

수직축 인-라인 고속 원심펌프용 증속기 개발에 관한 연구

A Study on the Development of Increasing Gear Box for the High Speed Vertical In-Line Centrifugal Pump

김 병옥* · 이 동환**

Kim Byung Ok, Lee Dong Hwan

Key Words : Centrifugal pump(원심펌프), Critical speed(위험속도), Journal bearing(저어널베어링), Increasing gear box(증속기)

ABSTRACT

In this study, the increasing gear boxes for the high speed vertical in-line centrifugal pump are developed through rotor dynamic analysis. The developed increasing gear boxes are two kinds for 18000rpm and 25000rpm at the output shaft. The gear sets suitable for high speed and high load are manufactured by investigating AGMA bending strength and AGMA surface strength severely. The rotor dynamic analysis on gear sets and bearings is performed in order to avoid the critical speeds and other troubles. As a result of study, the two increasing gear boxes for the high speed vertical in-line centrifugal pump are designed and manufactured.

1. 서론

기어박스라 함은 대별하여 증속치차(이하 증속기)군 또는 감속치차(이하 감속기)군으로 구성된다. 그 중 증속기는 제한적인 사용용도로 인하여 감속기에 비하여 설계기술의 데이터베이스가 현재까지는 미비한 실정이다. 그러나 최근에는 고속회전 및 터보기계⁽¹⁾⁽²⁾에 대한 수요가 증가되고 있기 때문에 좀더 폭넓게 사용되어질 전망이다. 증속기는 출력축에서의 회전속도가 높기 때문에 감속기에 비해 고려해야 할 설계인자가 더 많고 여러 가지 진동문제에 노출되어 있다. 이러한 여러 가지 설계인자를 고려한 증속기 개발을 본 연구에서 다루었으며, 개발된 증속기는 산업현장에서 사용되고 있는 고속원심펌프에 적용하고자 한다.

본 연구에서 개발된 증속기의 형태는 Fig. 1과 Fig. 2에서 보는바와 같이 1단 증속과 아이들축을 사용한 2단 증속을 채택하였다. 1단과 2단의 출력축 회전속도는 각각 17750rpm, 24974rpm이다.

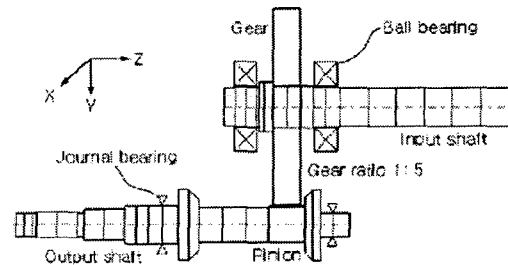


Fig. 1 Increasing gear box of type I

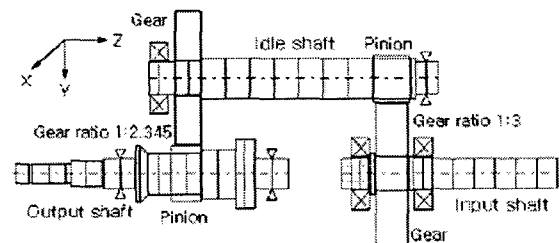


Fig. 2 Increasing gear box of type II

* 한국기계연구원
E-mail : kbo2612@kimm.re.kr
Tel : (042)838-7491, Fax : (042)838-7400

** 한국기계연구원

2. 펌프성능 및 제원

고속 원심펌프로의 적용을 위한 증속기 개발에 필수적인 사항 중 하나는 펌프의 성능을 정확히 파악하여 그 성능에

부합하는 증속기를 설계하여야 한다. 펌프의 성능을 표현하는 중요한 파라미터로는 양정(head), 유량, 압력 등으로 대별할 수 있지만, 증속기 개발의 중요한 핵심은 임펠러의 회전수와 축동력이 될 수 있다. 따라서, Type I, II의 목표유량과 최고양정, 회전수 등을 고려한 후 전산유체코드를 이용하여 축동력을 산출하였다(Table 1 참조).

