며, 0과 1사이의 값을 가진다.

(2) 설계변수와 구속조건

설계변수는 각각 펌프 좌우측의 지지 베어링, 3단

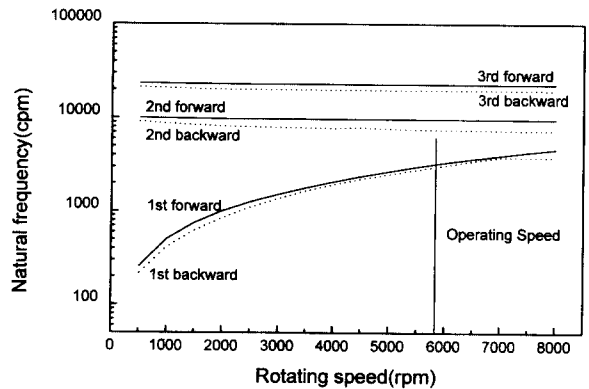


Fig. 10 Campbell diagram

Table 4 Data for BFP rotor

Shaft length : 2706 mm	Number of impeller : 6
Specific gravity (γ) : 0.8857×10^{-3}	Number of seal : 9
Rotor weight : 491.2 kg	
Journal bearing :	Impeller diameter : 29.69 cm (1st)
Pressure dam bearing	36.25 cm (2nd~6th)
Viscosity : #90 45°C (VG#32)	Head : 396.3 m (1st)
Operating speed : 5820 rpm	590.7 m (2nd~6th)
	Flow rate : 0.15m ³ /s(1st)
	0.299 m ³ /s (2nd~6th)

Table 5 Result of optimization ($w_1, w_2=1$)

Items		Original model	Optimum model
Critical speed	1st(ω_1) (rpm)	3275.61	3193.48
	2nd(ω_2) (rpm)	9631.00	9751.24
Bearing	Clearance (mm)	0.078	0.075
	Length (mm)	90.0	90.212
Center bush	Clearance (mm)	0.275	0.431
	Length (mm)	261.06	227.374
Balance bush	Clearance (mm)	0.275	0.343
	Length (mm)	370.29	368.389

임펠러와 6단 임펠러 사이의 center bush 그리고 4단 임펠러축의 balance bush에 대한 길이와 반경틈새로 하였고, 각 설계변수의 구속조건은 실제 설계변경이 가능한 범위내에서 아래와 같이 결정하였다.

$$\begin{aligned}
 &0.075 \text{ mm} < C_{bearing} < 0.085 \text{ mm} \\
 &80 \text{ mm} < l_{bearing} < 90.5 \text{ mm} \\
 &0.15 \text{ mm} < C_{center bush} < 0.45 \text{ mm} \\
 &200 \text{ mm} < l_{center bush} < 300 \text{ mm} \\
 &0.15 \text{ mm} < C_{balance bush} < 0.45 \text{ mm} \\
 &300 \text{ mm} < l_{balance bush} < 400 \text{ mm} \quad (16)
 \end{aligned}$$

(3) 최적화 결과

Table 5는 최적화의 결과를 나타낸 것으로 초기모델과 최적설계된 모델의 설계변수와 1차, 2차 위험속도를 나타낸다.

최적설계 결과 초기모델보다 1차 위험속도는 약 80 rpm이 낮아졌고, 2차 위험속도는 약 120 rpm 증가하여 펌프의 변동운전이 가능한 영역이 약 200 rpm 증가 하였고 보다 폭넓은 변동운전이 가능하며, 운전중 공진영역에 들어갈 가능성이 적어지게 됨을 알 수 있다.

5. 결 론

본 논문에서는 유체회전기계의 진동특성에 중요한 영향을 미치는 베어링과 비접촉 시일부의 동적유체력 특성을 고려하여 생물의 진화의 원리로부터 착안된 최적화를 위한 기법인 유전 알고리즘을 이용하여 펌프축계의 동적 최적설계를 수행하였다. 설계변수인 베어링과 시일의 길이와 틈새의 최적화를 통하여 위험속도 통과시 공진배율을 낮추고, 운전속도에서의 대수감쇠율을 증가시키므로써 안정성을 향상시킬

수 있었으며, 운전속도가 위험속도에 근접한 경우 공진영역을 벗어나도록 고유진동수를 변경하므로써 공진회피설계가 가능하도록 하였다.

참 고 문 헌

- (1) Diewald, W. and Nordmann, R., 1987, "Dynamic Analysis of Centrifugal Pump Rotors with Fluid-Mechanical Interactions", 11th Biennial Conference on Mechanical Vibrations and Noise, Boston/USA, pp. 27~30.
- (2) Diewald, W. and Nordmann, R., 1990, "Parameter Optimization for The Dynamics of Rotating Machinery", 3rd Int. Conf. on Rotordynamics, pp. 51~55.
- (3) Rajan, M., Rajan, S. D., Nelson, H. D. and Chen, W. J., 1987, "Optimal Placement of Critical Speeds in Rotor-Bearing Systems", Trans. ASME, Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design Vol. 109, pp. 152~157.
- (4) Bhat, R. B. and Rao, J. S. and Sankar, T. S., 1981, "Optimum Journal Bearing Parameters for Minimum Rotor Unbalance Response in Synchronous Whirl", ASME Paper 81-DET-55.
- (5) Goldberg, D. E., 1989, Genetic Algorithms in Search, Optimization & Machine Learning, Addison-Wesley Publishing Company, pp. 1~146.
- (6) Davis, L., ed., 1991, Handbook of Genetic Algorithms, Van Nostrand Reinhold, New York, pp. 3~23.
- (7) 최병근, 양보석, 김진욱, 1997, "임의 기초여진에 의한 보일러 급수펌프의 동적응답해석 및 평

- 가”, 유체기계 연구개발 협의회 강연논문집, pp. 173~177
- (8) Nelson, H. D. and McVaugh, J. M., 1976, “The Dynamics of Rotor-Bearing Systems Using Finite Elements”, Trans. ASME, Journal of Engineering for Industry, Vol. 98, No. 2, pp. 71~75.
- (9) Rajan, M., Nelson, H. D. and Chen, W. J., 1986, “Parameter Sensitivity in the Dynamics of Rotor-Bearing Systems”, Trans. ASME, Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design, Vol. 108, pp. 197~206.
- (10) 최원호, 양보석, 주호진, 1996, “유전알고리즘을 이용한 회전기계의 최적 현장 평형잡이” 대한기계학회 논문집(A), Vol. 20, No. 6, pp. 1819~1826.
- (11) Someya, T. ed., Journal-Bearing Databook, Spring-Verlag, 1988.
- (12) 양보석, 1996, “보일러급수펌프 진동해석 프로그램에 관한 연구”, 현대중공업 위탁연구보고서.