

저진공 펌프의 운전 특성

임종연* · 심우건* · 정광화

한국표준과학연구원, 한남대학교*
(논문접수일 : 2003년 2월 11일)

Operating Characteristics of Low Vacuum Pumps

Jong Yeon Lim[†], Woo Gun Sim^{*} and Kwang Hwa Chung

*Korea Research Institute of Standards and Science, Hannam University**

(Received Feb. 11, 2003)

요 약

저진공펌프의 내구성평가와 관련하여 펌프의 성능이나 상태의 저하에 관한 기술적 근거를 확보함으로써 펌프의 운전상태를 진단할 수 있는 기초기술을 확보할 수 있으며, 이는 진공펌프의 기계적 결함 및 성능평가 장치의 동적 응답과 신뢰도 구축에 중점을 두고 신호 분석을 통하여 실험적으로 기계적인 동적 특성을 확인하는 과정을 통하여 수행할 수 있다. 저진공펌프의 압축일에 소요되는 전력을 이론적으로 규명하고 펌프의 압축일을 계산하였으며, 소비전력에 대한 진공펌프의 에너지 효율을 예측하여 펌프 노화에 따르는 소비전력의 증가 원인을 규명하는 자료로 활용할 수 있다. 또한 저진공펌프의 가동 중에 측정된 진동, 압력신호, 배기속도 및 소비전력을 측정하고 분석하여 펌프 운전상태를 감시하는데 매우 유용한 인자가 무엇인지 확인하였으며 추후 연구의 방향과 내구성평가의 기초기술을 확보하였다.

주제어 : 저진공펌프, 동적특성, 배기속도, 압축일, 소비전력

Abstract

For evaluation of durability of low vacuum pumps, it is required to examine the performance and degradation of low vacuum pumps. Pump degradation may result from abnormalities associated with the performance in many areas of pump operation. The diagnostics method can be used to monitor the pump performance in the semi-conductor process line. Based on the mechanical defect of the pump, the dynamic response and reliability of the system for performance test, and the dynamic characteristics of the pump were experimentally assessed. The theoretical work rate for the compression process in the pump was calculated, and then the efficiency of the pump associated with the power consumption was evaluated. This analysis will be useful in detecting pump degradation with increasing the power consumption. To determine the predominant factors of pump degradation, it is important to evaluate the entire pumping system. We studied vibration, dynamic pressure, pumping speed, and power consumption of low vacuum pumps. Our results can be utilized for the future research on the evaluating technology of durability of low vacuum pumps.

Kew Words : low vacuum pump, dynamic characteristics, pumping speed, compression work rate, power consumption

[†] E-mail : jyylim@kriss.re.kr

1. 서 론

저진공펌프는 반도체 공정에서 필요한 공정 장치내의 요구되는 진동도를 유지하고 흐름을 제어하는 목적으로 사용되어지는 부품이며, 진공도를 제어하는 기능이 반도체의 생산성과 직결되어 있다 [1, 2]. 펌프의 기능이 상실될 경우 반도체 생산품의 불량을 야기하기 때문에, 펌프의 신뢰성 및 경제성 측면에서 많은 관심을 두고 있다. 특히 펌프는 상당히 열악한 환경에서 운전이 되기 때문에 쉽게 열화되거나 고장날 우려가 많은 유체기계이다 [3]. 따라서 반도체 산업에서 생산단계 절감을 위하여 펌프의 검증을 요구하며, 검증에 필요한 상당히 많은 자료와 기술이 요구된다. 이러한 검증이 펌프의 작동 성능에 상당히 많은 정보를 주지만 그 정보는 어떠한 현상이 일어난 후에 나타나는 정보로 미래에 있을 고장을 예측해 주지 못한다는 공통적인 약점을 갖고 있다 [4]. 반도체 생산 공정 기간동안 시간의 경과에 따른 취약화 정도를 감시, 평가하기 위하여 펌프 및 밸브의 가동 중 시험을 규정함으로써 펌프의 갑작스런 정지로 인한 진공도의 급격한 저하를 방지해야 한다.

저진공펌프의 성능 저하를 예측할 때에는 전체 펌프 계통이 평가되어야 한다. 펌프 계통은 펌프가 설치된 기반, 전동기, 동력 전달장치, 흡입부의 밸브와 배관, 펌프 구동 조작반 등으로 구성되어 있다. 반도체 공정에 사용되는 가스의 화학작용에 의해 발생하는 분진에 의하여 펌프 내부와 후단 배관에 마모 및 관막힘 현상이 발생하며 이로 인하여 펌프의 성능이 저하되고 고장의 원인이 되기도 한다. 또한 베어링 결함 및 모터와 펌프의 정렬불량 등으로 발생하는 기계적 진동이 발생하기도 한다 [5]. 따라서 진공펌프의 성능 및 수명을 감시하기 위하여 가동 중 배기속도(pumping speed) [6, 7], 흡입구압력, 진동 진폭, 소비전력, 기체온도와 베어링 온도 등을 측정하여 분석해야 한다. 펌프의 수력학적 및 기계적 조건은 상기 변수들을 주기적으로 시험, 측정함으로써 진단할 수 있다. 즉, 펌프가 정상적으로 운전될 때 상기 변수들의 참고 기준값(reference value)을 설정한 후 정기적인 가동중 시험에서 상기 변수들을 측정하여 편차가 감지되면 펌프 운전상태

의 변화를 나타내는 것이다.

일반적으로 진공펌프 제작회사는 펌프의 성능을 평가하여 사용자에게 제공하며 부하 상태에 따르는 허용 진동 범위를 제시하기도 한다 [8]. 그럼에도 불구하고 이러한 허용 진동 범위는 총괄적인 기계의 수명을 보증하지는 못한다. 진공펌프와 관련한 기계 분야의 내구성 시험에 관한 공인 규격은 없으나 제작회사들을 대상으로 조사한 바에 의하면 각 개별 기업마다 독자적인 내구 시험 규정이 마련되고 진공펌프의 성능저하를 감지하기 위하여 많은 노력을 기울이고 있다. 그러나 각종 운전조건에 대한 신호 측정 방법에 대하여 신뢰성을 주기 어려운 뿐만 아니라 펌프의 운전 불량으로 인한 각종 측정 자료가 불충분하여 가동 중 성능 진단이 매우 어려운 형편이다. 따라서 진공펌프의 성능이나 상태의 저하에 관한 기술적 근거를 확보함으로써 펌프의 운전상태를 진단할 수 있는 기초기술을 개발하고 반도체 생산의 경제성을 제고할 필요성이 있다.

