

압력 손실을 줄이기 위해 최적화된 왕복동식 수소 압축기용 완충기의 진동 특성 분석

김원철* · 김효중** · 정재환** · 장용석** · 최병근†

(원고접수일 : 2008년 6월 3일, 원고수정일 : 2008년 9월 8일, 심사완료일 : 2008년 11월 19일)

The Vibration Characteristic of Optimizing Snubber of Reciprocating Type Hydrogen Compressor for Pressure Loss Reduction

W. C. Kim* · H. J. Kim** · J. H. Jeong** · Y. S. Jang** and B. K. Choi†

Abstract : The reciprocating type hydrogen compressor has a pulsation due to the reciprocative characteristics which results in noise and vibration. Snubber is installed for the relaxation of pulsation, but it causes reduction of compressor efficiency because of pressure loss. Five types of snubber were modeled for the numerical investigation of the effect of the relative position of inlet and outlet and buffer angle on the pulsation amplitude and pressure loss. MSC/NASTRAN is used as a numerical tool to identify the vibration characteristic of each type. Frequency responses in forced vibration mode are compared for various cases and buffer angles.

Key words : Reciprocating type hydrogen compressor(왕복동식 수소 압축기), Vibration analysis(진동해석), Pressure pulsation(맥동압), Snubber optimization(완충기 최적화)

1. 서 론

최근에 석유와 같은 천연 자원의 고갈로 인해 유가가 폭등하고 있고, 환경오염의 문제로 환경 규제가 강화됨에 따라 새로운 대체 에너지에 대한 관심이 증가하고 있다. 수소에너지는 채취의 용이성, 사용의 편리함과 친환경적 에너지로서 대체에너지의 중심에 있다. 특히 수소 에너지는 화석연료나 전기 이후에 새로운 대체에너지로서 관심이 증가하

고, 더욱이 수소 전지 자동차가 개발로 인해 그 시장이 급속히 증가 되고 있다. 따라서 수소 에너지 인프라 구축을 위한 연구가 전 세계적으로 진행되고 있다. 국내에서는 자동차용 수소 스테이션을 위한 고압용(100 MPa급) 수소 압축기가 개발 되어 현장에 적용 하고 있는 단계이다.

기존의 대용량 압축기는 스크류 타입이나 회전식을 많이 채택하지만, 이러한 방식은 고압의 가스를 얻기 힘들므로 왕복동식 타입이 선호 되고 있다.

† 교신저자(경상대학교 기계항공공학부 · 해양산업연구소, E-mail: bgchoi@gnu.ac.kr, Tel: 055)640-3186)

* 경상대학교 기계항공공학부 · 해양산업연구소

** 경상대학교 대학원 정밀기계공학과

그러나 왕복동식 압축기의 경우 기구적 특성상 피스톤이 왕복하면서 압력차가 발생하여 맥동압(pulsating pressure)이 발생 하게 되며 이는 왕복동식 압축기에서 발생하는 진동의 주원인이 된다. 이러한 맥동압을 줄이기 위하여 주로 완충기(snubber)를 설치하게 된다. 완충기는 고압으로 압축된 수소 가스가 완충기를 통과하면서 내부의 버퍼를 이용하여 맥동 압력의 진폭을 감소시키고 수소 가스의 이물질질을 제거한다. 맥동의 성질이 저감 되어야 수소 압축기에서 피스톤의 왕복 운동 시 실린더 내부의 압축효율이 유지되므로 완충기에 대한 연구가 필수적이다.

본 논문에서는 기존의 완충기를 압력손실과 맥동 진폭감소를 목적 함수로 하여 유동해석을 통해 최적화된 설계 변수 조건을 토대로 완충기의 진동 특성을 살펴보고 분석하여 보았다.

2. 연구 배경 및 목적

2.1 연구 목적

왕복동식 압축시스템은 기구적 특성상 발생하는 맥동압에 의하여 진동이 야기된다. 이는 시스템진반에 악영향을 미치므로 맥동압 저감 대책이 요구된다. 그러나 맥동압의 발생 저감을 위하여 유동적 측면에서 압력손실이나 맥동 저감률에 대한 연구^{[1]-[4]}는 많으나, 진동적 측면에서의 연구는 미흡한 실정이다. 왕복동식 압축기의 경우 다른 타입의 압축기보다 진동이 상대적으로 대부분 크기 때문에 진동에 대한 고려가 필요하다. 따라서 본 논문에서는 맥동압 저감 및 압축 효율을 위해 완충기의 입·출구 파이프의 위치와 내부 버퍼의 각도를 조정하여, 유동해석을 통해 최적화된 완충기의 진동특성을 알아보고자 수치해석을 수행하였고, 그 결과를 비교 분석 하였다.

