

## 터보분자펌프 및 복합분자펌프의 성능시험절차에 대한 고찰

인상렬\* · 박미영

한국원자력연구소  
(논문접수일 : 2001년 5월 14일)

### Consideration on the performance test procedure of a turbomolecular pump and a compound molecular pump

S. R. In\* and M. Y. Park

Korea Atomic Energy Research Institute  
(Received May 14, 2001)

#### 요 약

터보분자펌프와 복합분자펌프의 배기성능을 나타내는 가장 중요한 항목인 배기속도 및 최대압축비와 함께 극한성능을 나타내는 임계배압을 현재 마련되어 있는 KS 규격(안)을 준용하여 측정했다. 두 펌프의 성능이 어떤 점에서 차이가 나는지 비교하고 성능평가 절차에 대해 몇 가지 개선점을 제시했다.

#### Abstract

The pumping speed and the maximum compression ratio as well as the critical backing pressure as main parameters representing normal and limiting performance of a turbomolecular pump and a compound molecular pump were measured basing on a draft KS of the acceptance test procedure. Characteristics of the molecular pumps of two different kinds were compared and some points for improving regulations of the test procedure were proposed.

#### 1. 서 론

터보분자펌프(turbomolecular pump, TMP) 및 복합분자펌프(compound molecular pump, CMP)는 비교적 경량이며 배기성능이 좋고 설치가 자유스러우며 조작성이 간편하고 유분자가 없는 깨끗한 진공분위기를 제공하기 때문에 실험실이나 산업 현장에서 가장 널리 사용되고 있는 초고진공용 펌프다. CMP는 TMP에 비해 높은 압력과 배출량에서도 성능을 유지하도록 터보단에 드래그(drag)단이 덧붙여져 있다. 두 펌프 모두 고속으로 돌아가는 회전자에 부딪히는 기체분자에 운동량을 주어 배기한다는 기본적인 원리는 동일하지만 회전자 구조가 다른 만큼 배

기성능의 압력의존성에 차이가 나타난다. TMP는 배기구 쪽 압력이 올라가 기체분자 사이의 충돌이 많아져서 분자의 평균자유행정이 날개간 거리에 비해 짧아지면 현저히 배기능력이 떨어지기 시작하고 압력이 더 올라가 수백분의 1 정도로 짧아지면 드디어 그 날개단은 더 이상 기능을 할 수 없게 된다. 이런 상태는 흡기구 쪽 날개단에 까지 급속히 번지고 결국 전체 펌프의 배기능력이 정지된다. TMP의 회전자에 비해 좁은 간격을 유지하도록 가공된 드래그단을 부착한 CMP는 압력이 높아져도 TMP보다 배기성능을 훨씬 잘 유지한다.

TMP와 CMP 공히 배기성능을 직접적으로 나타내는 중요한 지표로 배기속도(pumping speed)와 최

※ E-mail : srin@kaeri.re.kr

대압축비(maximum compression ratio)를 들 수 있다. 배기속도는 시스템의 작동압력을 결정하는 가장 중요한 기본지표로 단위시간당 펌프를 통해 빠져나가는 기체의 체적 즉 체적유량(volume flow rate)의 의미를 가지고 있지만 이를 직접 측정하는 것은 불가능하므로 유량을 압력으로 나누어주는 방법으로 계산한다. 또 최대압축비는 유량이 0일 때 배기구 압력과 흡기구 압력의 비로 배기구로부터의 역류에 의존하는 펌프의 도달압력(ultimate pressure)을 결정하는 중요한 파라미터다. 한편 배기성능 자체는 아니지만 진공시스템의 대유량, 고압력화의 추세에 맞추어 펌프의 최대사용범위를 나타내는 극한성능에 관한 지표도 필요하다. 확산펌프의 성능시험에 관한 규격들은 [1-3] 임계배압(critical backing pressure)이라는 개념을 사용해 왔고 TMP의 성능시험에 관한 규격들은 [4-6] 최대작동압력(maximum working pressure)이라는 개념을 사용하고 있다.

