

물 분사 펌프의 동특성 분석[§]

이종명* · 이정훈* · 하정민* · 안병현* · 김원철** · 최병근*†

* 경상대학교 에너지기계공학과, **경상대학교 기계시스템공학과

Analysis of Dynamic Characteristics of Water Injection Pump

Jong Myeong Lee*, Jeong Hoon Lee*, Jeong Min Ha*, Byung Hyun Ahn*, Won Cheol Kim** and Byeong Keun Choi*†

* Dept. of Energy and Mechanical Engineering, Gyeongsang Nat.Univ.

** Dept. of Mechanical System Engineering, Gyeongsang Nat.Univ.

(Received March 5, 2013 ; Revised September 26, 2013 ; Accepted October 4, 2013)

Key Words: Water injection pump(물 분사 펌프), Dynamic characteristic(동특성), Critical Speed Map (위험속도 선도), Cambell Diagram(캠벨 선도), Root locus map(근궤적 선도), Unbalance Response(불평형 응답)

초록: 물 분사 펌프는 심해 유정의 시추작업 후 유정 내 높은 압력으로 인하여 원유를 1 차 생산하고 이후 유정 내 압력이 낮아져 유정 자체의 압력 만으로 생산이 어려울 때 고압의 해수를 유정에 주입해 회수율을 높이는 해양플랜트에서 사용되는 핵심 기자재이며, 여러 기업에서 개발 중이다. 본 논문은 회전체의 동특성을 분석하여 베어링 강성에 따른 고유진동수 변화분석, 운전속도 변화에 따른 고유진동수의 변화와 위험속도 분석, 안정성 평가, 불평형 응답을 통하여 변위와 틈새 관계 분석 등의 수학적 해석을 통하여 개발 중의 제품의 신뢰성에 기여하였다.

Abstract: Water injection pump outputs oil with high pressure during this process, seawater is injected into the well to recover the well pressure and maintain high productivity. A water injection pump has high productivity, and therefore, it serves as a key piece of equipment in marine plants. In this light, water injection pumps are being studied widely in industry. In this study, the rotor dynamics is analyzed to determine the natural frequency according to the bearing stiffness and operation speed change. This study aims to establish the pump reliability through critical speed, stability, and unbalance response analysis.

1. 서 론

Water Injection Pump 는 해양플랜트에서 사용되는 핵심 기자재로 심해 유정의 시추작업 후 유정 내 높은 압력으로 인하여 원유를 1 차 생산하고 이후 유정 내 압력이 낮아져 유정 자체의 압력만으로 지상으로의 생산이 불가능할 때 고압의 해수를 유정에 주입(Injection)하여 회수율을 높여 원유의 생산량을 극대화 하는 필수 장비이다.

유정 내의 압력만으로 추출할 수 있는 원유의 양은 전체 유정의 30%에 불과하기 때문에, 심해 유정의 회수율 및 생산량을 동시에 증진 시킬 수 있는 회수율 향상의 핵심 기자재인 Water Injection Pump 의 중요성이 증가하고 있다.

본 연구에서는 국내 한 기업에 의해 Water Injection Pump 의 개발이 이루어지고 있는데 상세 설계 과정 중에 동특성이 이론적으로 파악되지 못한 상황이다.

일반적으로 펌프의 상세설계 과정에서 다양한 수학적 해석을 필요로 하며 동특성 평가가 이루어 지는데 이러한 평가 없이 제작될 경우 불안정 진동과 소음 발생 가능성이 높다.⁽¹⁾

따라서 수학적 동특성 해석을 통하여 위험속도,

§ 이 논문은 대한기계학회 신뢰성부문 2013 년도 춘계학술대회 (2013. 3. 27.-29., 제주대) 발표논문임.

† Corresponding Author, bgchoi@gsnu.ac.kr

© 2013 The Korean Society of Mechanical Engineers

안정성 평가, 불평형 응답 등을 확인해야 한다.

그러므로 본 연구에서는 개발과정 중의 펌프의 동특성 해석을 통하여 연구모델의 위험요소를 파악하여 제품의 신뢰성을 확보하고자 한다.

2. 해석 정보 및 모델소개

연구 모델은 Fig. 1 과 같으며, 3D 와 2D 유한요소법 해석⁽²⁾을 사용하였으며 2D 의 복잡한 모델은 집중질량의 디스크 형태로 가정을 하였다.