2.1 연구 대상

Table 1과 Fig.1은 본 연구에서 해석을 수행한 완충기case들의 형상과 설계 변수들을 나타내고 있다.

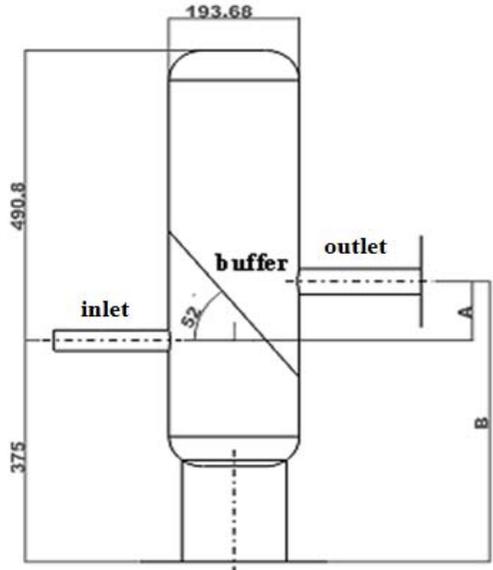


Fig. 1 Geometry of the snubber model

Table 1 Model specification

Cases	inlet과 outlet 간격(A)	outlet과 bottom 간격(B)
original	-130mm	375mm
IO-01	0	375mm
IO-02	100mm	475mm
IO-03	200mm	575mm
IO-04	300mm	675mm
IO-05	400mm	775mm

완충기의 직경은 193.68mm이고, 내부에 입구 파이프로 들어온 고압의 수소의 압력 진폭을 감소시키는 버퍼(buffer)가 있다. 그리고 Fig. 1에서 A는 입구 파이프와 출구 파이프의 높이차 나타내고 B는 출구 파이프와 완충기 기저부의 높이차를 나타낸다. Table 1에서 Original은 기존에 개발된 수소압축기의 완충기로 출구 파이프의 위치는 기저부에서부터 375mm 이고, 출구 파이프가 입구 파이프 보다 아래에 130mm 떨어져 있다. 이 case를 기준으로 입구 파이프와 기저부의 간격을 375mm로 하고, 입구 파이프와 출구 파이프의 간격을 0~400mm로 변경하여 Table 1과 같이 총 5가지 case(IO-01~05)에 대한 진동 해석을 수

행 하였다.

그리고 완충기 내부 버퍼의 각도의 변화에 의하여, 왕복동식 수소압축기의 압축효율 및 맥동저감 효율이 영향을 받을 수 있으므로 버퍼의 각도를 25°~ 60°로 변경하여 해석을 수행하였다.

2.2 유동적 측면에서 최적 설계 결과[1]-[4]

수소 압축 시스템에서 왕복동식을 적용하려면 기계적 특성상 발생하게 되는 맥동압을 고려해야 한다. 이렇게 발생한 맥동압을 감소시키기 위해서 완충기를 적용하게 되는데, 이로 인해 압축기의 압축 손실이 발생하므로 효율과 안전성 측면에서 완충기의 최적화 설계가 요구된다. 그러므로 완충기에 의해 발생하는 압축손실을 줄이고, 맥동에 의한 진폭 감소를 효과적으로 하기 위하여, 유동 해석을 통해 압력손실과 맥동에 의한 진폭 감소를 목적 함수로 하고 출·입구 파이프의 높이를 설계변수로 하여 유동수치해석이 사전연구 Akbar^[1] 와 심^{[2]-[4]}의 연구에서 수행 되었고, 결과는 Table 2와 같다.