본 연구를 수행함으로써 기술적인 측면에서 진공펌프의 압축일, 소비전력, 배출속도, 동적 압력 및 진동 등의 운전특성을 분석하여 펌프의 성능저하를 방지할 수 있는 진단방법을 도출하는 기초자료로 활용하려고 한다. 진공펌프의 배기속도를 변화시키면서 펌프 흡입부와 출구에서의 유체의 압력 스펙트럼을 분석하고 펌프의 회전수와 관련하여 진동 신호와의 연계성 및 진동 특성을 분석하려고 한다.

2. 압축일, 배기속도와 소비전력

진공펌프는 흡입 유체를 압축하여 배기하며 일반적으로 흡입 쪽은 진공용기에 연결되어 있고 펌프 내에서 대기압으로 압축된 공기는 대기로 배기된다. 그림 1(a)는 로터리 베인 펌프의 구조도로서 A쪽에 흡입된 기체는 베인이 회전하면서 흡입구와 연결이 차단되고 공기가 점유한 체적이 감소하여 공기는 압축되며 일정압력으로 압축되면 배기구가 열려 압축공기를 배기한다. 이러한 압축 행정은 단열 혹은 등온과정으로 취급하여 압축에 필요한 소비전력을 이론적으로 계산할 수 있다. 이 때에 실제 소비전력을 측정하면 진공펌프의 효율을 계산할 수 있다.

진공펌프의 실제 소비전력과 압축일에 소비되는 이론 소비전력의 차이는 크게 3가지 원인에 의하여 발생된다. 첫 째는 펌프에서 발생하는 공기의 누수 손실로서 부적절한 밀봉으로 인하여 흡입된 공기가 압축과정 중에 흡입쪽 등으로 누설되어 효율이 감소된다. 두 번째는 수력(압력) 손실로서 압축 과정 중에 기체 입자의 운동(난류 등)과 마찰 저항 등으로 소비되는 에너지에 의하여 압력을 이론적인 값으로 상승시킬 수 없다. 마지막으로 기계적 손실로서 베어링, 축, 베인 등의 회전에 소비되는 에너지에 의하여 모터의 소비전력은 증가한다. 따라서 펌프의 효율은

$$\eta_t = \eta_h \eta_Q \eta_m \quad (1)$$

으로 표현된다. 여기서 수력효율(압력) : $\eta_h = H/H_{th}$, 체적효율(유량) : $\eta_Q = Q/Q_{th}$, 기계적 효율 : $\eta_m = L/L_{th}$ 을 나타낸다.

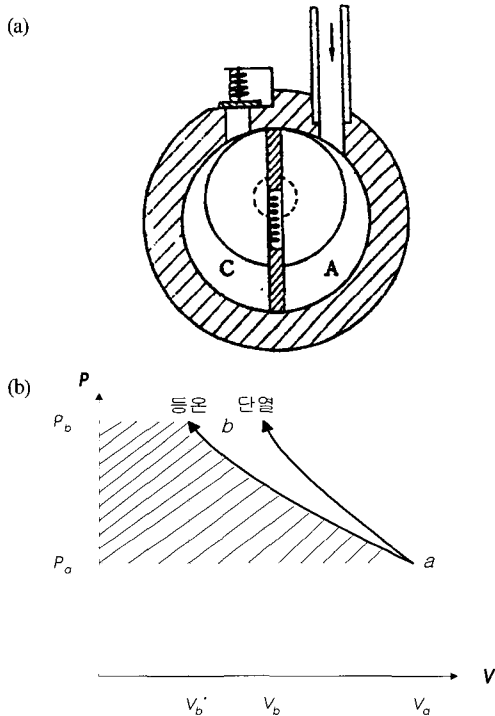


그림 1. (a) Schematic Diagram of Rotary Vane Pump and (b) P-V Curve for Compression Process.

일반적으로 진공펌프는 용적형 펌프로서 1회 회전할 때에 배기유량은 이론적으로 같다. 그러나 흡입쪽 진공용기의 진공도가 상승하면 흡입쪽과 배기쪽의 압력차이가 증가하고 이로 인하여 회전부와 정지부 사이의 기밀이 유지되기 어려워지며 체적효율은 급격히 감소하게 된다. 진공펌프의 배기속도가 진공도에 따라 변함은 주로 이러한 원인일 것이 예측된다. 회전체의 회전 속도가 진공도에 따라 일정하다면 기계적 효율은 크게 변하지 않을 것이다. 진공펌프의 배기속도 [7]는 그림 2와 같은 성능평가 시스템을 사용하여 구하게 되며 시험용기(test dome) 방향으로 유로를 선택하여 진공펌프를 가동하고 미세 밸브로 유량을 조절한 다음에 시험용기의 시험진공도 P_1 을 측정한다. 유로를 변경하여 같은 유량을 저진공(시험진공도 아래)의 측정용기(measurement chamber)로 송출하며 압력 상승률 dP_2/dt 를 측정한다. 이로부터 체적 배출율은

$$S = \frac{V_2}{P_1} \frac{dP_2}{dt} \quad (2)$$

으로 계산할 수 있다.

진공펌프는 그림 2(a)에 보이듯이 회전체가 회전하며 진공용기로부터 흡입된 펌프 내부의 기체를 대기압으로 압축하여 배기한다. 따라서 a 상태에서 b 상태로 압축될 때에 압축일은

$$W = \int_a^b V dP \quad (3)$$

으로 계산할 수 있다. 여기서 체적 V는 압력의 함수로 표시할 수 있으며 단열 혹은 등온과정의 상태에 따라 각기 다르게 표현된다. 단열과정의 경우에 $P V^\gamma = K = Const.$ 으로 표현되며 γ 는 비열비로서 온도에 따라 변하지만 단위자 기체의 경우에 1.667이고 이원자의 기체의 값은 1.4이다. 단위 시간당 압축에 소요되는 에너지는 압축일의 시간당 변화율로 표현되며 흡입과 배기쪽의 압력은 시간에 따라 변하지 않고 시간의 함수는 오직 흡입체적, V_1 이며 식(3)에 대입하면 단열 압축일률은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

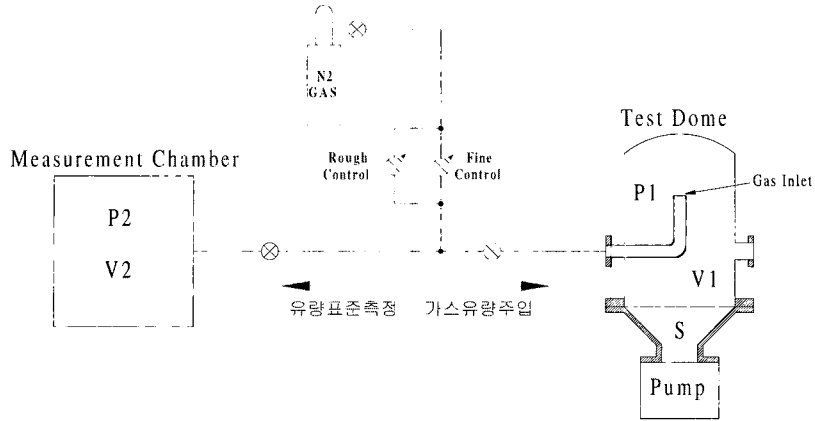


그림 2. Schematic Diagram of Experimental Apparatus for Performance Test of Low Vacuum Pumps.