길이는 약 2500mm 이고 무게는 약 350Kg 이다. 회전 속도는 6000rpm 으로 구동이 되며, Shaft Coupling, Seal Sleeve, Impeller, Balance Sleeve 로 구성되어 있고 각 Part 의 재료상수는 Table 1 과 같다. 직접적으로 가진이 되는 요소가 운전속도 성분 1x 와 베인 가진 성분 7x 이므로 이에 중점을 두어 해석이 되어 할 것으로 사료되며 또한 설계 초기단계 이므로 편심 이나 소프트 스팟 과 같은 성분 에 의해 발생하는 조화성분 들은 고려하지 않았다.

3. 베어링 강성 선정

베어링의 강성 선정을 위하여 Table 2 와 같이 각 베어링의 반력을 계산 하여 6000rpm 에 대한 베어링 강성을 산출 하였으며 베어링 타입은 tilting pad bearing 을 적용하였다.

적용된 베어링은 특성상 K_{xy} , K_{yx} , C_{xy} , C_{yx} 에 대한 성분은 0 에 가깝기 때문에 고려하지 않았으며 Fig. 2 와 같이 베어링 강성에 따른 회전축계의 고유치 변화 분석을 수행하였다. 또한 연구 모델의 신뢰성을 얻기 위하여 두 가지 의 프로그램을 사용하여

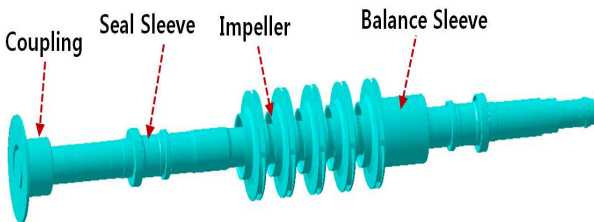
해석을 수행 하였으며, 3D 는 Ansys Workbench⁽³⁾를 사용하였으며, 2D 는 자체개발 프로그램을 사용하였다.

Table 1 Materials of each part

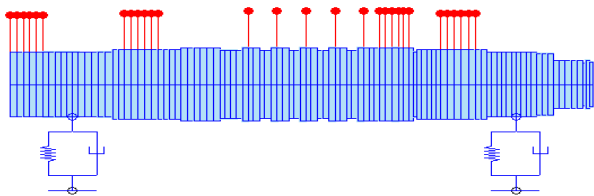
Part	Mass [Kg]	Density [Kg/m ³]	Modulus of elasticity [GPa]	Poisson's ratio
Coupling	22.5	7840	205	0.29
Impeller	14.6	7700	200	0.3
Shaft	212.5			
Seal Sleeve	5			
Balance Sleeve	29.7			

Table 2 Bearing data

	R side of model	L side of model	Free body diagram
Load	1,802 N	1,618 N	
Stiffness	K_{xx} 8.76E+07 N/m	K_{xx} 8.63E+07 N/m	
	K_{yy} 9.80E+07 N/m	K_{yy} 9.49E+07 N/m	
Damping	C_{xx} 1.30E+05 N·s/m	C_{xx} 1.28E+05 N·s/m	
	C_{yy} 1.41E+05 N·s/m	C_{yy} 1.38E+05 N·s/m	