Table 2 CFD Result of all cases^[1]

Cases	Mean Pressure Loss (MPa)	Amplitude Reduction (MPa)
IO-02	0.2652	0.1296
IO-03	0.1967	-0.0395
IO-04	0.2721	0.1397
IO-05	0.1269	0.0248

Table 2는 유동 해석을 통해 구한 각 case들의 압력손실과 진폭 감소량을 나타내고 있다. 이 결과를 살펴보면 IO-05에서 맥동 압력 손실이 가장 적었고, 진폭의 감소는 IO-01에서 가장 탁월한 것을 알 수가 있다. 이는 압력 손실의 경우 출구측 파이프의 위치가 높기 때문에 유체의 배출이 원활하지 않아 내부 압력이 일정하게 유지되기 때문으로 사료되며 진폭 감소는 출구측의 위치가 버퍼에서 발생하는 힘을 지지 하기 때문에 진폭 감소가 탁월하게 되는 것으로 사료된다. Fig. 2는 CFD로 수행

된 IO-01과 IO-05의 압력 분포 해석 결과를 나타낸다.^[1]

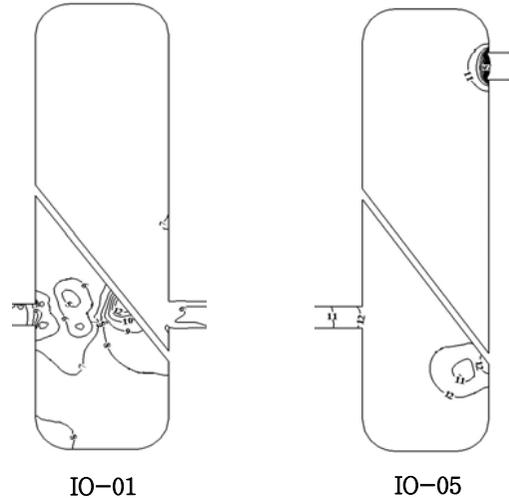


Fig. 2 The pressure distributions of IO-01&05^[1]

Table 3 Pressure loss value for various snubber^[2]

Buffer angle [degree]	Pressure loss [%]		
	H/D		
	3.23	3.82	4.41
Without buffer	12.162	12.816	13.338
10	12.227	12.872	13.358
15	12.198	12.856	13.347
20	12.179	12.842	13.326
25	12.136	12.805	13.286
30	12.122	12.792	13.276
35	12.112	12.774	13.273
40	12.110	12.790	13.279
45	12.116	12.802	13.277
50	12.168	12.813	13.297

* H : snubber height, D : snubber diameter

Table 3은 버퍼의 각도에 따라 압력 손실률을 비교한 것이다. 여기서 H/D는 완충기의 높이와 직경의 비를 나타내는데 값이 클수록 체적이 크다. 이를 살펴보면 3종류의 모델에서 버퍼각도가 35° 전후에서 압력 손실률이 가장 낮은 것을 알 수가 있다. 그리고 진폭 감소량의 경우 10°에서 가장 낮

았다.^{[2]-[4]}

이는 각도가 증가할수록 내부유량의 원활한 유동과 맥동성질의 압력파장을 감쇠하지 못하고 출구 단으로 배출되기 때문에 압력 손실이 증가된다. 이렇게 최적화된 스너버는 압력 손실 및 진폭감소에 효과가 있지만 진동에 좋지 않는 영향을 미칠 수 있다.

따라서 본 논문에서는 이 결과를 토대로 각각 모델의 진동 특성을 알아보았다.

3. 진동 해석

3.1 수치 해석 조건 및 방법

Fig. 3은 본 연구에서 수행한 수치 해석의 과정을 나타내고 있다. 각 case별 기학적 형상은 상용 3D CAD프로그램인 CATIA를 이용하여 설계하였고, 이를 MSC. partran을 이용하여 node 4100개 element 4068개의 Quad 타입 격자를 생성하였다. 경계 조건은 각각의 출입구 파이프 끝단과 완충기 기저부를 고정하였고, 물성치는 스테인레스를 부여하였다. 이후 MSC.nastran을 이용하여 자유진동해석 및 강제 진동해석을 수행하였다.

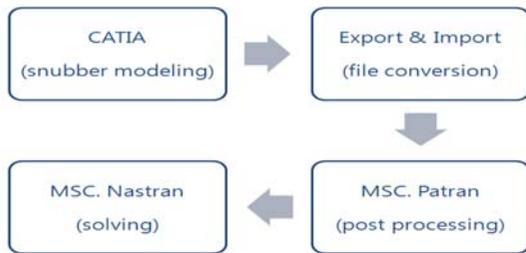


Fig. 3 Process for numerical analysis

3.2 자유 진동 해석

앞서 기술한 각 case들의 고유치와 고유 모드를 알아보기 위해 자유진동해석을 수행 하였다.