Table 1. Requirement of pump specification

| | 유량(m ³ /h) | 최고양정(m) | 회전수(rpm) | 축동력(kW) |
|---------|-----------------------|---------|----------|---------|
| Type I | 45 | 900 | 17100 | 34 |
| Type II | 90 | 1800 | 24700 | 88 |

본 연구에서 개발된 증속기는 요소되는 축동력 및 회전수를 토대로 설계 및 개발되었다.

3. 기어(차차)설계

증속기 설계에서 가장 중요한 해석인자는 기어(강도)해석과 축계 동역학 해석이다. 기어해석 및 설계는 크게 기하학적인 설계와 강도설계로 분류할 수 있다. 본 연구에서는 미국기어제조자협회(AGMA)의 기준에 의거하여 설계를 수행하였다. AGMA 규격⁽³⁾은 기어치의 굽힘강도 및 면압강도에 대한 평가에 있어 신뢰성이 높고 각종 계수에 대한 평가방법이 잘 정비되어 있어, ISO 규격과 함께 기어 강도 평가에 가장 많이 사용되고 있는 규격이다.

3.1 기하학적인 설계

기어의 기하학적 설계에서 가장 기본적인 인자는 간섭과 언더컷(under cut), 물림률(contact ratio), 백래쉬(backlash) 등을 들 수 있다. 치의 간섭으로 인한 언더컷은 피니언의 잇수가 적을 때나 잇수비가 아주 클 경우 발생되므로, 표준 치차의 언더컷 방지를 위한 제한조건을 사용하면 방지할 수 있다. 물림률은 클수록 하중분담이 상승되고 진동과 소음면에 유리하므로 부드러운 작동을 위해서는 최소 1.4 이상을 권고하고 있다. 진동과 소음이 문제가 된다면 가능한 한 백래쉬를 작게 설계해야 한다. 이상의 권고사항을 토대로 본 연구에서 개발한 증속기의 기하학적 설계인자의 수치들 Table 2에 나타내었다.

본 연구에서 개발된 증속기 기어의 경우, 압력각이 20°이기 때문에 피니언의 잇수가 최소 18개 이상이면 언더컷

이 발생하지 않으며, 또한 물림률이 1.4보다 훨씬 높기 때문에 진동 및 소음에 유리하도록 설계 및 제작되었다.

3.2 강도설계

기어 치(tooth)에 영향을 미치는 두 가지의 파손형태는 이뿌리에서 발생하는 변동 굽힘응력으로 인한 피로파괴와 치면의 치면피로(pitting)이다. 기어를 설계할 때는 두 파손형태를 잘 검토해야만 한다.

AGMA 굽힘응력식은 Lewis식에 응력집중 효과를 첨가하여 다음과 같이 정의하고 있다.

$$\sigma_b = \frac{F_t}{W_t M J} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B K_I \quad (1)$$

여기서, F_t 는 이에 작용하는 접선력, W_t 는 치폭, M 은 모듈, J 는 기하계수, K_v 는 동하중계수, K_m 는 하중분포계수, K_a 는 적용계수, K_s 는 치수효과계수, K_B 는 림두께계수, K_I 는 아이들러계수를 각각 나타낸다.

치면응력에 관한 AGMA 면압강도식은 다음과 같다.

$$\sigma_f = C_p \sqrt{\frac{F_t}{W_t d} \frac{C_a C_m}{C_v} C_s C_f} \quad (2)$$

여기서, d 는 피치원직경, I 는 면압강도에 관한 무차원 기하계수, C_p 는 탄성정수계수, C_f 는 표면다듬질계수이고, C_a, C_m, C_v, C_s 는 굽힘강도식의 K_a, K_m, K_v, K_s 와 동일하다.