(a) 3D Shape of shaft



(b) 2D Shape of shaft

Fig. 1 Shape of study model

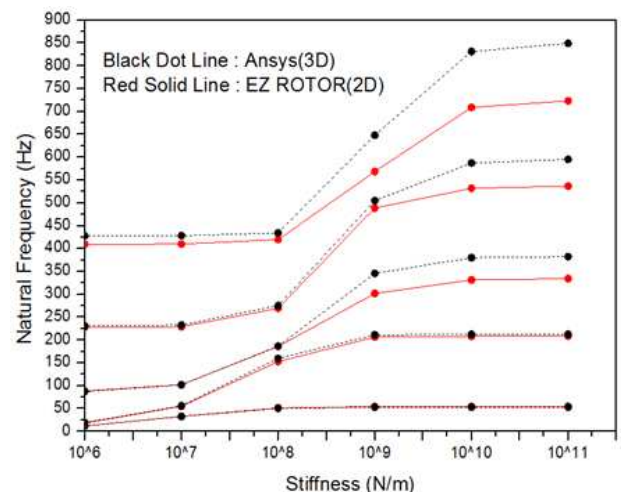


Fig. 2 Critical speed map

Table 3 Natural frequency data each of bearing stiffness

stiffness [N/m]		unit : Hz				
		1st	2nd	3rd	4th	5th
2D	10 ⁶	11.86	18.08	88.45	227.5	409.3
3D	10 ⁶	11.87	19.68	87.3	230.8	427.8
2D	10 ⁷	33.02	55.1	102.2	229.3	410.9
3D	10 ⁷	32.78	56.1	101.8	232.7	428.3
2D	10 ⁸	51.44	152.7	186	269.2	419.7
3D	10 ⁸	50.33	159.8	186.8	275.3	434.2
2D	10 ⁹	54.34	206.4	301.9	488.8	568.7
3D	10 ⁹	52.95	211.2	345.9	504.9	649
2D	10 ¹⁰	54.63	208.2	331.6	532.1	709.
3D	10 ¹⁰	53.23	212.6	380	587.4	831.2
2D	10 ¹¹	54.66	208.3	334.3	536.7	723.3
3D	10 ¹¹	53.26	212.7	382.5	595.1	849.2

정적 해석을 근거로 설계된 베어링의 강성이 약 10⁸ N/m 에 존재하였으며 그 이하의 강성은 강제 모드를 가지는 것으로 나타났으며 강성 별 고유치를 Table 3 에 정리 하였다.

1 차 고유진동수를 제외한 그 밖의 차수는 고유치가 변화되기 쉬운 민감한 부분에 위치하고 있다. 따라서 베어링 강성의 작은 변화에도 고유치가 크게 변화할 수 있다는 점에 주의가 필요하다.

4. 위험속도 및 안정성 평가

고유치 평가는 운전속도에 중점을 두어 6000rpm 에 대해서 해석을 수행하였고, 운전 영역은 1000rpm ~ 10000rpm 의 영역으로 선정 하였으며, 1000rpm 간격으로 변화되는 베어링 강성을 각 rpm 마다 적용하여 해석을 수행 하였다. Fig. 4 에서 사진은 운전속도 성분 1x 와 7x 를 나타내며 1 차에서 5 차까지의 고유진동수를 나타내고 있다.

1x 의 운전성분이 3000rpm 부근에서 통과하여 6000rpm 에서 구동이 되는 것을 확인 할 수 있었으며, 6000rpm 에서의 1~5 차 고유진동수는 각각 52.1Hz, 211.9Hz, 415Hz, 641.7Hz, 913.5Hz 이며 모드 형상은 Fig. 5 와 같다.

운전속도와 1 차 고유진동수와와의 공진분리 여유가 충분한 것을 확인하였다. 하지만 7x 운전 성분이 4 차 고유진동수와 교차하여 확인결과 공진분리여유 10%로 여유가 충분치 않음을 확인하였다.

Table 4 Q-Factor of critical speed

rpm	1st [Hz]	Damping Ratio	Q Factor	rpm	4th [Hz]	Damping Ratio	Q Factor
3000	52.06817	0.045045	11.1	5000	631.6233	0.129533	3.86
				6000	641.721	0.120773	4.14