Table 4는 각 case별 고유치를 나타내고 있다. 이를 살펴보면 IO-01의 경우 2차 모드에서 320Hz original과 IO-01~03까지는 3차 모드가

IO-04와 05는 2차 모드에서 540Hz~560Hz로 나타나고, Fig. 4와 같이 모드 형상이 나타나는 것을 확인 하였다. 따라서 수소 압축기의 맥동 파형 주기가 16Hz이므로 공진의 가능성은 적은 것으로 사료 된다. 완충기내부의 버퍼의 변위는 0.0377~0.0314mm로 진동이 탁월한 것을 볼 수 있다. 이는 original과 IO-01~03 case는 출구 파이프 위치 때문에 2차 모드에서 완충기의 상부가 많은 영향을 받아 비교적 하지만 IO-04와 05의 경우 출구 파이프가 높게 설계되어 완충기의 상부의 움직임이 구속하기 때문에 상대적으로 의 영향이 적게 나타나는 것으로 사료 된다.

Table 4 Natural frequency for various cases

mode	Original	IO-01	IO-02	IO-03	IO-04	IO-05
1	224.0	185.6	210.4	239.8	270.9	299.8
2	431.7	319.4	377.1	457.4	540.8	551.4
3	556.3	559.6	558.5	559.5	588.9	680.8
4	694.4	673.1	678.1	684.9	685.6	737.7
5	811.1	823.3	812.6	803.1	804.9	826.1
6	920.5	923.7	922.9	923.1	906.5	924.2
7	982.4	977.5	974.5	947.0	923.4	956.5
8	1091.5	1180.9	1057.9	1000.0	993.4	1023.0
9	1348.9	1344.5	1353.5	1404.2	1397.0	1362.8
10	1422.6	1345.5	1416.5	1423.9	1423.4	1419.5

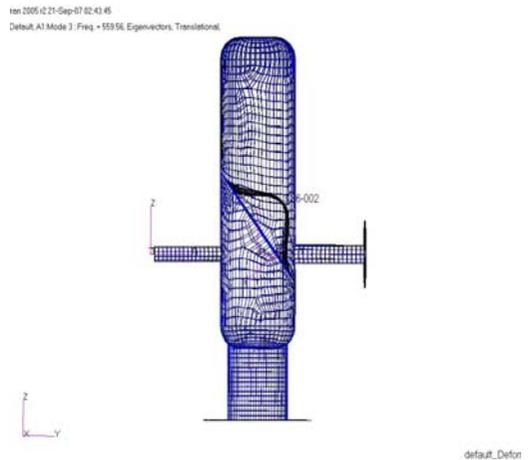


Fig. 4 3rd mode shape of IO-01

3.3 강제 진동 해석

왕복동식 수소압축기의 맥동압의 영향이 진동적 측면에서 어떠한 영향을 주는지 알아보기 위해 강제 진동 해석을 수행 하였다.

해석 수행 과정 및 구속 조건은 자유진동 해석과 동일하다. 왕복동식 압축기의 맥동압력이 8Mpa~12Mpa로 변화 되므로 최댓값인 12Mpa를 부여하였고, 1차 모드인 180Hz에서부터 3차 600Hz 까지 sweep가진 하여 강제 진동 해석을 수행 하였다.

Fig. 5는 12Mpa, 180~600Hz로 가진한 각 case의 완충기의 주파수응답을 비교한 것이다. 이 결과를 살펴보면 IO-01~03의 경우 original case보다 강제응답이 작게 나타나고 IO-04와 05는 크게 나타나는 것을 볼 수가 있다.

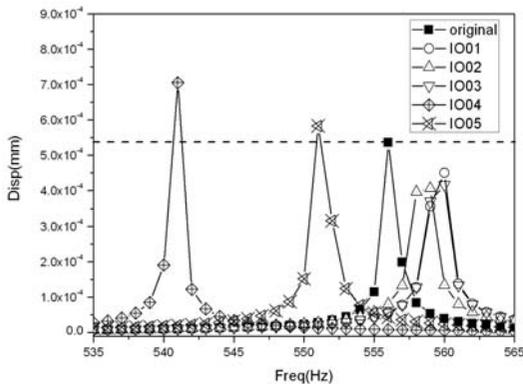


Fig. 5 Frequency response in forced vibration mode for various cases

이는 IO-01~03은 출구 파이프가 내부 버퍼의 위치와 비슷하여 mode를 잡아 주기 때문에 변위가 작은 것으로 사료된다. 2.2절의 Table 2와 비교해보면 IO-05의 경우 압력 손실은 적으나 진동 응답은 크게 나타나는 것을 볼 수 있다. 따라서 유동 해석에 의해 압력 손실과 맥동의 진폭저감이 최적화 되더라도 완충기의 진동 특성은 오히려 증가할 수 있는 것을 볼 수 있다.