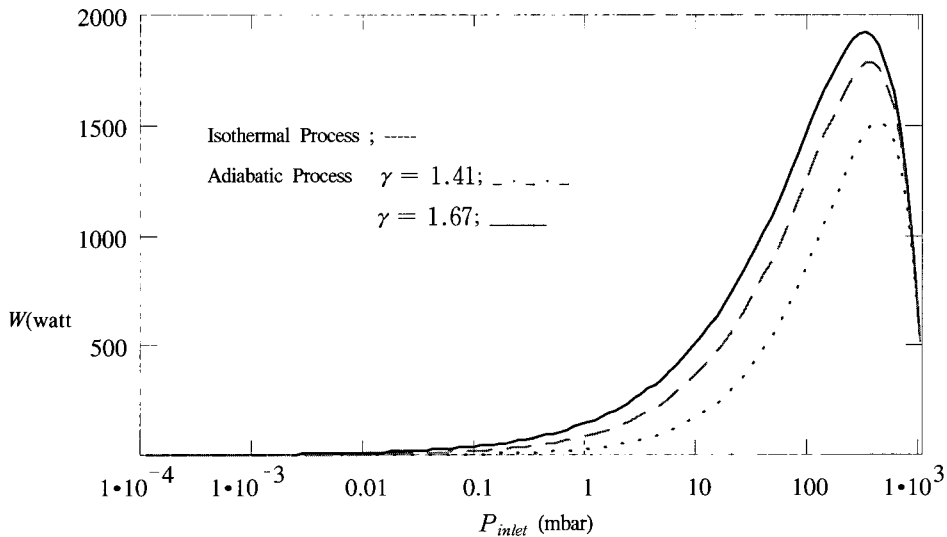


그림 3. Theoretical Power Consumption versus Inlet Pressure.

$$\dot{W} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} P_a \dot{V}_a \left[\left(\frac{P_b}{P_a} \right)^{(\gamma - 1)/\gamma} - 1 \right] \quad (4)$$

여기서 아래 첨자 a와 b는 각각 흡입과 배기 상태를 나타낸다. 위 식으로부터 흡입과 배기쪽의 압력과 시간당 배기 유량을 알고 있다면 단열 압축과정의 압축일을 계산할 수 있다. 등온과정의 상태방정식은 $PV = RT = K = Const.$ 이며 R은 가스의 일반기체 상수이다. 단열과정과 마찬가지로 등온과

정에 소요에너지는

$$\dot{W} = P_a \dot{V}_a \ln \left(\frac{P_b}{P_a} \right) \quad (5)$$

으로 계산할 수 있다. 진공펌프의 흡입쪽 내부체적 즉 흡입공이 닫히기 전 A(그림 1(a) 참조)의 체적을 V라고 하고 회전체의 분당 회전수를 N이라고 한다면 초당 흡입체적(m^3/s)은 $\dot{V}_a = VN/60$ 으로 표현된다.

저진공 펌프의 운전 특성

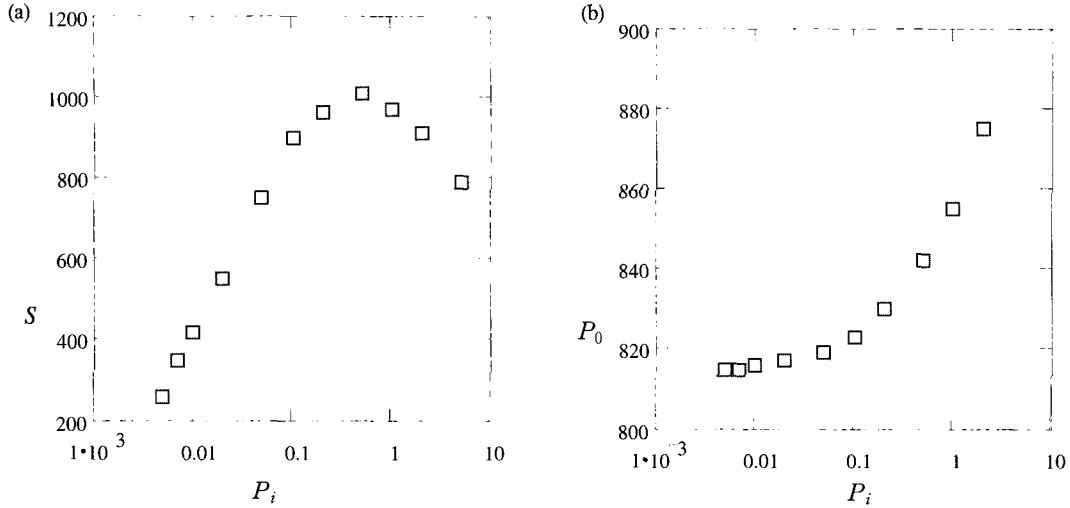


그림 4. (a) Pumping Speed, S (m^3/hr), and (b) Exhaust Pressure, P_0 (mbar), versus Inlet Pressure, P_i (mbar), for a Dry Pump (Nominal Pumping Speed, $S=1,150 m^3/hr$).

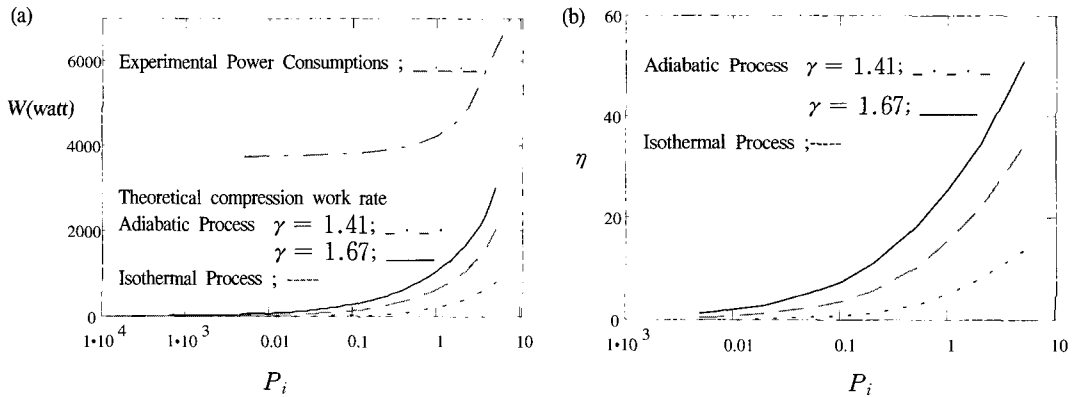


그림 5. (a) Experimental Power Consumptions and Theoretical Compression Work Rate versus Inlet Pressure, P_i (mbar), and (b) Compression Efficiency, η , versus Inlet Pressure, P_i (mbar), for a Dry Pump (Nominal Pumping Speed $S=1,150 m^3/hr$).

