

원심펌프 축계용 동특성해석 및 최적설계 소프트웨어 개발

김용한*, 김영찬*, 송진대*, 양보석**, 김동조**

1. 서 론

최근 성자원, 성에너지의 절실한 필요성과 함께 플랜트의 고성능화, 대용량화, 다양화가 이루어져, 각종 유체회전기계는 임펠러의 소형화, 소단수화 그리고 회전축계의 소형화, 고속고압화 및 경량화하는 경향이 있다.

이러한 경향은 동시에 고속화의 요구와 연결되어 많은 새로운 기술상의 문제해결을 필요로 하고 있다. 내압강도 뿐만이 아니고 고압을 발생시키는 고속회전기계로서의 강도, 기능의 확보와 플랜트가동용의 점에서 높은 신뢰성이 요구된다. 신뢰성의 향상과 트러블 방지를 위한 중요한 설계 포인트중의 하나가 회전축계의 진동해석이다.

본 논문에서는 본 연구팀이 개발한 원심펌프 축계의 설계·해석용 통합 소프트웨어를 소개하고자 한다. 본 개발 소프트웨어는 지지부의 동특성 해석, 회전축계의 진동해석 및 최적설계의 3가지의 모듈로 구성되어 있다. 지지부의 동특성해석 부분에서는 저널베어링, 구름베어링 및 seal에 대한 동특성 해석을 독립적으로 수행가능하다. 축계진동해석 모듈에서는 FEM과 TMM의 해석 알고리즘을 이용하여 축계의 모델링, 정적 해석, 위험속도선도 해석, 고유치해석, 불평형 응답 해석 및 비틀림 진동해석이 가능하다. 또한 최적설계 모듈에서는 감도해석과 GA를 이용한 설계파라미터의 최적화를 수행하도록 하였다.

본 소프트웨어는 Win95/98에서 안정적으로 구동되며, 완벽한 Windows 인터페이스를 지원한다. Matlab과 Visual C++을 solver로 Visual Basic의 어플리케이션 환경에서 개발되었다.

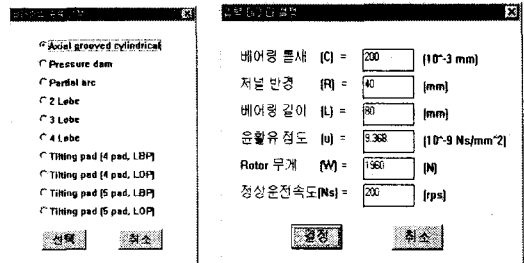


Fig. 1 Input windows for journal bearing

2. 지지부 동특성 해석

2.1 저널베어링 동특성 해석

베어링 이론에 의하면 기하학적으로 유사한 베어링의 성질은 다음 식으로 주어지는 Sommerfeld수가 같을 때는 상사한 거동을 나타낸다. 따라서 베어링의 거동을 표현하는 역학 계원의 크기는 모두 Sommerfeld수의 함수로서 주어지는 것이 통례이다. 본 프로그램에서는 59가지 저널 베어링의 Sommerfeld수에 대한 강성계수와 감쇠계수의 동특성치를 문헌[1]의 결과를 참고로 하여 계산하였다. 그림 1은 본 저널베어링 동특성 해석 모듈에서 베어링 데이터를 설정해주는 창을 보여주며, 그림 2는 본 모듈의 메인 창으로서 계산 결과를 보여주며, 좌측과 우측에 각각 강성계수와 감쇠계수 결과 그래프를 보여준다. 그림 3은 저널베어링의 정특성계수인 편심비, 위치각, 무차원 유량, 저널의 마찰계수등을 보여준다.