3.4 버퍼각의 변화에 따른 수치해석 결과

3.3절에서 각 case 별 진동 특성을 비교 한 결

과, IO-01의 경우 맥동압력에 의한 진폭저감이 가장 컸고, 맥동압에 의한 진폭도 감소하였다. 그러나 완충기의 내부 버퍼에 의해 특성이 바뀔 수 있으므로 그 영향을 알아 보기위하여 IO-01의 버퍼각을 25°~60°까지 변화 하여 진동특성을 살펴보았다.

Table 5는 IO-01의 각 변화에 따른 고유 진동수이다. 이를 살펴보면 버퍼의 영향을 많이 받는 IO-01-52 (mode 3), IO-01-25 (mode 5), IO-01-30 (mode 5), IO-01-40 (mode 4), IO-01-60 (mode 3)을 살펴보면 각도가 감소할수록 완충기의 고유치가 증가함을 볼 수 있다. 그리고 수소 압축기의 맥동 파형 주기인 16Hz와 공진 가능성은 적은 것으로 사료 된다.

Table 5 Natural frequency for various buffer angle

mode	IO-01-52	IO-01-25	IO-01-30	IO-01-40	IO-01-60
1	185.6	188.5	188.5	186.4	184.5
2	319.4	330.7	322.4	320.9	317.9
3	559.6	684.4	677.0	676.1	398.0
4	673.1	824.6	823.0	797.5	654.5
5	823.3	954.6	877.4	822.8	694.8
6	923.7	1092.8	1002.1	989.5	825.5
7	977.5	1202.9	1202.9	1184.6	971.0
8	1180.9	1222	1222	1253.4	1037.4

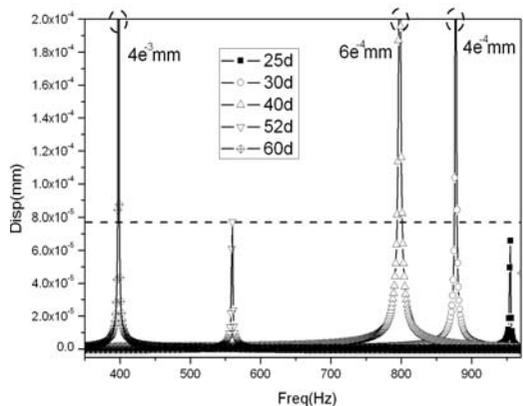


Fig. 6 Frequency response in forced vibration mode for various cases

Fig. 6은 각 변화에 따른 주파수 응답을 나타낸다. 맥동 압력을 12Mpa, 180~1000Hz로

sweep 가진하여 해석을 수행 하였다. 이를 살펴보면 60° (398 Hz, 4×10^{-3} mm), 40° (798 Hz, 6×10^{-4} mm), 30° (877 Hz, 4×10^{-4} mm)에서 기존의 52°보다 진동 응답이 크게 나타남을 알 수가 있다. 그리고 25°의 경우는 다소 감소함을 알 수 있다. 이것은 각도가 증가 하면서 면적이 증가 되고 그로인해 강성이 변화되어 응답이 크게 나타나는 것으로 사료된다. 특히 40°의 경우 압력 손실은 최저지만 진동은 오히려 기존보다 크게 증가한 것을 확인 하였다. 그러나 25°의 경우 압력 손실은 40°보다 많지만 진동 특성은 크게 개선되는 것을 볼 수 있다.

4. 결 론

왕복동식 수소 압축기의 완충기의 압력 손실과 맥동압 저감에 따른 유동 해석 결과를 진동적 특성에 따른 분석을 위해 자유 진동 해석 및 강제 진동 해석을 수행 하였고, 다음과 같은 결론을 얻을 수가 있었다.