기어파손의 두 가지 형태가 모두 피로하중을 포함하기 때문에 굽힘응력과 접촉응력은 재료 피로강도 자료를 포함하는 피로강도로 표현할 수 있다. 또한 다양한 조건을 고려하기 위하여 식(3)과 같은 수정굽힘피로강도와 식(4)와 같은 수정치면피로강도를 사용하고 있다.

$$S_{fb} = \frac{K_L}{K_T K_R} S'_f \quad (3)$$

$$S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S'_c \quad (4)$$

Table 2. Geometric parameters of gear design

| | No. of gear pair | No. of gear & pinion tooth | Center distance | Pitch diameter | Pressure angle | Increasing ratio | Module | Contact ratio |
|---------|------------------|----------------------------|-----------------|----------------------|----------------|------------------|--------|---------------|
| Type I | 1 | 155, 31 | 116.25 | 193.75(G), 38.75(P) | 20° | 5 | 1.25 | 1.777 |
| Type II | 1 | 138, 46 | 116.25 | 174.9702(G), 58.3(P) | 20° | 3 | 1.2679 | 1.771 |
| | 2 | 129, 55 | 116.25 | 163.5591(G), 69.7(P) | 20° | 2.345 | 1.2679 | 1.771 |

여기서, S_{fb} 는 AGMA 굽힘피로강도, K_L 은 수명계수, K_T 는 온도계수, K_R 은 신뢰도계수를 나타내며, 또한 C_T , C_R , C_L 은 K_T , K_R , K_L 과 동일하고 C_H 는 정도비계수를 나타낸다.

앞에서 언급한 것을 토대로 본 증속기 Type I, Type II의 각종 계수들을 부록 1에 나타내었으며, 그 결과 굽힘강도와 치면강도가 모두 요구되는 수명시간(24hr×10year)을 만족함을 알 수 있다.

4. 축 및 베어링 설계

펌프의 성능에 부합하는 축동력을 부과하면 기어와 피어언을 지지하는 축에 하중이 걸리고 이로 인해 응력이 발생된다. 이러한 응력은 피로를 고려한 내구한도 혹은 피로한도를 넘어서면 안된다. Type I과 II의 응력의 계산은 von Mises 유효응력 σ' 을 계산하여 피로강도와 안전계수를 Table 3과 같이 산출하였다. 여기서, u_e 는 내구한도, u_e 는 피로를 감안한 수정 내구한도, S 는 안전율이다. 부가하중에 대해 각각의 축은 안전율이 2이상이므로 안전함을 알 수 있다.

Table 3. Shafts strength analysis Unit : MPa

| | Type I | | Type II | | |
|-----------|-------------|--------------|-------------|------------|--------------|
| | Input shaft | Output shaft | Input shaft | Idle shaft | Output shaft |
| σ' | 14.87 | 15.01 | 38.45 | 14.98 | 24.02 |
| u_e | 490 | 490 | 490 | 490 | 490 |
| u_e | 82 | 82 | 82 | 82 | 82 |
| S | 5.50 | 5.46 | 2.13 | 5.47 | 3.41 |

개발된 증속기 Type I, II에서의 지지베어링은 고속에서의 안정성, 경제성 그리고 제작의 편이성 등을 종합적으로 고려하여 적용하였다. 저속부의 경우는 볼베어링을 사용하였으며, 고속회전부에는 저어널베어링을 사용하였다. 저어널 베어링의 경우 제작의 용이성과 경제성을 고려하여 4-Axial Groove 베어링⁽⁴⁾을 사용하였으며 하중조건과 휘침을 및 선회주파수 등을 검토하였다. 또한 저어널 베어링은 정적평형점으로부터 외력에 의해 섭동될 때, 시스템에 강성과 감쇠를 제공하기 때문에 베어링 강성과 감쇠를 회전속도에 따라 산출하였다. 회전속도에 따른 베어링 강성과 감쇠를 구하기 위해서는 먼저 하중조건을 파악해야 한다. 이 하중조건은 Fig. 3과 Fig. 4에서와 같은 정적평형상태에서 구할 수 있으며, R 은 지지부에서의 반력을 나타내며, F_x 와 F_y 은 각각 기어와 피니언에 작용하는 접선방향과 민경방향 하중을 나타낸다. 본 시스템에 사용된 저어널 베어링의

기하형상 데이터와 하중조건 등을 Table 4에 기술하였다.