2.2 구름요소베어링 동특성 해석

본 모듈에서는 본 연구팀에서 실험으로 구축한 데

* 부경대 대학원

** 부경대 기계공학부

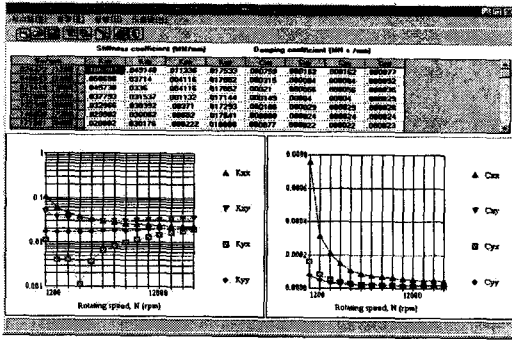


Fig. 2 Main window of journal bearing analysis

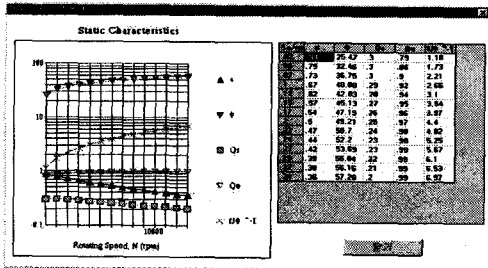


Fig. 3 Static characteristics of journal bearing

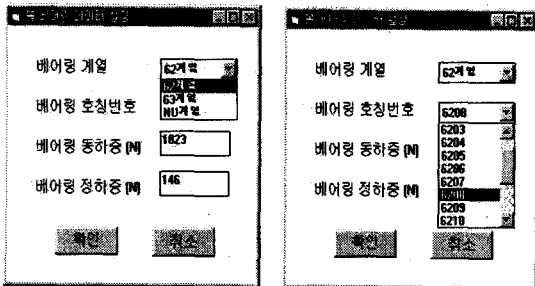


Fig. 4 Input windows for rolling element bearing

이러와 제안된 식들을 인용하여, 구름요소베어링의 강성을 평가한다. 현재 이용할 수 있는 베어링은 깊은 홈 볼 베어링으로 6200~6215, 6300~6315 등이며, 원통형롤러 베어링으로 NU208, NU209, NU210, NU211, NU213 등이 있다. 볼 베어링과 롤러베어링의 강성평가식은 Harris 식과 Soda 식을 이용하였으며, 볼베어링에 대해서는 Harris 식을 수정한 수정된 Harris식을 이용하였고, 롤러베어링에 대해서는 Harris 식과 Soda 식을 각각 수정하여 수정된 Harris 식 및 수정된 Soda 식을 이용하였다^{(2),(3),(4)}.

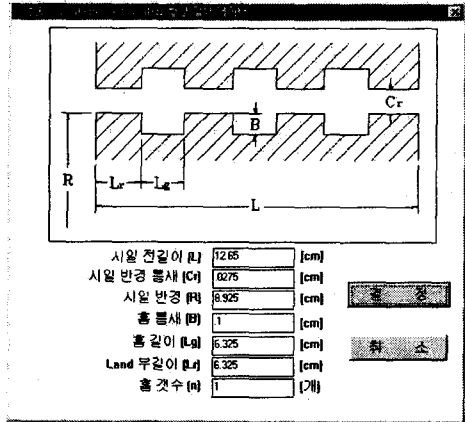
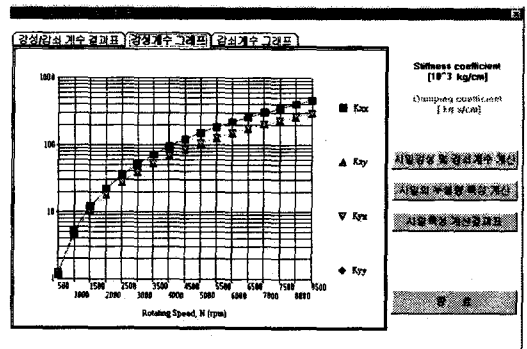
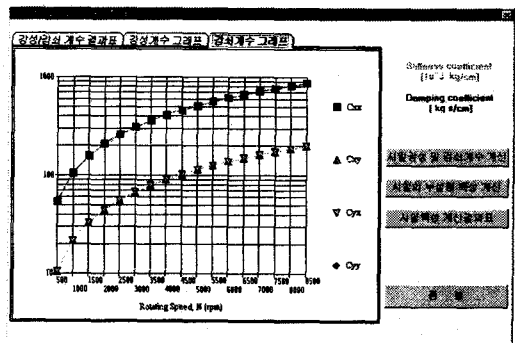