자유 진동 해석의 경우 각 case별 고유치 및 모드 형상을 확인한 결과, 완충기내부의 버퍼 진동이 탁월한 것을 확인 하였다. 그러므로 왕복동식 압축기의 진동을 저감 하기 위해서는 버퍼의 두께를 조정하는 것이 효과적이라고 사료 되나, 이는 맥동 진폭 감소에 영향을 줄 수 있으므로 고려가 필요하다고 사료된다.

그리고 강제진동해석의 경우 IO-01~03은 original 완충기보다 변위가 작은 것을 확인 하였고, 압력 손실이나 진폭저감의 상태에 따라 진동적 특성이 좋지만은 않다는 것을 알 수가 있었다. 그리고 유동해석결과와 진동 특성을 같이 분석한 결과 IO-01이 압력 손실은 다소 있지만 가장 효과적이라고 사료 된다. 이것으로 보아 입·출구 측 파이프의 위치를 적절히 조정하면 압력 손실도 줄일 수 있고, 진동도 많이 저감 할 수 있다.

그리고 버퍼의 각을 변화하여 진동 특성을 살펴본 결과 40°의 경우 압력 손실은 가장 적지만 변위가 크게 증가하고 25°의 경우 압력 손실은 40° 보다 다소 크지만 변위가 감소한 것을 볼 수 있었다.

이 결과를 통해 유동적 특성이 좋더라도 진동적 특성이 좋지만은 않다는 것을 확인 하였고, 이후 두 특성을 같이 고려한 연구가 필요하다고 사료된다.

후 기

본 논문은 교육과학기술부 및 한국산업 기술재단의 지역혁신인력양성사업, 경상대학교 2단계 BK21사업팀, 지식경제부 산업기술재단 중점기술개발사업(과제번호 10024337)의 지원으로 수행된 연구결과이며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- [1] Wanda Ali Akbar, "A Study on High-Pressured Gas Flow inside buffers of Reciprocating Hydrogen Compressor System", the Degree of Master, Gyeongsang university, pp. 95-102, 2007
- [2] 심규진, "왕복동 수소압축기 스너버의 유동특성 및 최적설계에 관한연구", 박사학위논문, 경상대학교, pp.136~143, 2007
- [3] Kyujin Sim, C. S. Yi, Wanda Ali Akbar, H. S. Jung, H. M. Jung and M. G. "CFD Anlysis on the Without-Snubber of Reciprocation Hydrogen Compressor", Proceedings of the KSME Gyeongnam Spring Meeting 2006, pp. 187-192, 2006
- [4] Kyujin Sim, C. S. Yi, Wanda Ali Akbar, H. S. Jung, H. M. Jung and M. G. "Numerical Analysis on the Pressure Characteristics in a Snubber for Hydrogen Compressor", J. of The Korean Society for Power System Engineering Vol. 1, No. 2, pp. 76-81, 2007
- [5] B. S. Yang, Actuality of equipment diagnosis by vibration's law, Illo. P.

240-241, Korea, 1994

- [6] MSC.Software Corporation. 2004.
 MSC.Nastran Quick Reference Guide.
 MSC.Software Corporation

저 자 소 개



김원철(金源喆)

1950년 2월생, 1972년 부경대학교 기관공학과 졸업. 1993년 부경대학교 대학원 기관공학과 졸업(박사). 1882년 - 현재 경상대학교 기계항공공학부 기계시스템공학과 교수. Tel : 055)640-3122, E-mail:wckim@gru.ac.kr



김효중 (金孝仲)

경상대학교 정밀기계공학과 학사. 경상대학교 정밀기계공학과 석사. 현 경상대학교 정밀기계공학과 대학원 박사과정. 현 한전전력연구원 위촉 연구원. SP : 010-4135-3464. E-mail : hallwind@nate.com



정재환

경상대학교 정밀기계공학과 학사. 경상대학교 정밀기계공학과 대학원 석사과정 수료. SP : 016-963-1543 E-mail : asrina002@nate.com



장용석(張容碩)

경상대학교 정밀기계공학과 학사. 경상대학교 정밀기계공학과 대학원 석사과정. 016-963-1543. E-mail : cysers@lycos.co.kr



최병근(崔炳謹)

1967년 12월생, 1990년 부경대학교 기계공학과 졸업. 1999년 부경대학교 대학원 기계공학과 졸업(박사). 2002년 - 현재 경상대학교 기계항공공학부 정밀기계공학과 조교수