임계배압은 배기구 압력이 얼마나 높아져도 펌프로서의 최소한의 기능을 하는가를 나타내는 것으로 보조펌프의 용량을 정하는 데 유용하다. 기존의 규격들은 배기구 압력이 어느 이상 증가하면 흡기구 쪽 압력이 일정한 수준에서 급격히 높아지기 시작하는 때의(일정 유량에서 흡기구 압력이 10% 증가하거나 [1, 2], 배압의 10%로 될 때 [3]) 배기구 압력을 임계배압으로 정의하고 있다. 최대작동압력은 일정시간동안 펌프를 가동했을 때 과열 등 이상현상이나 펌프의 손상이 발생하지 않는 흡기구 압력을 가리킨다. 새로 제정을 추진하다가 중단된 ISO 규격 초안에는 [7] TMP 및 CMP에 대해서도 임계배압을 측정하는 방안을 처음으로 제안하고 있다. CMP는 말할 것도 없고 TMP도 확산펌프에 비해 배기구 압력의 변화에 대해 흡기구 압력의 변화가 상대적으로 느리고 높은 배기구 압력에서도 펌프로서의 기능을 오래 유지하는 것을 감안하여, 기존의 정보보다 더 심하게 흡기구의 압력이 배기구 압력의 3분의 1까지 높아질 때, 즉 압축비(배기구 압력 ÷ 흡기구 압력)가 3일 때를 임계배압으로 규정하고 있다. 문헌 [4]에는 압축비가 2이상인 범위에서 TMP의 최대작동압력을 정하도록 하고 있는데 이는 마치 임계배압의 아이디어와 유사하다.

TMP 성능시험에 대한 한국표준(KS) 규격은 안이

마련되어 2년 전에 이미 기술적인 심의를 완료한 상태다. 그러나 이것은 현재 유보되어 있는 ISO 규격(안)을 근거로 하여 제정된 것으로 자체의 실험적 검증이 다소 미흡한 것도 사실이다. 본 논문에서는 비슷한 크기의 TMP 및 CMP를 선택하고 규격(안)을 준용하여 각각의 배기속도, 최대압축비 및 임계배압을 측정, 비교하고 성능평가절차에 대해 실험적으로 검토하여 현재 안에 대해 실용적인 면에서의 타당성에 대해 논의하려고 한다. 단위는 Pa로 하는 것이 원칙이지만 실용적인 면에서 mbar를 사용했다.

## 2. 터보분자펌프와 복합분자펌프의 배기특성

터보분자펌프와 복합분자펌프는 모두 흡기구 쪽에 원주방향으로 몇 겹의 터보형 날개열을 붙인 회전자를 가지고 있다. 복합분자펌프는 이에 덧붙여서 배기구 쪽에 나사홈이 파여진 드럼형 회전자를 갖추고 있다. 회전체가 고속으로 돌면서 기체분자들에게 운동량을 전달하여 한쪽 방향으로 평균속도를 갖도록 함으로써 분자펌프의 배기가 이루어진다. 기체분자간 충돌이 없으면 기체분자들에게 전해진 운동량이 배기작용으로 이어지지만 압력이 높아져 분자류 영역을 벗어나 천이영역을 거쳐 점성영역에 들어서면 (20°C 질소, 1 mm 틈새에 대해 < 0.04 mbar 이면 분자류, ~0.4 mbar이면 천이영역, > 4 mbar이면 점성류에 속한다. 각 압력은 틈새에 반비례한다) 기체간 충돌이 많아지고 회전체에 의해 주어진 운동량은 기체 분자들 사이의 충돌과 산란에 소모되어 한 쪽 방향으로 이동하는 데 기여하지 못한다. 회전 날개형은 틈새가 10 mm 내외이고 보통  $10^2$  mbar 대에 가까이 가면 배기능력이 뚜렷하게 저하한다. 드럼형은 틈새가 0.25 mm 내외로  $10^2$  mbar 대에서도 문제가 없다. 어느 경우나 압력이 점성영역에 이르면 펌프로서의 기능을 상실한다.