Fig. 5 Input window for spiral grooved seal



(a) Stiffness coefficients



(b) Damping coefficients

Fig. 6 Dynamic coefficients of seal

그림 4는 구름요소베어링의 강성계수 계산을 위한 데이터 설정 창으로서, 베어링에 가해지는 동하중과 자중에 의한 정하중을 더해 하중에 대한 가성값의

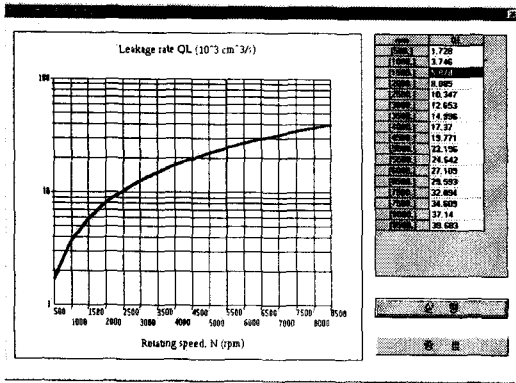


Fig. 7 Leakage rate of seal

데이터 베이스로부터 강성계수를 평가하게 된다. 여기서 동하중은 회전시에 작용하는 하중으로써 일반적으로 불평형에 의한 하중으로 고려할 수 있다.

2.3 시일부 동특성해석

시일의 동특성계수는 베어링의 경우와 달리 시일간극의 원주방향, 축방향의 레이놀즈수, 입구에서의 초기 swirl, 시일의 길이, 시일의 길이대 직경비, 간극대 반경비, 입구압력손실계수, 시일전후의 압력차 등의 여러 인자들에 의해 결정된다. 본 모듈에 적용된 시일의 동특성계수 산출방법은 비압축성 유체의 난류에 대한 Navier-Stokes 방정식으로부터 섭동법을 적용하여 비정상상태에서의 틈새내에 발생하는 압력분포를 산출하고, 이를 이용하여 원주방향과 축방향으로 적분하여 회전체에 작용하는 유체력을 구한 다음, 유체력과 동특성계수와의 관계로부터 시일의 동특성계수를 구한다. 무한소폭으로 근사하였으며, 유한길이에 대해서는 Childs의 이론을 적용하였으며, 나선홈 시일에 대해서는 등가길이를 치환하여 홈이 없는 평면시일로 가정하여 계산하였다^{(5),(6),(7),(8)}.

그림 5는 나선홈 시일의 동특성 해석을 위한 설정창을 예로 보여주며, 그림 6과 7은 각각 동특성 계수 및 누설량의 계산 결과를 보여주는 창이다.

3. 회전축계 진동해석

3.1 정적 해석

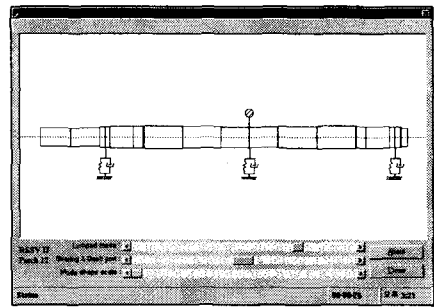


Fig. 8 Modelling window of shaft system

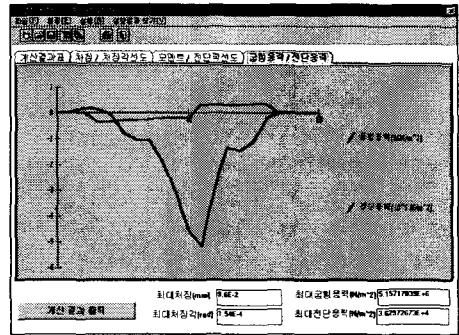


Fig. 9 Main window of static analysis

초기 정적상태에서 축계의 처짐, 처짐각, 모멘트 및 전단력 등을 조사하여 최대 정적처짐량과 베어링 지지점에서의 반력을 계산하므로써, 회전시 축계의 휘돌림 진동변위등과 함께 고려되어 축계의 안정성 평가의 기초자료로서 사용된다.

본 프로그램에서는 대상축계를 Timoshenko모로 모델링하고, 전달행렬법을 이용하여 전 요소의 처짐, 처짐각, 모멘트 및 전단력등의 계산한다^{(9),(10)}.