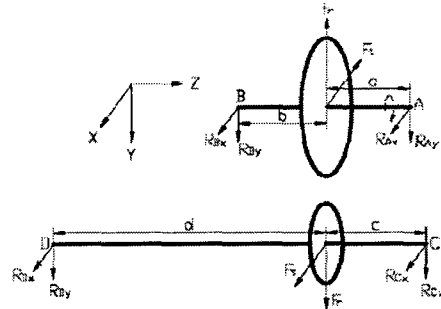


Fig. 3 Free-body diagram of Type I

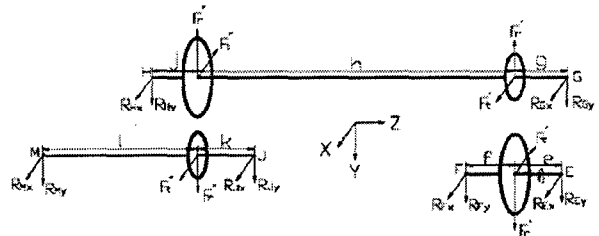


Fig. 4 Free-body diagram of Type II

Table 4. 4-Axial Groove bearing design data

| | Type I | | Type II | | |
|------------|----------------|------------|--------------|--------------|--------------|
| | Inboard | Outboard | Inboard | Idle | Outboard |
| L/D | 0.78947 | 1.04384 | 1.0 | 0.575 | 1.0 |
| Clearance | 47.5 μ m | 40 μ m | 47.5 μ m | 52.5 μ m | 47.5 μ m |
| Load | 270.4N | 734.3N | 576.05N | 2427.3N | 450.82N |
| Load angle | -160° | -160° | -160° | 158° | -160° |
| Lubricant | Turbine oil 32 | | | | |

* Load angle의 기준축은 X축, 보이는 부분의 왼쪽이 inboard 인

출력축에 사용된 저어널 베어링의 강성과 감쇠모델을 Fig. 5에 나타내었으며, Type I, II에 사용된 저어널 베어링의 강성 및 감쇠계수를 Fig. 6, Fig. 7, Fig. 8에 각각 나타내었다.

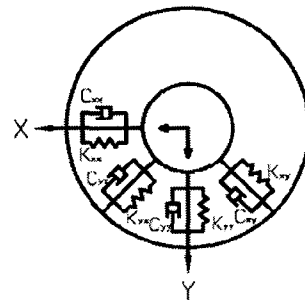


Fig. 5 Model of journal bearing

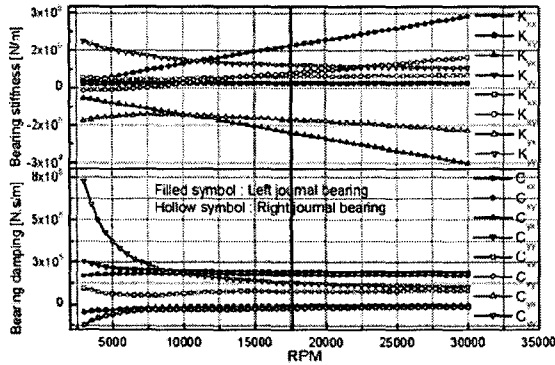


Fig. 6 Stiffness and damping coefficients of the journal bearing at type I output shaft

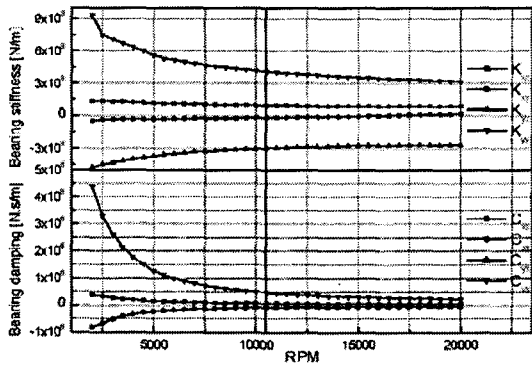


Fig. 7 Stiffness and damping coefficients of the journal bearing at type II idle shaft