초고진공 펌프를 선택할 때 관심을 가지고 보는 성능지표는 도달압력, 최대압축비, 배기속도, 최대 배기량 및 임계배압 등이라고 할 수 있다. 이들은 서로 직간접적으로 연결되어 있다. 드래그단이 이들 펌프의 성능에 미치는 영향을 먼저 살펴보자.

Fig. 1은 복합분자펌프의 구성 및 작동원리를 나

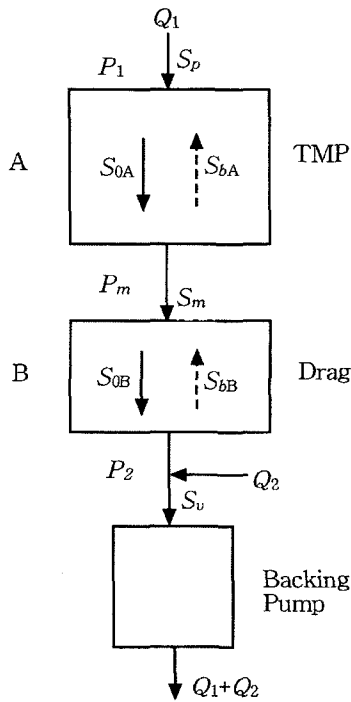


Fig. 1 복합분자펌프의 구성과 기체흐름.

타낸다. 이 그림으로부터 다음과 같은 입자평형식이 성립한다. 그림에서 A는 터보단, B는 드래그단을 뜻하며 0은 순방향, b는 역방향을 나타낸다.

$$P_1 S_p = P_1 S_{0A} - P_m S_{bA} = P_m S_{0B} - P_2 S_{bB} = P_m S_m = P_2 S_v - Q_2 = Q_1 \quad (1)$$

식 (1)로부터 압축비(배기구 압력/흡기구 압력)  $K$  및 최대압축비  $K_m$ 에 관한 다음 식들을 얻는다.

$$K = \frac{P_2}{P_1} = \frac{S_{0A} S_{0B}}{S_{bA} S_{bB} + S_v' (S_{bA} + S_{0B})} \quad (2)$$

$$S_v' = \frac{S_v}{(1 + Q_2/Q_1)} \quad (2)$$

$$K_m = K |_{Q_2=0} = \frac{S_{0A}}{S_{bA}} \frac{S_{0B}}{S_{bB}} = K_{mA} K_{mB} \quad (3)$$

펌프 전체의 최대압축비는 터보단과 드래그단의 두 최대압축비 값을 곱한 것이다. 만일 드래그단이 없으면  $S_{0B} = S_{bB} \rightarrow \infty$  또는  $K_{mB} = 1$ 이므로  $K = S_{0A} / (S_{bA} + S_v / (1 + Q_2/Q_1))$  및  $K_m = S_{0A} / S_{bA}$ 로 주어지고 [8] 압축비 및

최대압축비는 터보단에 의해서만 결정된다. 터보단에 드래그단을 추가하면 그만큼 압축비가 커진다. 만일 터보단을 축소하고 대신 드래그단을 연결했다면 드래그단의 압축비가 보통 터보단에 비해 작으므로 전체 압축비가 낮아질 가능성이 크지만 높은 압력에서도 그 값을 유지한다는 것이 장점이다.  $S_v'$ 은 보조펌프의 유효배기속도로 배기구 쪽에서의 유량(누설, 역류 등)  $Q_2$ 의 증가는 보조펌프의 배기속도를 낮추는 것과 같다.

또 식 (1)로부터 드래그단 및 터보단 입구에서의 배기속도  $S_m$ 과  $S_p$ 에 관한 다음 식들을 얻는다.

$$\frac{1}{S_m} = \frac{1}{S_{0B}} + \frac{1}{K_{mB} S_v'}, \quad \frac{1}{S_p} = \frac{1}{S_{0A}} + \frac{1}{K_{mA} S_m}$$

$$= \frac{1}{S_{0A}} + \frac{1}{K_{mA} S_{0B}} + \frac{1}{K_{mA} K_{mB} S_v'}$$

$$\equiv \frac{1}{S_0} + \frac{1}{K_m S_v'} \quad (4)$$

이때  $S_0$  및  $K_m$ 은 복합분자펌프 전체의 순방향 배기속도 및 최대압축비이다.