그림 8은 모델링된 축계를 형상을 보여주며, 그림 9는 본 모듈의 메인창으로서 굽힘전단응력의 계산예를 보여준다.

3.2 위험속도선도해석

회전체 지지베어링의 강성변화에 따라 축계의 횡방향 고유진동수에 해당하는 위험속도의 변화를 보여주는 선도로서, 초기 설계단계에서 지지되는 베어링에 따라 회전체가 강체회전체와 탄성회전체 중에 어떤 휘돌림 운동을 하고 있는지, 정격 회전수까지 몇 개의

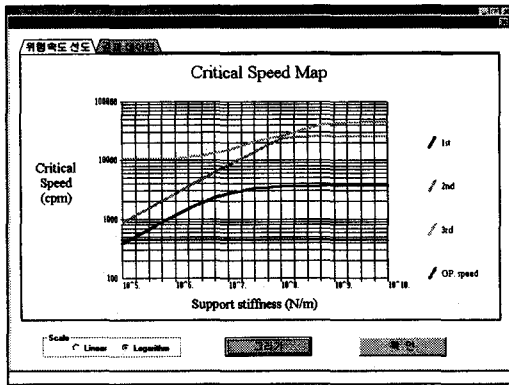


Fig. 10 Critical speed map

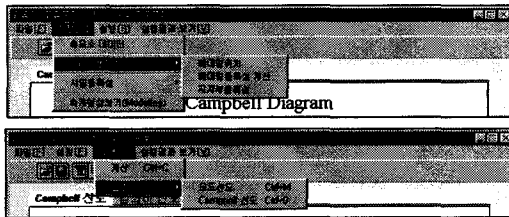
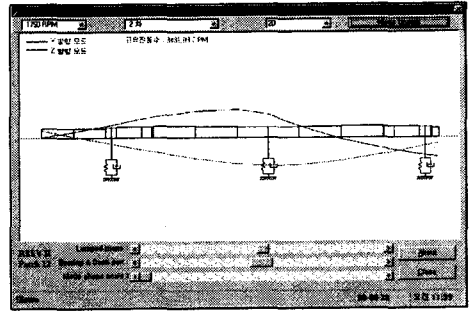


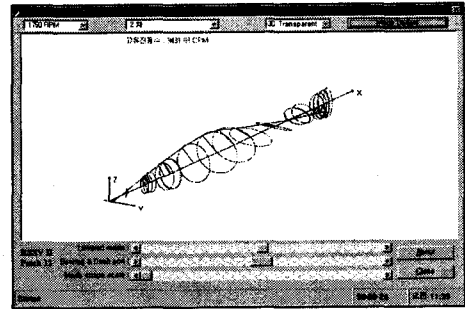
Fig. 11 Main menu of eigen value analysis module

중속요소수	중속개수	시각화엔수(원)	결과출력수(원)
10	10	1000	1000
20	20	2000	2000
30	30	3000	3000
40	40	4000	4000
50	50	5000	5000
60	60	6000	6000
70	70	7000	7000
80	80	8000	8000
90	90	9000	9000
100	100	10000	10000

Fig. 12 Input window of shaft elements



(a) 2 dimensional



(b) 3 dimensional

Fig. 13 Window of mode shape

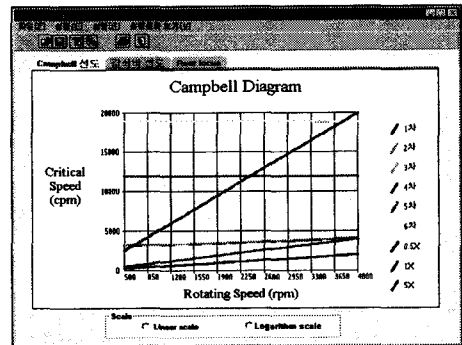


Fig. 14 Window of Campbell diagram

위험속도를 통과해야 하는지를 명확히 알 수 있는 등 rotor-bearing계의 안정성을 판단하는 기초근거를 제공해주며, 전달행렬법을 이용하여 계산하였다^{(9),(10)}. 위험속도선도 해석 결과의 예를 그림 10에 나타내었다.