압축과정의 P-V선도를 그림 1(b)에 도시하였으며 사선 친 부분의 면적은 등온과정의 압축일을 나타낸다. 같은 흡입압력에 대하여 공기를 압축하여 대기에 방출할 때 소비되는 에너지는 단열과정의 크기를 알 수 있다. 그림 3은 펌프의 분당 회전수가 450이고 배기압이 $P_{outlet}=1100$ mbar이며 펌프의 흡입체적이 $V_1=5$ l 일 때 흡입압력의 변화에 따르는 이론 소비전력을 나타낸다.

진공펌프의 소비전력은 앞 절에서 논의하였듯이

압축일과 펌프의 효율에 의하여 결정된다. 압축일은 압축과정, 입구압력 및 출구압력에 의하여 영향을 받는다. 일반적으로 진공펌프의 출구 압력은 압축 비와 흡입압력에 의하여 영향을 받으며 흡입압력이 크면 같은 회전에 대하여 도달 압축압력은 커지게 된다. 공칭 배기속도 $S=1,150 m^3/hr$ 인 진동 펌프의 흡입압력에 대한 배기속도와 배기압력을 그림 4(b)에 제시하였다. 이러한 흡입압력에 대한 배기압력의 변화를 고려하여 압축일에 소모되는 이론

표 1. Pump Characteristics of New and Used iH80 Pumps.

Inlet Pressure (torr)	이론단열 압축일 (kW)	소비전력 (kW)		Pumping Speed(m^3/hr)	
		new	used	new	used
0.38	0.011	3.686	4.019	98.3	97.3
3.8	0.077	3.724	4.087	110.5	106.0
38.0	0.442	3.778	4.109	108.7	90.8

소비전력을 그림 5에 도시하였다. 그림에서 보이듯이 실제 소비전력은 압축일에 필요한 소비전력에 비하여 상당히 크며 저진공도의 경우에 소비전력은 압축일에 거의 소요되지 않고 펌프의 회전체를 구동하는 데에 소모됨을 알 수 있다. 즉 펌프의 압축효율은 상당히 작을 것이 예측된다. 펌프의 실제 소비전력에 대한 압축일율의 비를 진공펌프의 압축효율이라고 정의하며 식(1)에 나타내었다. 따라서 그림 5(a)에 도시한 결과를 압축효율로 변환하여 그림 5(b)에 도시하였다.

펌프의 내구성 및 성능평가와 관련하여 성원 에드워드사에서 제공한 새 진공펌프(iH80)와 동일 종류의 점검 중인 펌프를 사용하여 흡입구 압력을 변화시키면서 소비전력과 배기속도를 측정하여 표 1에 나타내었다. 보수 중인 펌프의 소비전력은 약 10% 상승하였으며 배기속도는 2-18%의 감소를 보였다. 즉 펌프가 노화하면 소비전력은 증가하고 배기속도는 감소함을 알 수 있다.

3. 저진공펌프의 압력 및 진동특성

3.1 실험 목적

기계는 노화에 따라 성능이 서서히 저하되며 어떤 시점에서 급격히 저하된다. 일반적으로 이 시점을 기계의 수명이라고 정의한다. 신호감시계통을 사용하여 급격히 성능이 저하되는 것을 감지하고 사용자에게 경고 메시지를 전달하여 사고를 미연에 방지하며 적절한 보수를 통하여 유지비를 절감할 수 있다. 신호감시계통은 그 기계의 특성과 성능 저하의 원인을 분석함으로써 적절하게 구성할 수 있다. 알고 있는 성능 저하요인을 제거하고 노화에 따르는 기계 특성을 분석함으로써 시간에 따른 성능

저하를 정확하게 예측하며 기계의 유지비를 효과적으로 줄일 수 있다.

펌프의 수명 감소는 펌프의 부적절한 운전 상태와 펌프의 성능저하와 관련되어 있다. 펌프의 수명을 연장시키기 위하여 펌프의 성능을 감시하며 진동 스펙트럼 해석, 기계음 분석, 전류 신호 분석 등을 수행한다 [9]. 진동 스펙트럼 해석과 진동 모드 분석을 병행하여 진동의 주요 원인을 규명할 수 있다. 보수 유지 기간 중에 펌프를 저유량 운전하여 펌프의 진동준위, 기계음과 성능을 분석함으로써 펌프의 상태를 진단할 수 있다. 펌프를 구성하는 두 축을 연결할 때에 중심 축을 정확하게 일치시키지 못하면 과도한 진동을 발생시킨다. 두 축의 중심 축이 일정각을 이루면 회전주파수에서 축방향의 진동을 발생시키며 두축이 평행할 때에는 2배의 회전주파수에서 반경방향 진동을 일으키게 된다. 베어링 결함 [10]에 의하여 펌프는 과도한 진동을 할 수 있으며 볼베어링은 내외부 레이스와 볼로 구성되며 결함 부위에 따라 고유한 진동 특성을 갖는다. 따라서 회전체의 진동 주파수를 분석하면 회전 주파수의 배수에서 신호가 검출되며 기계의 상태에 따라서 그 크기가 변함을 알 수 있다.

저진공펌프의 내구성과 관련하여 펌프의 입구와 배기구에서의 압력섭동신호와 진동신호는 진공도를 변화시키면서 측정하여 검토할 필요가 있다. 저진공펌프 성능저하와 관련된 상기 두 가지 주요 판별인자의 거동을 분석하여 상기 인자가 어떠한 특성을 지니는지 정성적으로 규명하여 향후 펌프 운전상태의 진단 알고리즘을 개발하는 참고기준을 제공하려고 한다. 특히 새 펌프와 현장에서 사용하고 보수 중인 펌프를 대상으로 실험하여 펌프의 성능이 저하되면서 나타나는 동적 특성을 검토하였다.