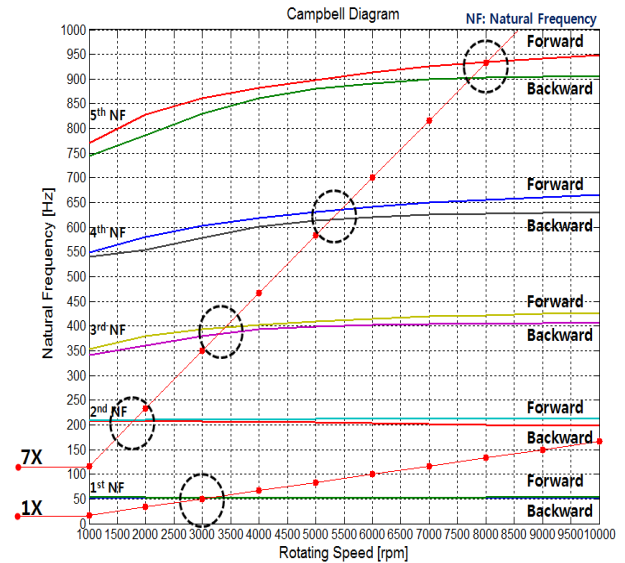


Fig. 4 Campbell diagram

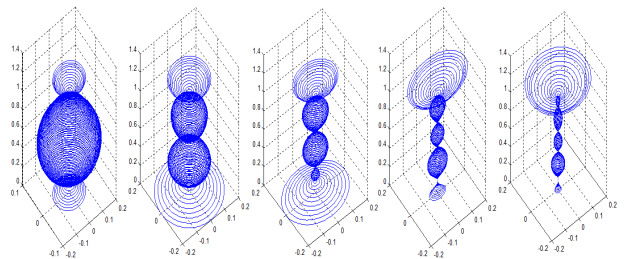


Fig. 5 Mode shape of 1st-5th

따라서 API 684 규격⁽⁴⁾ 인 공진 회피설계 기준으로 damping 과 Q-Factor 확인 결과 Table 4 와 같으며, damping 이 음의 영역에 존재하지 않는 것으로 분석되었지만 기준상으로 최소 분리여유가 약 15%~21%가 요구된다. 따라서 본 연구모델의 경우 10% 공진분리여유를 가지고 있어 분리 여유가 부족하며, 7x 가진 성분이 4 차 고유진동수와 교차하여 위험속도가 발생할 가능성이 있을 것으로 사료 된다.

Fig. 5 는 운전속도에 대한 안정성을 평가하기 위한 것으로, 고유치의 모든 실수부 값이 음(-)의 영역(안정영역)에 존재하고 있기 때문에 본 시스템은 운전영역 내에서 불안정 진동은 발생하지 않을 것으로 예측되었다.

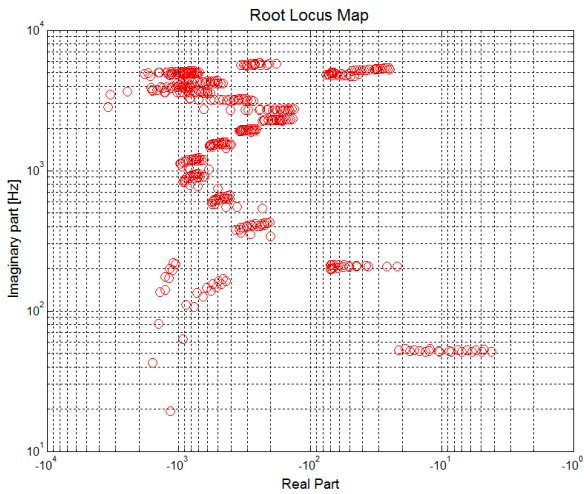
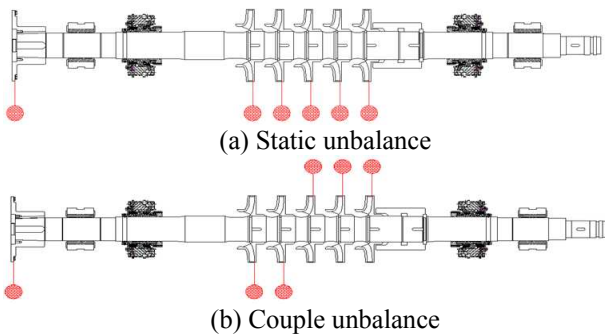