3.3 복소 고유치해석

회전축계를 Timoshenko 유한요소로 모델링하고, 베어링과 시일의 유막반력에 의한 강성계수와 감쇠계수

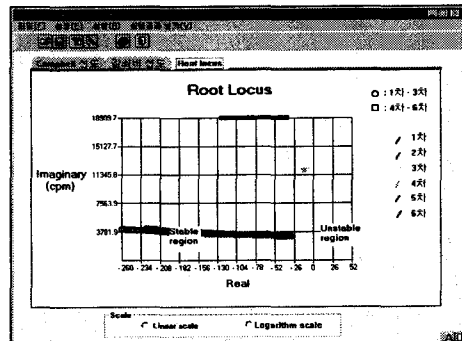


Fig 15 Window of Root-locus plot

를 위의 방법을 통해서 평가하고, 자이로스코픽 모멘
를 고려하면 다음과 같은 운동방정식이 유도된다⁽¹¹⁾.

$$[M] \{\ddot{q}\} + ([G] + [C]) \{\dot{q}\} + [K] \{q\} = 0$$

본 해석에서는 일반화 고유치문제로 변환하고, HQR
법을 적용하여 복소고유진동수 해석을 하였다. 회전수
에 따른 고유진동수의 변화를 나타낸 캠벨선도
(Campbell diagram)를 통해 회전수에 따른 주요 기진
주파수와와의 공진여부를 판단할 수 있도록 하였으며,
복소고유진동수를 근계적(root locus)선도에 표시하여,
정상상태의 진동응답이 시간이 지남에 따라 감소(안정
적)할 것인지, 증가(불안정)할 것인가를 판별할 수 있
다.

그림 11은 본 모듈의 주요 메뉴구성을 보여주며,
크게 축요소데이터, 베어링 데이터 및 시일 데이터를
설정하는 부분이 있으며, 모드선도와 캠벨선도를 출력
해준다. 그림 12~15는 축요소설정 창, 모드형상 및 근
계적 선도를 보여준다.

3.4 불평형 응답해석

회전 축계에 대한 불평형 응답해석은 대상계 내에
서 발생한 동기(synchronous) 또는 비동기
(asynchronous) 가진력에 의해 야기된 회전축계의 강
제진동 양상을 평가하는 해석으로서, 일반적으로 ISO
나 API규격에서 제작시 그 허용정도 즉, 잔류불평형의
한계를 분명히 하고 있기 때문에 초기 설계시 그 허용
오차를 참조하여 해석을 수행할 수 있다. 본 해석에서
는 유한요소법의 정식화를 통해서 각 휘돌림 진폭을
계산하였다⁽¹¹⁾.

그림 16은 불평형 설정 창이며, 해석 결과 그래프
를 그림 17에 나타내었다. (a)는 축방향에 대한 불평형
응답의 분포를 보여주며, (b)는 3차원 휘돌림계적을 나
타내고, (c)는 회전수에 따른 각 절점에서의 수직, 수
평방향의 불평형응답의 크기를 나타낸 보드선도이다.

API에서 규정하는 베어링 부근에서의 축의 진동
진폭제한치와 계산된 불평형 응답이 최소설계 틈새의
75%를 초과하지 않아야 한다는 사항을 기준으로 축계
의 불평형 응답을 평가하는 항을 그림 18의 창에서 보
여준다.

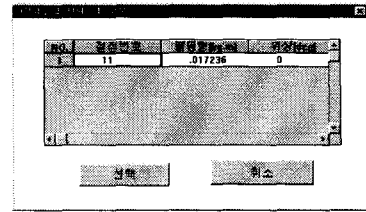
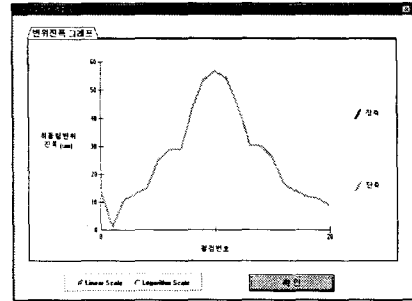
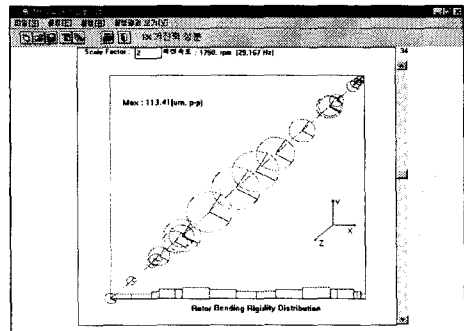