3.2 실험장치 및 실험방법

3.2.1 실험장치

저진공펌프의 운전특성 연구를 위하여 기존의 성능평가 실험장치를 사용하였다. 실험장치는 그림 2에 보인 바와 같이 진공펌프, 진공용기, 진공 측정장치, 질소공급용기, 유량제어밸브 그리고 용기의 진공도를 제어할 수 있는 배관계로 구성하였다. 본

실험에 사용한 펌프는 성원 에드워드 제품으로서 iH80 드라이 펌프와 iQDP 펌프를 성능 평가 장치에 연결하여 사용하였다. iH80 드라이 펌프는 roots(1단)와 claw 조합형(2, 3, 4단)으로 구성되며 roots는 입구압력이 낮을 때(10^{-1} mbar 이하)에 배기속도가 감소하는 것을 완화시키며 claw 스테이지는 높은 압력에서 효과적으로 작동하여 최상의 성능을 얻을 수 있도록 설계되었다. 펌프의 마지막 단은 5-lobe rotor를 추가하여 펌프에서 발생하는 소음을 감소시키도록 하였으며 펌프에서 발생하는 소음을 줄일 목적으로 펌프 배기 쪽에 소음기가 설치되었다. 펌프 배기 쪽의 동적 압력 센서는 소음기 후단 배관에 설치하였다. iQDP 펌프는 4단계식 양변위 로타리 펌프로써 공동 축상에 서로 다른 모양의 한 쌍의 맞물린 로우터가 다른 한 쌍의 타이밍 기어에 의하여 정확하게 맞물려 작용한다. 이 타이밍 기어와 인접한 접촉 불배아령은 8 혹은 9개의 불을 포함하고 있으며 오일로 윤활 된다.

성원 에드워드 사의 iH80 드라이펌프를 구동하는 모터의 구동 회전수는 약 3,600 RPM(running speed 약 60Hz)이며 iQDP 진공펌프의 회전속도 주파수는 약 57~59 Hz이며 이 주파수의 배수에서 신호의 섭동이 예측된다. 펌프의 흡입구와 배기구의 동적 압력을 측정하기 위하여 압전형 압력 변환기(pressure transducer-PCB)를 설치하였다. 시험용기의 체적은 0.022 m^3 이며 진공도는 질소 공급라인 상에 설치된 미세 밸브를 조작하여 제어할 수 있다. 운전 중 진공펌프의 진동은 3축 센서를 펌프 본체와 시험용기 하단에 부착하여 측정하였으며 펌프 계통의 저주파수 영역의 고유진동수를 예측하기 위하여 충격 실험을 병행하였다.

3.2.2 실험방법

질소 공급라인(20 psig)에 미세 유량조절 밸브를 사용하여 시험용기의 진공도를 조절하면서 펌프의 운전특성을 구하였다. 실험에서 측정된 주요인자중 진동기 전압, 회전수, 작동유체의 온도 등은 실험 중 변화가 거의 없어서 별다른 물리적 의미가 없는 것으로 판단되었다. 따라서 본 연구에서는 시험용기의 진공도를 조정(0.1~70 mbar)하면서 진공펌프의 흡입 및 배기 측의 동적 압력과 진동 인자를 중

점적으로 측정하여 해석하였다. 압력 변환기에서 출력된 아날로그 신호는 증폭기(PCB)를 거쳐 100배 증폭하여 기록하였다. 3방향 가속도계의 신호는 전하증폭기에서 증폭된 후 PCM방식의 디지털 신호 녹음기를 이용하여 3 kHz 주파수 범위까지의 시간영역 신호들을 5분 동안 녹음하였다. 녹음된 신호들은 시간영역 및 주파수영역에서 분석하였다. 충격 실험의 해머 Tip은 저주파수 대역의 좋은 모우드를 얻기 위해 나무 재질을 사용하였으며 가진 원주방향과 축방향에서 5회 일정한 강도의 충격을 가하여 측정하였다.

펌프 흡입구와 배기구에 부착된 압력 변환기에서 출력된 신호는 증폭기를 통하여 테이프 레코더(TEAC)에 진동 신호와 함께 각각의 진공도에서 5분 동안 기록하였다. 또한 배기와 흡입 압력계에서 출력된 신호는 이동식 주파수 분석기에 연결하여 출력신호를 관찰하여 기록되는 신호의 타당성을 검토하였다. 녹음된 신호는 A/D 변환기를 통하여 컴퓨터에 입력 처리하여 얻은 주파수 영역신호를 분석하여 진동 속도의 주파수 분석을 수행하였다.

iH80 드라이펌프 계통의 압력과 진동의 신호는 DEWETRON의 신호처리 장치를 사용하여 A/D(Analog to Digital) 변환 및 FFT(Fast Fourier Transform) 처리되어 컴퓨터에 저장하였다. iQDP 진공펌프 계통의 신호들은 HP 3565S front end를 통하여 A/D변환 및 FFT 처리되어 HPIB(Hewlett Packard Interface Bus)를 통하여 HP 9000 433S workstation으로 입력된다. 입력된 데이터는 미국 SDRC사의 I-DEAS TDAS [11] 소프트웨어에 의하여 시간영역 함수 또는 평균화된 자기스펙트럼(auto spectrum), coherence, mode indicator function 등으로 계산된다. 평균화된 신호 처리 결과의 신뢰성을 높이기 위하여 평균화 횟수는 10회 이상으로 하였다. 단 펌프의 고유진동수를 예측하기 위한 충격시험 신호의 평균화 횟수는 3회로 하였다.

3.3 실험결과 및 고찰

3.3.1 펌프 구조물의 고유진동수

구조물의 고유진동수를 측정하여 진동과의 상관

관계를 분석하기 위하여 충격시험을 수행하였다. 충격시험에서는 가속도계가 설치된 위치에서 일단의 충격을 가하여 진동의 가속도 신호를 측정하였다. 모터의 축방향과 축에 수직인 수평방향으로 가진하여 축방향과 수평방향의 가속도 신호를 신호처리하였다. 충격시험으로부터 얻은 각각의 자기스펙트럼에서 peak 값을 갖는 주요 주파수(0~150 Hz)를 표 2에 예시하였다. 그림 6은 iH80 진공펌프(점검중인 펌프) 본체의 수직방향 가진(모터 축 방향에 수직)에 대한 수직방향 응답의 자기스펙트럼을 충격 시험의 결과로서 예시하였다. 나무 해머를 사용하여 충격 시험의 가진을 주었기에 그림에서 고주파수 영역의 결과에 신빙성을 줄 수 없으므로 160 Hz 이상은 도시하지 않았다.