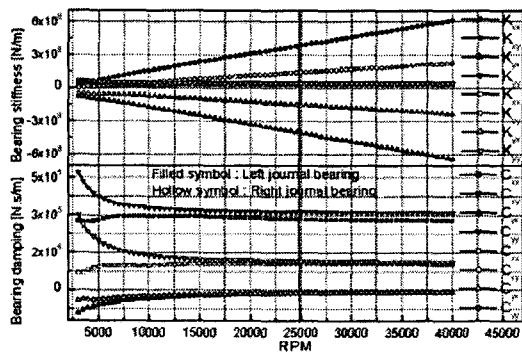


Fig. 8 Stiffness and damping coefficients of the journal bearing at type II output shaft

5. 축계 동역학적 해석

본 증속기의 출력축은 각각 17750rpm, 24974rpm의 고속 회전을 필요로 하기 때문에 정격속도에 도달하기까지 한 두개 이상의 위험속도를 통과해야 할 가능성이 높으며, 허용치를 초과하는 높은 불균형진동과 베어링에 의한 불안정 등 다양한 진동문제의 발생가능성이 증대된다. 이런 이유로

설계 단계에서 위험속도와의 분리여유를 면밀히 검토해야 할 뿐만 아니라 시스템의 안정성 검토 및 기어 치에 의한 공진을 회피하여야 한다. 위험속도 해석을 위하여 유한요소법⁽⁵⁾이 사용되었고, 위험속도 선도를 이용하여 분리여유를 검토하였다.

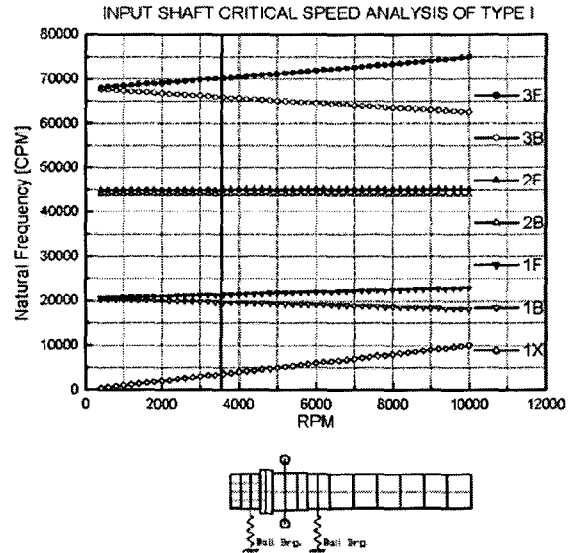


Fig. 9 Input shaft natural frequency map of type I

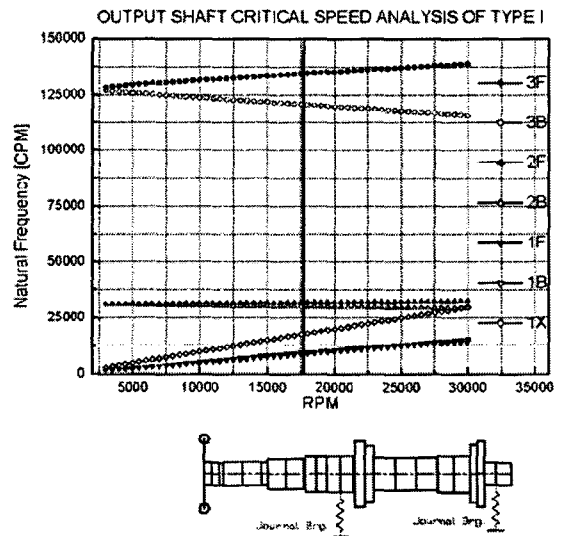


Fig. 10 Output shaft natural frequency map of type I

Type I의 경우 Fig. 9와 Fig. 10에서처럼 정격회전속도 상승하는 동안 1X 동기회전수는 어느 고유진동수와도 교차하지 않음을 알 수 있다. 따라서, Type I의 경우는 운전 중 위험속도를 가지지 않는다. 또한 Fig. 11에서 보는 바와 같이 대수감쇠율⁽⁶⁾은 운전범위에 걸쳐 모두 양의 값을 가지므로 시스템의 안정성을 확인하였다.