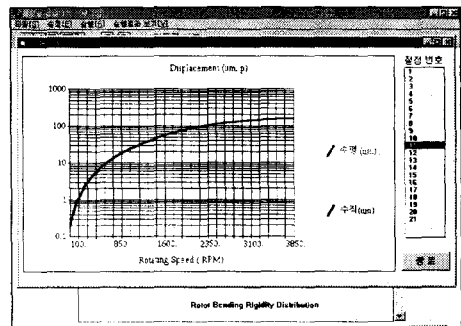
Fig. 16 Input window of unbalance data



(a) Whirl amplitude for shaft line



(b) whirling orbit



(c) Bode diagram

Fig. 17 Unbalance response

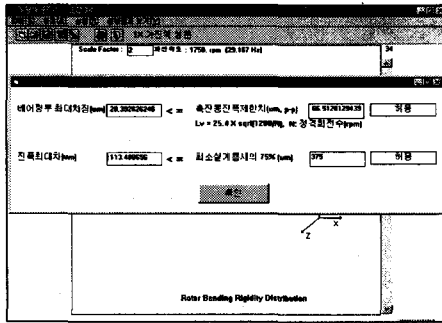
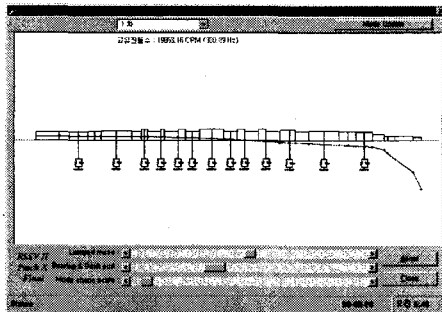
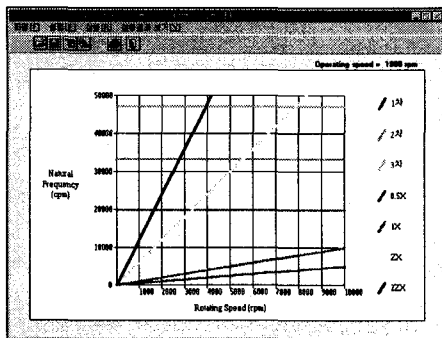


Fig. 18 Evaluation of unbalance response



(a) Mode shape of torsional vibration



(b) Torsional natural frequency & exciting frequency with rotating speed

Fig. 19 Torsional eigen value analysis

3.5 비틀림 진동해석

펌프의 임펠러축에는 변동하는 토크성분에 의해서 비틀림진동이 발생하고, 축계의 고유진동수와 이 변동 토크의 주파수가 같게되면 공진을 일으키게 되므로 비

틀림 고유진동수를 평가하는 것이 중요하다. 전달행렬법을 사용하여 모델링하였으며, 고유진동수(ω)에 대한 고차의 다항식을 유도하고, Newton-Raphson법의 반복 개선하는 방법으로 고유진동수를 구한다^{(9),(10)}.

그림 19는 비틀림 고유치의 해석결과를 보여주며, (a)는 비틀림 모드형상을 나타내고, (b)는 회전수에 따른 비틀림 고유진동수와 가진주파수를 보여주며 고유진동수선과 가진주파수선이 교차하는 점의 회전속도가 위험속도가 된다.

4. 감도해석 및 최적설계

4.1 감도해석

복잡한 기계구조의 초기설계단계에서는 부재의 배치나 부재의 치수 등 여러 가지의 설계파라미터를 변경하면서 설계개선을 수행한다. 여기서 중요한 것은 물리적인 계를 수치적으로 모델화(modeling)하여 계의 응답을 계산하는 과정에서 각 파라미터들이 응답에 어느 정도 영향을 미치는지, 즉 감도(sensitivity)를 아는 것이다.