식 (4)에서 복합분자펌프의 배기속도는 터보단, 드래그단 및 보조펌프의 세 배기속도의 직렬 조합으로 주어진다. 드래그펌프의 배기속도는 터보단의 최대압축비 만큼 실질적으로 커지며 보조펌프의 배기속도는 드래그단과 터보단 전체의 최대압축비 만큼 커진다. 따라서 드래그단이 덧붙여져도 배기속도의 저하가 그리 크지 않으며, 보조펌프의 배기속도가 낮아도 실효배기속도가 높아져 압력이 아주 높지 않는 한 그 영향을 없앨 수 있다.

드래그 단의 존재는 터보단의 흡기구 압력과 배기구 압력이 큰 유량에서도 일정 수준 이하로 유지되도록 해준다. 터보 단과 드래그 단 사이의 압력  $P_m$ 은 다음과 같이 구해진다.

$$P_m = \frac{S_v}{S_B} P_2 = \frac{S_v + S_{bB}}{S_{0B}} P_2 \quad (5)$$

드래그 단의 배기속도가 높은 압력에서도 어느 정도 값을 유지하는 한, 즉  $S_{0B}$ 의 감소나  $S_{bB}$ 의 큰 증가가 없다면,  $P_m$ 이  $P_2$ 에 비해 매우 낮은 값을 가지며 터보 단의 역류도 줄일 수 있고 따라서 배기속도의 감소를 방지할 수 있는 것이다. 또 같은 이유

로 임계배압도 높아질 것이 틀림없다.

### 3. 실험 및 결과

이 실험에 사용한 장치의 상세한 구성은 이미 다른 문헌에 소개되어 있으므로 [8] 그림은 생략하고 간략하게 기술한다. ISO 규격의 표준용기는 내경이 150 mm로 15 mm 직경의 오리피스가 상하 두 용기 사이에 설치되어 있다. 실험은 용기를 가열 탈기체 처리하여  $10^{10}$  mbar 대에 들어간 후 3N5%의 수소 및 질소 기체를 흘리면서 수행했다. 고진공 펌프로는 시마즈(島津)사의 터보분자펌프 TMP-300M 및 오사카(大坂) 진공의 복합분자펌프 TG380M 모델을 사용했으며 유량측정은 압력영역에 따라 오리피스법 ( $<10^6$  mbar) 및 유량계를 ( $>10^6$  mbar) 사용했다. 압력은 회전형 점성진공계(SRG)로 교정한 인출형 전리진공계(extractor gauge) 및 용량식 격막진공계(capacitance diaphragm gauge)를 사용했다. 측정압력 영역이 흡기구에서  $10^9$ 에서 8 mbar까지, 배기구에는  $10^3$ 에서 16 mbar까지, 유량의 범위도 0~1000 sccm까지로 광범위하므로 몇 개의 구간으로 나누어 계기를 사용하고 있다. 보조펌프로는 배기속도를 몇 가지로 변화시키기 위하여 200 (RP1) 및 980 (RP2)

L/mim 용량의 유희전펌프 두 대를 독립적으로 또는 조합해서 (RP3=RP1+RP2) 사용했다.

TMP 및 CMP 성능시험절차를 규정한 KS 규격(안) 중 배기속도, 최대압축비, 임계배압 부분을 정리하면 Table 1과 같다. 시험용기를 부위에 따라 150~250°C로 48시간 이상 가열하고 냉각한 후  $3 \times 10^{10}$  mbar 정도를 유지하지만 반복되는 실험일정을 맞추기 위해 성능시험은 보통  $2 \times 10^9$  mbar에서 시작했다. 실험에 사용한 TMP와 CMP가 다른 회사의 다른 모델인 만큼 성능을 직접적으로 비교하는 것은 불가능하지만 압력에 대한 의존특성이 상대적으로 다르게 나타날 것으로 예상된다. Table 2는 상품설명서에 나와 있는 두 펌프의 성능을 요약한 것이다.