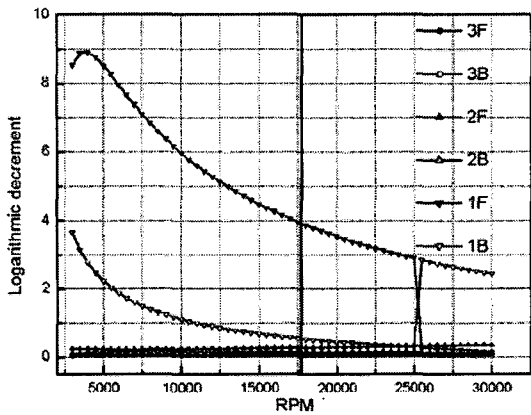


Fig. 11 Output shaft stability map of type I

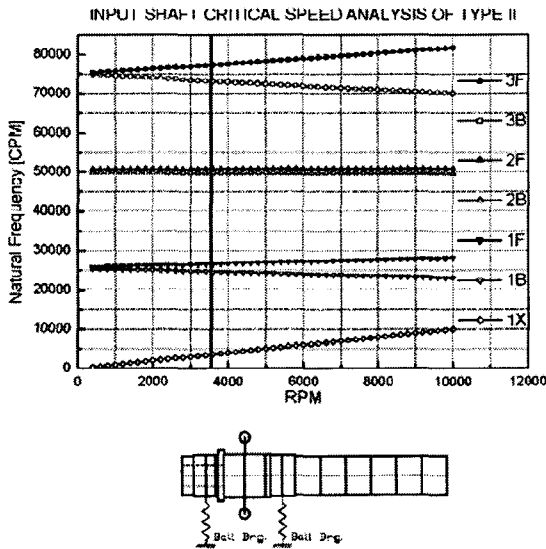


Fig. 12 Input shaft natural frequency map of type II

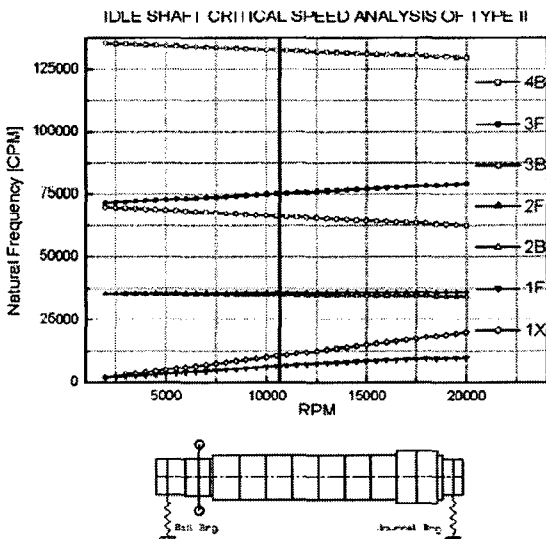


Fig. 13 Idle shaft natural frequency map of type II

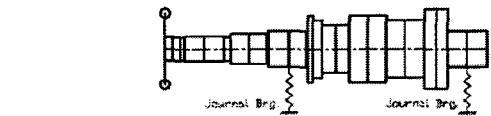
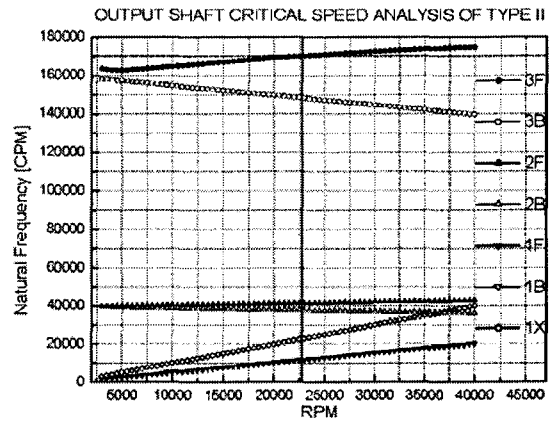