3.3.2 펌프의 압력섭동 신호

진공펌프를 운전하면 펌프의 회전에 의한 압력섭동을 일으키게 되고 이러한 압력섭동의 주파수분석은 펌프에서 실제 발생하는 물리적 현상을 매우 잘 보여주는 척도의 하나이다 [12]. 저주파수 섭동은 박리나 난류현상에 의해 발생되지만 공동현상에 기인될 수도 있다. 일반적으로 회전속도 주파수와 그 배수 영역에서 좁은 범위의 peak가 현저하게 나타나고 진동 주파수 영역에서도 나타난다. 그 peak들의 사이는 다소 평평한 스펙트럼이 나타나는데 난류의 섭동성분에 기인하기도 한다. 배관계는 압력 섭동 성분의 공명현상에 의하여 영향을 받는다. 공동현상은 고주파수 섭동을 야기하는데 이를 이용하여 고장 진단이나 감시목적으로 이용하기도 한다. 시험용기의 진공도를 0.5 mbar를 유지하면서 펌프의 배기구와 흡입구의 압력 주파수 성분을 그림

표 2. Frequency of the Peak Spectra Given by Impact Hammer Test on Pump Body.

Vacuum Pump	Direction of Acceleration	Peak Frequency
iQDP	horizontal	8, 12, 21, 58, 78, 90
	axial	11, 24, 57, 73, 79, 94
iH80	horizontal	6.5, 30, 68, 97, 143

7(새 펌프)과 그림 8(사용하고 점검 중인 펌프)에 예시하였다. 흡입부의 고주파 성분은 펌프에 부착된 소음기를 통과하면서 현저히 감소함을 보이고 있으며 펌프 전후의 압력 섭동 주파수는 회전속도 주파수의 배수 영역에서 peak가 비교적 현저함을 보이고 있다.

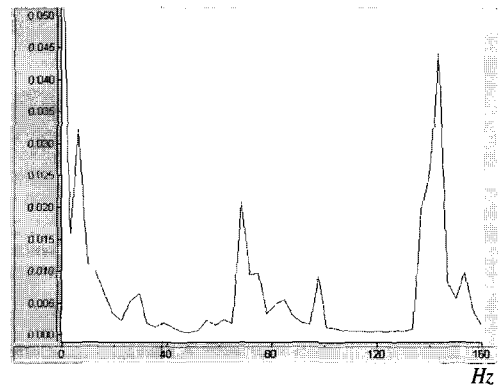


그림 6. Auto Spectrum Given by Impact Hammer Test for an Overhauled iH80 Pump.

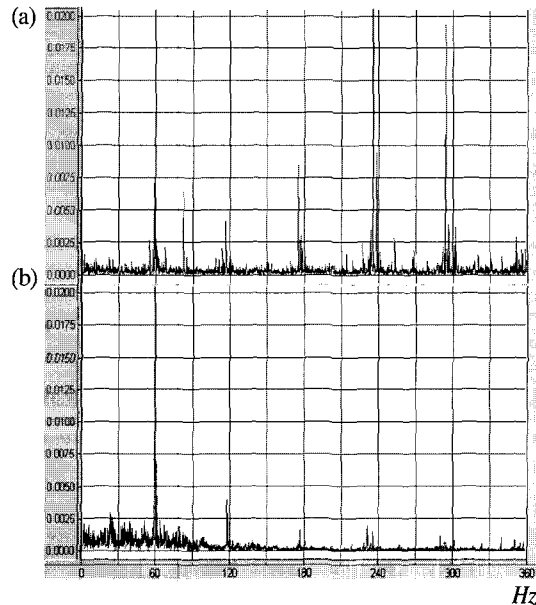


그림 7. Auto Spectrum of Pressure Pulsation for a New iH80 Pump with Inlet Pressure 0.5 mbar at (a) Inlet and (b)Outlet.

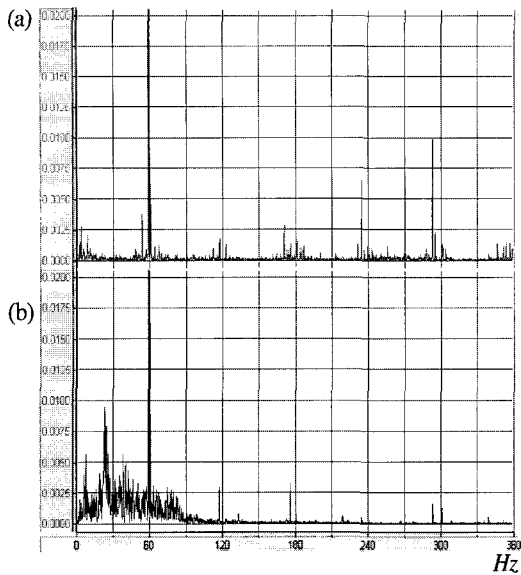


그림 8. Auto Spectrum of Pressure Pulsation for an Overhauled iH80 Pump with Inlet Pressure 0.5 mbar at (a) Inlet and (b) Outlet.

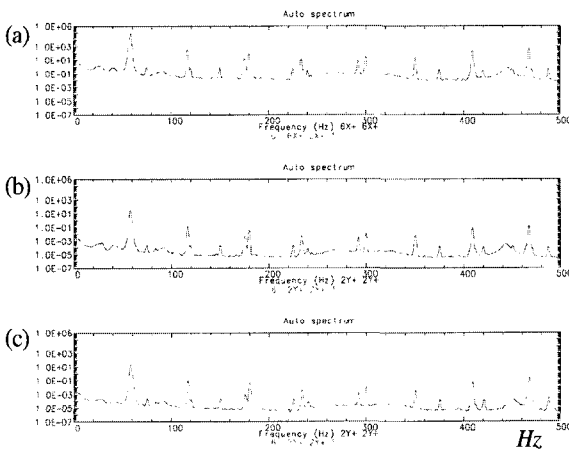


그림 9. Effect of Vacuum Levels of the Test Dome on Auto Spectrum of Pressure Pulsation at Pump Outlet for iQDP Pump; (a) 0.1 mbar, (b) 1 mbar, and (c) 70 mbar.

이는 펌프의 진동 성분과도 잘 일치하고 있다 (그림 10 참조). 사용된 펌프에서는 출구 압력의 저 주파수 영역(60 Hz 이하)에서 신호가 비교적 커지는 현상을 보이고 있다. 펌프 회전속도 주파수의 4 배와 5배의 주파수에서 비교적 큰 신호가 발생하는 것은 펌프 첫 단과 마지막 단의 roots와 lobe의 모양

과 관련이 있을 것으로 사료된다. 그림 9에 시험용기의 진공도를 0.1, 1, 70 mbar로 변화시키면서 iQDP 펌프 배기부의 압력 섭동 성분을 나타낸 것으로 진공도를 낮추면 압력 섭동 주파수는 크게 변하지 않으나 그 크기가 다소 감소함을 보이고 있다. 일반적으로 펌프의 회전속도 주파수의 배수 영역에서 peak가 현저하며 진동 주파수와 거의 일치한다. 다만 몇 개의 주파수(150, 225, 300, 375, 418 Hz)에서 진동과 관련이 없는 신호가 검출되었다. 펌프의 저주파수 고유진동수에서 미세한 압력 섭동 신호가 존재함을 보이고 있다.