따라서 본 프로그램에서는 고유치에 대한 감도를 구하고 이 결과들을 최적설계에 적용하여 파라미터의 변화량을 평가하는 방법으로 적용하였다⁽¹²⁾. 목적함수를 만족하는 파라미터 변화값을 구하기 위해 최근 널리 이용되고 있는 GA탐색법을 적용하였다.

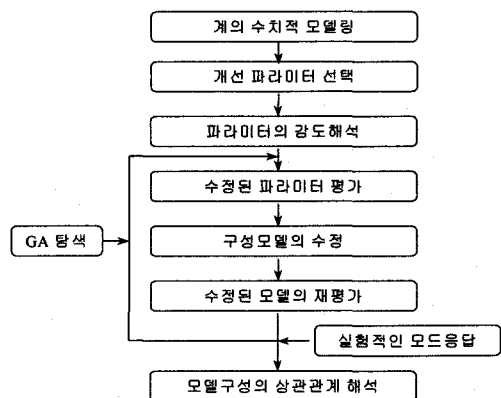


Fig. 20 Algorithm for optimum design using sensitivity analysis

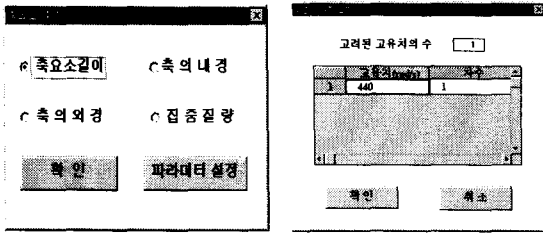


Fig. 21 Input windows for sensitivity analysis

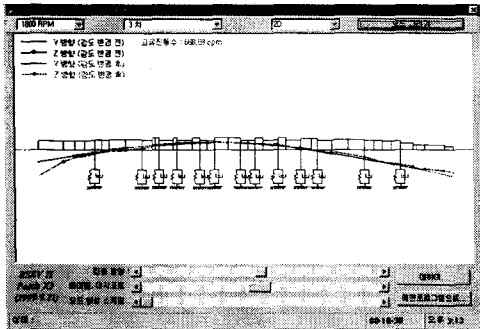


Fig. 22 Comparison of mode shape

변수	축요소길이	축의 내경	축의 외경	접종질량
축요소길이	-7517.2983	-4176.55765300	462.0678	0.04380178
축의 내경	-7290.2398	-4169.78578515	12.2953	-0.00910568
축의 외경	-397.0187	-2405.55279519	5.8454	0.00171370
접종질량	-185.8261	2482.60724588	-6.741	0.00276838
볼 베어링	-6418.9187	703.47885757	-6.465	-0.00266353
플래시	-4391.2735	748.79283081	-0.448	1.00000000

Fig. 23 Results of sensitivity analysis

고유치 계산결과			
	1차 (rad/s)	2차 (rad/s)	3차 (rad/s)
수렴값	461.57	723.22	3539.79
기준값	455.16	697.01	2633.45

파라미터 결과		
변수	초기값	수렴후
축요소길이	2.0	.0827
축의 내경	8.0	.1545
축의 외경	13.0	.0261
볼 베어링	18.0	.1505
플래시	23.0	.1815

Fig. 24 Results of optimum design

4.2 최적설계

그림 20에 감도해석을 기반으로 하는 최적설계알고리즘을 나타낸다. 앞에서 설명된 감도해석을 기반으로 구속조건을 만족하는 목적함수에 대하여 유전알고리즘(GA)을 적용하여 각 설계파라미터의 최적값을 구한다(13).

유전 알고리즘은 종래의 최적 탐색방법과 달리 다점탐색(multi-point search)을 행하며, 생물학의 상호작용에 의해 국부수렴을 피하고 단지 유전자로 코딩(coding)된 파라미터의 적용도만을 고려하는 특징을 갖는다.

그림 21은 계산 대상이 되는 파라미터의 종류를 선택, 변경하려고 하는 고유치 또는 감쇠비와 고려하는 고유치의 차수를 입력하는 창을 보여주며, 그림 22는 파라미터 변경전과 변경후의 모드형상의 변화를 보여주는 화면이다.