Fig. 14 Output shaft natural frequency map of type II

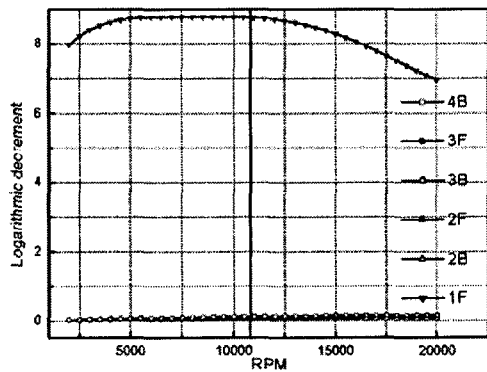


Fig. 15 Idle shaft stability map of type II

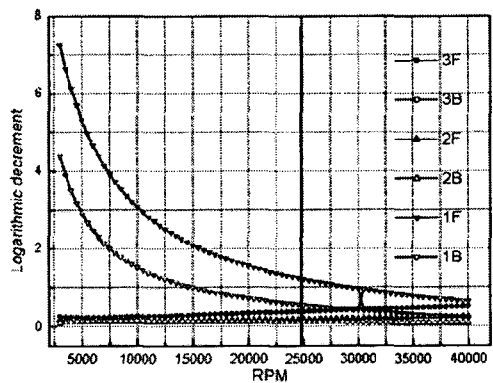


Fig. 16 Output shaft stability map of type II

Type II의 경우도 Fig. 12, Fig. 13, Fig. 14에서처럼 1X 동기회전수가 어느 고유진동수와도 교차하지 않음을 알 수 있고 또한 대수감쇠율은 운전범위에 걸쳐 모두 양의 값을 가지므로 시스템의 안정성을 확인하였다.

6. 결론

본 연구에서는 고속 원심펌프용 증속기 개발을 위하여 기어의 강도해석 및 축 강도해석, 축계 동역학적 해석 등을 통하여 시스템의 신뢰성, 안정성, 위험속도 특성 등의 종합적인 해석을 수행하였다. 수행한 내용과 결론은 다음과 같다.

- 고속 원심 펌프용 증속기의 종합적인 설계절차를 정립하였다.
- 전산유체코드를 이용하여 축동력을 산출하였으며, 이를 근거로 증속기의 재원을 확립하였다.
- 사용시간에 대한 기어 치의 강도해석을 위하여 AGMA 규격을 이용하였으며, 증속기 설계에 필요한 사항만을 추출 및 정리하였다. 또한 이를 근거로 강도해석을 수행한 결과 매우 양호한 것으로 평가되었다.
- 제작의 편의성과 경제성을 고려하여 4-Axial Groove 베어링을 채택하였으며, 회전속도에 따른 강성 및 감쇠특성을 산출하였다.
- 유한요소법을 이용하여 축계 시스템 해석을 수행하였으며, 그 결과 위험속도와 안정성 및 감쇠특성이 매우 양호한 것으로 평가되었다.

후 기

본고는 산자부 산기반 과제 “수직축 인-라인 고속단단원심펌프용 증속기 개발”의 연구내용 중 일부이며, 현재 시작품을 제작하여 성능시험 중에 있음을 밝혀드립니다.