3.3.3 펌프의 진동신호

최근 수십년동안 펌프를 포함하는 회전체의 과도한 진동에 의한 기기의 성능저하를 방지하기 위하여 진동준위를 감시하여 왔다. 과도한 진동에 의하여 펌프의 성능저하 및 부품의 마모를 유발시킬 수 있다. 일반적으로 펌프의 진동은 (1) 부적절한 흡입조건, (2) 부적절하게 설계된 펌프의 재순환, (3) 틈새에 의한 펌프의 vane pass frequency vibration, (4) 펌프와 모터의 부적절한 연결 혹은 부적절한 균형의 유지 등 원인이 다양하다 [4, 5, 12]. 특히 가동 중에 펌프의 성능 시험을 수행하며 운전 시에 발생할 수 있는 진동원인을 보다 상세히 조사하기 위하여 펌프 배기압력 및 펌프의 진동 준위를 측정할 필요가 있다. 수력학적 진동현상은 공동, 재순환, 각종 추력(축추력 및 반경방향 추력)과 압력 섭동 등에 의하여 발생하며 구조물의 진동 및 잡음 신호로서 계측할 수 있다. 가속도 신호를 처리하여 얻은 자기스펙트럼을 분석하여 주요 섭동 주파수와 크기의 정도를 비교할 수 있으며 펌프의 고유진동수의 영향을 분석할 수 있고 경우에 따라서는 진동의 원인을 예측할 수 있다.

시험용기의 진공도를 0.5 mbar로 유지하며 새 펌프와 사용된 펌프의 몸체에 설치한 가속도계를 사용하여 얻은 모터 수직 방향의 진동 주파수를 그림 10과 11에 각각 도시하였다. 펌프의 회전속도 주파수의 배수 영역에서 진동이 발생되고 사용된 펌프의 경우에 전 주파수 영역에서 분포된 기저 진동이 증가하고 출구 쪽에 충격실험으로 얻은 고유진동수 (o 표로 표시)에서 진동이 발생됨을 알 수 있었다.

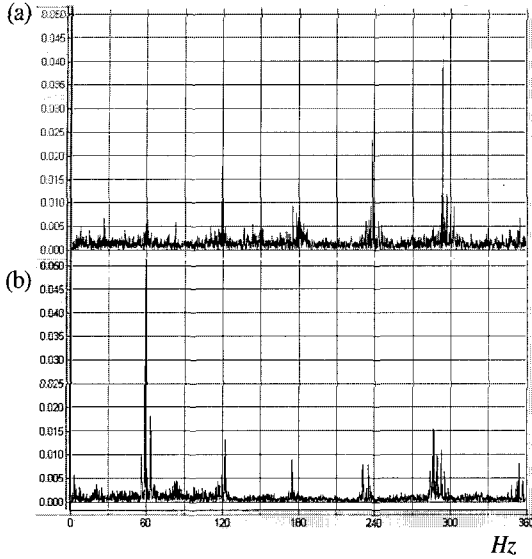


그림 10. Auto Spectrum of Vertical Acceleration for a New iH80 Pump with Inlet Pressure 0.5 mbar; (a) Inlet, (b) Outlet.

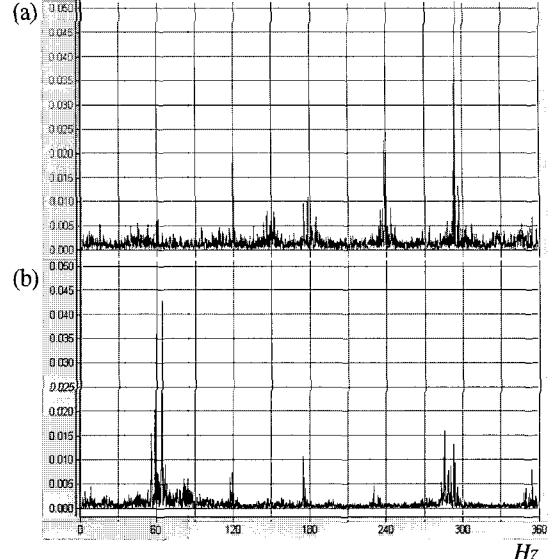


그림 12. Auto Spectrum of Vertical Acceleration for an Overhauled iH80 Pump with Inlet Pressure 5.0 mbar; (a) Inlet, (b) Outlet.

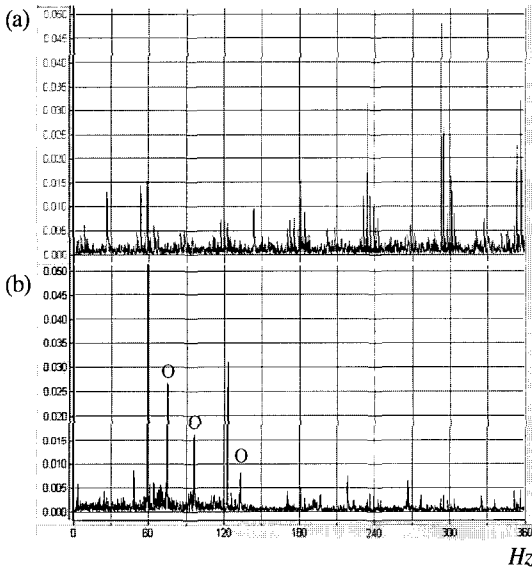


그림 11. Auto Spectrum of Vertical Acceleration for an Overhauled iH80 Pump with Inlet Pressure 0.5 mbar; (a) Inlet, (b) Outlet.

시험용기 진공도에 의한 영향을 분석하기 위하여 진공도를 5.0 mbar로 유지하면서 새 펌프의 진동 특성을 그림 12에 도시하였다. 용기 진공도의 영향이 미미함을 알 수 있었다.

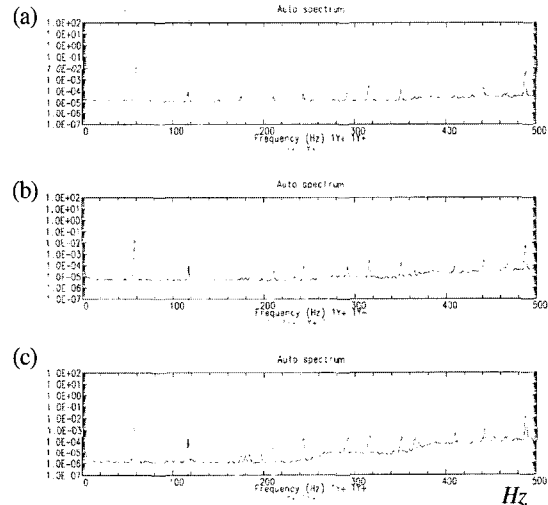


그림 13. Effect of Vacuum Levels of the Test Dome on Auto Spectrum of Axial Acceleration at Pump Body for iQDP pump (a) 0.1 mbar, (b) 1 mbar, and (c) 70 mbar.