그림 23은 감도계산결과를 보여주는 창으로서 선택된 감도 파라미터들에 대한 $\pm 1\%$ 의 증감에 따른 고유치와 Q Factor의 감도를 보기 위해 좌측의 창에서 파라미터를 선택하면, 우측의 표에 선택된 요소에 대한 1차에서 6차까지의 감도 값을 보여준다. 그림 24는 최적설계된 결과값을 보여주며, 정해진 구속조건 내에서 목적함수를 최소화하는 각 파라미터들의 변화량을 보여준다.

5. 프로그램 검증

저널 베어링과 seal의 동특성 계산은 여러 논문들의 계산 결과와 비교하여 검증은 하였으며, 볼 베어링에 대해서는 검증대상이 되는 실험적인 데이터베이스가 이루어지지 않은 실정으로 본 연구실에서 현재 추진중이다. 회전축계에 대한 고유치 계산이나 불평형 응답의 계산은 참고문헌[14]의 계산 모델로 검증하였으며, 문헌[15]에 충분히 설명되어 있다. 감도해석과 최적설계 부분은 목표치에 대한 변경된 파라미터를 다시 적용하면 변경된 결과값으로서 검증됨을 알 수 있다.

6. 결론

본 논문에서는 저희 연구팀이 개발한 원심펌프 축계의 설계·해석용 통합 소프트웨어를 소개하였다. 본 소프트웨어는 지지부의 동특성 해석, 회전축계의 진동

해석 및 최적설계의 3가지의 모듈로 구성되어 있으며, 지지부의 동특성해석 부분에서는 구름베어링에 대한 동특성계산을 실험을 기초로한 데이터베이스를 이용하였다. 또한 최적설계 모듈에서는 감도해석과 GA를 이용한 설계파라미터의 최적화를 수행한다. 본 프로그램을 이용함으로써 설계자가 전문적인 관련지식이 없이도 손쉽게 설계 및 해석과정에 이용하는 것이 가능하므로, 선진 설계기술의 국산화에도 기여될 것으로 기대된다.

후 기

본 연구는 1999년도 산업자원부의 지원을 받아 수행되었으며, 관계자 분들에게 감사를 드린다.

참고 문헌

- (1) Tsunoo Someya, 1989, "Journal-Bearing Databook", Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- (2) Tedric A., 1984, "Rolling Bearing Analysis", Second Edi., John Wiley & Sons.
- (3) Soda, N., 1981, 軸受.
- (4) 조영천, 길병래, 양보석, 1998, "볼 베어링의 강성평가에 관한 연구", 강연회 및 연구개발 발표회 논문집, 유체기계공업학회, pp. 210~215.
- (5) Childs, D. W., 1983, Trans. Asme, J. of Lub. Tech., pp. 437.
- (6) Childs, D. W., 1982, IFTOMM Paper, pp. 82.
- (7) Yang, B. S. and Iwatsubo, T., 1984, Trans. JSME, 50(460)C, pp. 2330.
- (8) Childs, D. W. and Kim, C. H., 1985, Trans. ASME, J. of Tribology, 107(3), pp.296~306.
- (9) Pestel, E. C. and Leckie, F. A., 1963, Matrix Methods of Elastomechanics, McGraw-Hill.
- (10) Pilkey, W. D. and Chang, P. Y., 1978, Modern Formulas for Statics and Dynamics, McGraw-Hill, New-York.
- (11) H. D. Nelson, 1980, "A Finite Rotating Shaft Element Using Timoshenko Beam Theory", Transaction of the ASME, Journal of Mechanical Design, Vol. 102, pp. 793~803.
- (12) Haug, E. J., 1982, "Second-Order Design Sensitivity Analysis of Structureal Systems", AIAA Journal, Vol. 20, pp. 1765~1766.
- (13) Choi, B. G. and Yang, B. S., 2000, "Optimum Shape Design of Shaft Using Genetic Algorithm", Journal of Vibration and Control, Vol. 6, No. 1, pp. 207~222.
- (14) M. Lalanne and G. Ferraris, 1990, "Rotordynamics Prediction in Engineering", John Wiley & Sons.
- (15) 양보석, 1998, "터빈·발전기 축계진동해석 소프트웨어 「TGROTOR」 개발", 한전전력연구원 위탁 연구보고서.