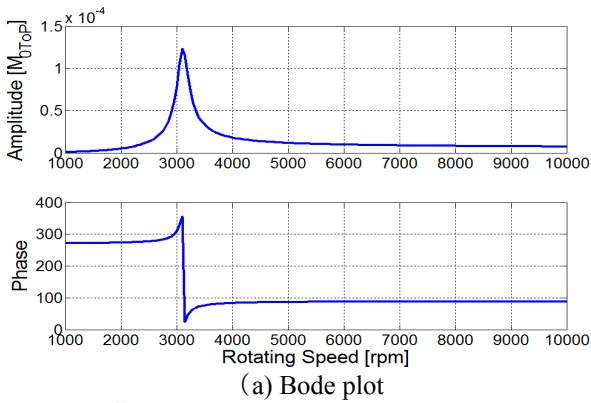
Fig. 5 Root locus map



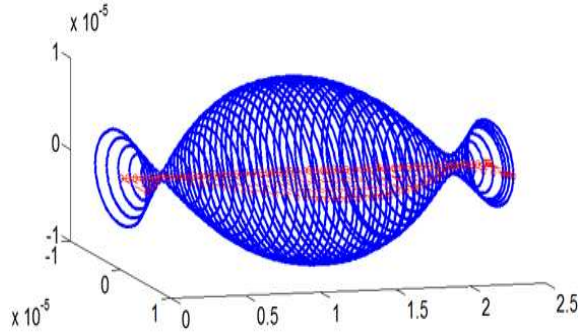
(a) Static unbalance

(b) Couple unbalance

Fig. 6 shape applying the unbalanced mass



(a) Bode plot

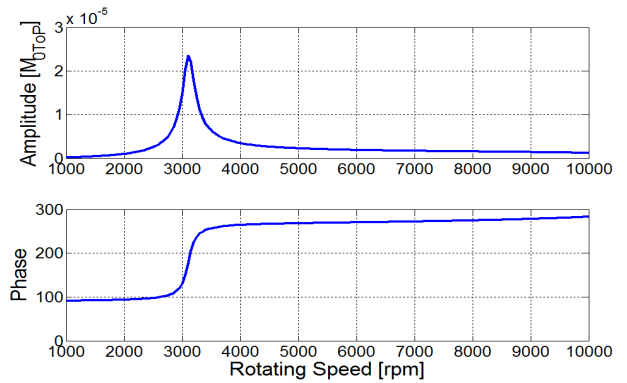


(b) Whirling mode

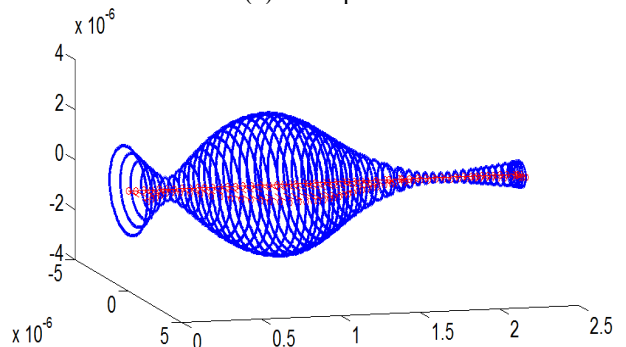
Fig. 7 Static unbalance

Table 4 Unbalance response

Part	3000 rpm	6000 rpm
Impeller (Static)	0.1233 mm	0.0098 mm
Impeller (Couple)	0.0236 mm	0.0019 mm

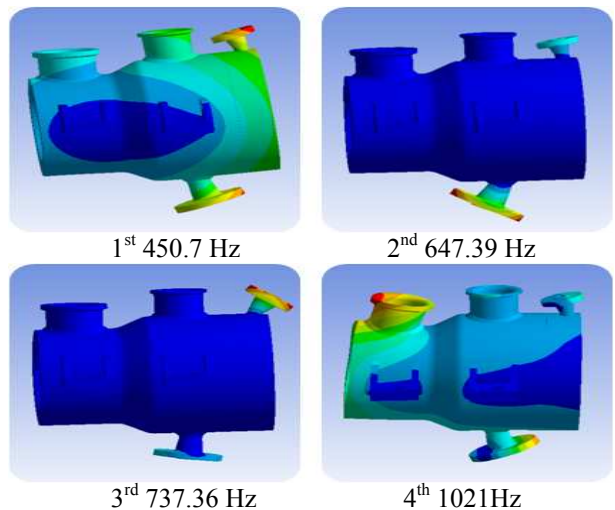


(a) Bode plot



(b) Whirling mode

Fig. 8 Coupling unbalance



3rd 737.36 Hz

4th 1021Hz

Fig. 9 Mode shape of casing

5. 불평형 응답 해석

불평형 응답해석을 위하여 ISO1940⁽⁵⁾의 규격을 사용하였으며, G2.5의 허용 불평형량을 Fig 6 처럼 Rotor 와 Coupling 에 1390.4mm·g 을 등분할 하여 적용 하였고, Static Unbalance 와 Couple Unbalance 의 응답을 분석 하였다

Fig. 7, 8 과 같이 불평형에 의한 Whirling mode 와 Bode plot 을 나타내며 상기의 Campbell diagram 에서 볼 수 있듯이 3000rpm 부근에서 1 차 고유진동수를 통과하여 진폭이 상승하며 운전속도 에서는 공진 영역 밖에서 운전되므로 진폭이 현저히 줄어들음을 확인할 수 있으며, 해석 결과 Table 4 와 같이 Guide vane 과 Impeller 와의 틈새 1mm 보다 매우 미세한 변위 이므로 두 Part 간의 간섭은 없을 것으로 사료되며 2x 가진 성분을 고려한 Out of phase 역시 운전속도에서 불평형에 의한 문제는 없을 것으로 사료된다.