압력 신호와 유사하게 회전속도 주파수의 4배와 5배의 주파수에서 비교적 큰 신호가 발생하였다. 특히 배기 쪽의 회전속도 주파수의 신호가 흡입 쪽에 비하여 상대적으로 크고 흡입 쪽은 회전속도 주

파수의 5배수 주파수가 배기 쪽에 비하여 큼을 알 수 있다.

시험용기의 진공도를 각각 0.1, 1.0, 70 mbar로 변화시키면서 iQDP 진공펌프 몸체에 설치한 가속도계를 사용하여 얻은 모터 축 방향의 진동 주파수를 그림 13에 도시하였다. 충격실험으로 얻은 저주파 영역의 고유진동수에서 진동은 발생되지 않았으며 펌프의 회전속도 주파수의 배수 영역에서 진동이 발생된다. 또한 전 주파수 영역에서 고르게 분포된 기저 진동이 발생됨을 보이고 있다. 시험용기의 진공도에 따라 진동의 크기가 크게 변하지 않음을 알 수 있다.

4. 결 론

저진공펌프의 내구성평가와 관련하여 진공펌프의 압축일, 소비전력, 배기속도를 정의하고 기계적 결합에 중점을 두고 신호 분석을 통하여 실험적으로 기계적 진동 및 압력 특성을 확인하였다. 즉, 진공펌프의 운전 시에 발생하는 성능저하를 진단하는 기술을 개발하기 위하여 펌프의 운전상태를 지시하는 주요 인자를 분석하고 펌프 흡입구와 배기구에서의 압력 섭동 신호와 펌프의 진동신호를 측정하여 정성적으로 분석하였다. 진공펌프의 압축일에 소요되는 전력을 이론적으로 규명하고 펌프의 압축 효율을 계산하였으며 소비전력에 대한 펌프 구동에 필요한 에너지의 비율을 예측하였다. 앞으로 펌프 노화에 따르는 소비전력의 증가 원인을 규명하는 자료로 활용할 수 있다. 또한 진공펌프의 가동 중에 측정된 진동, 압력신호 및 소비전력을 해석하여 펌프 운전상태를 감시하는데 매우 유용한 인자가 무엇인지 확인하였으며 추후 연구의 방향과 내구성평가의 기초기술을 확보하였다. 저진공도의 경우에 실제 소비전력에 대하여 압축일에 소비되는 전력은 매우 작음을 알 수 있었다. 즉 실제 소비전력은 펌프를 구동하는 구동력으로 대부분이 사용됨을 예측할 수 있다. 따라서 회전체와 고정체 사이에 낀 분말 등에 의하여 구동력이 증가하면 그 만큼 소비전력이 증가하고 배기속도는 감소할 것이 예측된다.

본 연구에서는 펌프의 성능저하 영향을 분석하기 위하여 새 펌프와 사용하고 점검중인 펌프를 대

상으로 실험을 수행하였다. 펌프 배기구에서의 압력 섭동 신호와 펌프의 진동신호는 자기스펙트럼을 구하여 주파수 분석을 정성적으로 수행하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 진동의 진폭은 회전속도 주파수의 배수 주파수 영역에서 현저하였으며 베어링 결함 및 모터와 펌프의 부적절한 연결 등으로 발생하는 기계적 진동의 가능성과 펌프 구조상으로 발생하는 진동신호가 발견되었다. 오래 사용한 펌프의 고유진동수에서 진동이 발생됨을 보였으며 새 펌프의 결과와 비교하여 소비전력은 증가하며 회전속도 주파수는 감소함을 보였다.
- (2) 진공펌프의 운전 중에 유동의 압력 섭동은 회전속도 주파수의 배수 영역에서 존재함을 보이고 있으며 펌프의 진동 성분과도 잘 일치하고 있다. 오래 사용한 펌프의 출구 압력은 저주파수에서 진폭이 증가할 것이 예측된다.
- (3) 흡입구 진공도를 변화시키더라도 진공펌프 계통의 진동 특성이 크게 변하지 않았다.
- (4) 압력 섭동 성분의 고주파 영역은 펌프 후단에 설치한 소음기를 통과하면서 현저히 감소함을 보이고 있다.

아직 반도체 산업계에 통용되는 내구성평가 기준에 활용되지 않지만 이러한 특성을 활용한 진단 기술을 개발하면 펌프의 운전상태 감시기술보다 더 효율적이고 정밀한 고장 진단기술이 개발될 수 있으며 이는 앞으로 계속 연구해야 할 과제이다

참 고 문 헌

- [1] A. Roth, *Vacuum Technology* (North-Holland, 1982).
- [2] 정광화 외, "진공펌프 및 부품의 성능 평가," 한국표준과학 연구원, KRIS-98-016-IR (1998).
- [3] R.G. Kelvin, *Symposium Proceedings: Inservice Testing of Pumps and Valves*, NUREG/CP-0111, pp.77-94 (1989).
- [4] 박종호 외 다수, "펌프 운전상태 진단기술 연구," 한국원자력안전기술원, KINS/HR-183 (1997).
- [5] 이선휘, 한국소음진동공학회지 **8**, 586 (1998).
- [6] D. R. Denison and E. S. Mckee, *Vac. Sci. Technol.* **11**, 337 (1974).

- [7] F. O'Hanlon, *A User's Guide to Vacuum Technology* (John Wiley & Sons, New York 1980).
- [8] 주장현, *Dry Vacuum Pump Tutorial Course*, 반도체 제조용 건식진공펌프 강습회, 한국진공학회, pp. 73-84 (2002).
- [9] Oak Ridge National Laboratory, *Detection of Pump Degradation*, NUREG/CR-6089 (1995).
- [10] L.P. Gardin, *Test method improves motor bearing wear assessment at Calvert Cliffs*, Power Engineering, pp.32-33 (1994).
- [11] R. Williams *et al.*, *The multivariate mode indicator function in modal analysis*, I-DEAS course guide, Appendix D (1995).
- [12] U. Bolleter, *Generation and propagation of pressure pulsations in centrifugal pump systems*, Seminar on acoustic vibrations and pressure pulsations in rotating machinery, Oakville, Ontario (1993).