참 고 문 헌

- (1) 오종식 외, 1997, 터보병동기용 압축기 설계기술 개발에 관한 중간보고서(제1차년도), 한국기계연구원 보고서.
- (2) 윤의수 외, 1999, 다단 터보 공기압축기 개발에 관한 연구, 한국기계연구원 보고서
- (3) AGMA 908-B89, 1989, Geometry factors for determining the pitting resistance and bending strength of spur, helical and herringbone gear teeth.
- (4) Khonsari, M. M., 2001, Applied tribology-Bearing design and lubrication, John Wiley & Sons, Inc., New York.
- (5) Rao, J. S., 1996, Rotor dynamics, New age International Pub., India
- (6) Zorzi, E. S. and Nelson, H. D., 1977, Finite element simulation of rotor-bearing systems with internal damping, J. of Engineering for Power, pp. 71-76

부 록 1

Table 5. 치의 굽힘강도 해석 데이터

| | Type I(Pair 1) | | Type II(Pair 1) | | Type II(Pair 2) | |
|----------------------------------|----------------|--------|-----------------|--------|-----------------|--------|
| | Gear | Pinion | Gear | Pinion | Gear | Pinion |
| F_t [N] | 944.15 | 944.15 | 2706.0 | 2706.0 | 964.92 | 964.92 |
| W_t [mm] | 28.3 | 35 | 32 | 46 | 40 | 38 |
| m [mm] | 1.25 | 1.25 | 1.2679 | 1.2679 | 1.2679 | 1.2679 |
| J | 0.41 | 0.383 | 0.413 | 0.419 | 0.419 | 0.425 |
| K_r | 0.95 | 0.95 | 0.95 | 0.95 | 0.95 | 0.95 |
| K_a | 1.25 | 1.25 | 1.25 | 1.25 | 1.25 | 1.25 |
| K_m | 2.258 | 2.258 | 1.546 | 1.546 | 2.214 | 2.214 |
| K_S | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| K_B | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| K_I | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| K_L | 0.784 | 0.744 | 0.784 | 0.757 | 0.757 | 0.736 |
| K_T | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| K_R | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| S'_{fb} [MPa] | 500.0 | 500.0 | 500.0 | 500.0 | 500.0 | 500.0 |
| S_{fb} [MPa] | 392.04 | 372.18 | 392.04 | 378.37 | 378.37 | 368.10 |
| σ_b [MPa] | 193.41 | 167.41 | 262.80 | 225.25 | 165.35 | 137.28 |
| $S_b = \frac{S'_{fb}}{\sigma_b}$ | 2.03 | 2.22 | 1.49 | 1.68 | 2.29 | 2.68 |

Table 6. 치의 치면강도 해석 데이터

| | Type I(Pair 1) | | Type II(Pair 1) | | Type II(Pair 2) | |
|----------------------------------|----------------|--------|-----------------|--------|-----------------|--------|
| | Gear | Pinion | Gear | Pinion | Gear | Pinion |
| F_t [N] | 944.15 | 944.15 | 2706.0 | 2706.0 | 964.92 | 964.92 |
| W_t [mm] | 28.3 | 35 | 32 | 46 | 40 | 38 |
| m [mm] | 1.25 | 1.25 | 1.2679 | 1.2679 | 1.2679 | 1.2679 |
| I | 0.127 | | 0.117 | | 0.110 | |
| C_v | 0.95 | 0.95 | 0.95 | 0.95 | 0.95 | 0.95 |
| C_u | 1.25 | 1.25 | 1.25 | 1.25 | 1.25 | 1.25 |
| C_m | 2.258 | 2.258 | 1.546 | 1.546 | 2.214 | 2.214 |
| C_S | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| C_H | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| C_f | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| C_L | 0.656 | 0.599 | 0.656 | 0.617 | 0.617 | 0.588 |
| C_T | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| C_R | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| S'_{fc} [MPa] | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 | 1800 |
| S_{fc} [MPa] | 1180.6 | 1078.8 | 1180.6 | 1110.1 | 1110.1 | 1058.4 |
| σ_c [MPa] | 381.68 | 767.44 | 493.06 | 796.52 | 420.20 | 590.70 |
| $S_c = \frac{S'_{fc}}{\sigma_c}$ | 3.09 | 1.41 | 2.39 | 1.39 | 2.64 | 1.79 |