6. 케이싱 고유치 분석

회전체의 가진 주파수가 케이싱의 고유진동수와 일치 여부에 대해 해석을 수행하였으며 케이싱 고유치 분석 통하여 운전 주파수 1x 와 베인 가진 주파수 7x 에 영향을 받을 수 있는 흡기구와 토출구를 중점적으로 Fig. 9 와 같이 확인하였다.

1 차 고유진동수가 운전 성분에 비하여 상당히 높은 값을 가지는 것으로 확인 되었으며, 가진 주파수 7x 성분을 고려하였을 때 실제로 영향을 미치는 흡기구나, 토출구가 아닌 부분에 상대적으로 기여도가 높기 때문에 7x 가진 성분 역시 케이싱에 미치는 영향은 작을 것으로 사료된다.

7. 결 론

베어링 강성 선정 을 위하여 Critical speed map 을 확인한 결과 정적 해석을 근거로 설계된 베어링의 강성이 약 10^8 N/m 에 존재하였으며 그 이하의 강성은 강체모드를 가지는 것으로 나타났다.

Campbell diagram 확인 결과 1x 가진 성분이 3000rpm 부근에서 통과하여 6000rpm 에서 운전이 되며 운전속도와 1 차고유진동수는 공진분리 여유가 충분하다. 하지만 7x 가진 성분은 4 차 고유진동수와 공진분리 여유 10%를 가지고 있어 공진영역 560Hz~840Hz 을 API684 규격의 근거로 Q-

Factor 를 확인하였으며, 3000rpm 에서 Q-Factor 은 11.1 이며 5000rpm 과 6000rpm 의 Q-Factor 은 각각 3.86 과 4.14 로 확대율 3.55 보다 다소 높은 값을 가지는 것으로 확인이 되었다. 6000rpm 까지의 동력 전달속도가 빠르게 진행되기 때문에 3000rpm 에서의 Q-Factor 의 높은 수치는 고려하지 않아도 될 것으로 사료되며, 7x 가진성분에 대한 Q-Factor 는 위험속도가 발생할 가능성이 있는 것으로 사료된다.

안정성 평가 결과 고유치의 모든 실수부 값이 음(-)의 영역(안정영역)에 존재하고 있기 때문에 본 시스템은 운전영역 내에서 불안정 진동은 발생하지 않을 것으로 사료된다.

불평형 응답은 Static Unbalance 와 out of phase 를 고려한 Couple Unbalance 를 해석하였으며 두 해석 결과 모두 Guide Vane 과의 틈새 1mm 보다 변위가 작으므로 두 Part 간의 간섭은 없는 것으로 사료된다.

케이싱의 고유치 분석 해석결과 1 차 고유진동수가 상당히 높은 값을 가지는 것으로 확인 되었으며 7x 가진 성분을 고려하였을 때 직접적으로 하중을 받는 부분이 아닌 다른 부분에 기여도가 높기 때문에 7x 가진 성분에 의한 영향은 작을 것으로 사료된다.

후 기

본 연구(과제번호 20130655)는 산업통상자원부 한국산업기술진흥원, 동남지역사업평가원의 광역경제권 선도산업 육성사업으로 수행된 연구 결과입니다.

참고문헌

- (1) Yang, B. S., 2003, *Vibration of rotating machinery*, Intervision, seoul.
- (2) Dong, S. G., 2010, *Development of Rotor dynamics Program Based on the 2D Finite Element Method for Flywheel Energy Storage System*, korea Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A (Vol.34, No.11, pp.1757~1763)
- (3) Lee, H. H., 2010, *Finite element simulations with Ansys workbench v12 SDC publication*, PA
- (4) API Standard 684, 2005, "Rotor dynamic Tutorials : Lateral Critical Speeds Unbalance Response stability Train Torsional and Rotor Balancing".
- (5) ISO-1940, 1973 "Balance Quality of Rotating Rigid Bodies" (JIS B 0905, KS B 0612)