Table 2 시험에 사용한 펌프의 제안 성능.

Item	Shimazu TMP-300M	Osaka TG-380M
Ultimate pressure	$10^{10}$ mabr	$7.5 \times 10^{10}$ mbar
Max. inlet pressure	0.67 mbar	0.5-0.8 mbar
Max. backing pressure	1.33 mbar	2.6 mbar
Pumping speed(N <sub>2</sub> )	280 L/s	340 L/s
(H <sub>2</sub> )	230 L/s	270 L/s
Max. Compression ratio(N <sub>2</sub> )	$3 \times 10^8$	$1 \times 10^8$
(H <sub>2</sub> )	3000	600

Table 1 KS 규격(안) 중 TMP 시험절차의 요약.

	배기속도	최대압축비	임계배압
시험 절차	<ol style="list-style-type: none"> <li>모든 기체 도입용 밸브를 잠그고 펌프를 작동하여 시험용기를 도달압력까지 낮춘다.</li> <li>시험용기 상단의 가변밸브를 열고 기체를 도입하여 하단부의 압력이 도달압력의 2배인 점에서 측정을 시작한다. 이때 시험용기 상, 하단의 압력과 배기구 압력을 기록한다.</li> <li>기체도입량을 점차 늘리면서 시험용기 하단의 압력이 <math>10^6</math> mbar가 될 때까지 측정을 계속한다.</li> <li>가변밸브를 충분히 열은 후 유량 조절기를 작동하여 기체를 도입하면서 <math>10^6</math> mbar에서 시작하여 압축비(배기구 압력/흡기구 압력)가 2가 될 때까지 유량 및 압력을 측정한다.</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>모든 기체 도입용 밸브를 잠그고 펌프를 작동하여 시험용기를 도달압력까지 낮춘다.</li> <li>시험용기에는 기체를 도입하지 않고 배기구 측에 가변밸브를 통해 기체를 도입하면서 흡기구 압력과 배기구 압력을 측정한다.</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>모든 기체 도입용 밸브를 잠그고 펌프를 작동하여 시험용기를 도달압력까지 낮춘다.</li> <li>초기 흡기구 압력이 원하는 값이 되도록 (~0.001, 0.02 mbar) 시험용기에 기체를 도입하여 교정시킨다.</li> <li>배기구 측에 기체를 도입하면서 압축비가 2가 될 때까지 압력을 측정한다.</li> </ol>
시험 조건	$S_v > 20S_d/K_m$	$P_{base} < 10^{-4}$ mbar로 유지, 실험 전 $10^3$ mbar 이하	

### 3.1 배기속도 측정

배기속도 측정조건은 식 (1)에서  $Q_2=0, Q_1 \neq 0$ 이다. 먼저 표준용기를 기저압력으로 낮춘 후 질소 또는 수소를 도입하여 압력을 변화시키면서 유량을 흡기구 압력으로 나누어 배기속도를 계산한다. 배기속도를 계산할 때 측정압력에서 기저압력 값을 뺀 후 도입 기체의 감도를 보정하여 사용했다.

Fig. 2와 3은 TMP 및 CMP의  $P_1$ -S 그래프이다. TMP의 경우 흡기구 압력이 커짐에 따라  $10^3$ (수소)~ $10^2$ (질소) mbar까지는 배기속도가 거의 일정하지만 그 이후에는 빠르게 감소하는 경향을 나타낸다. 참고로 20°C,  $10^{-2}$  mbar에서 질소분자의 평균 자유행정은 6.4 mm로 날개간격 보다 짧다. TMP의 최대 배기속도값은 질소와 수소 모두에 대해 200 L/s 정도로 캐털로그에 나와있는 값보다 상당히 낮다.

(Table 2참조) 배기속도가 1/10로 떨어지는 압력은 질소가 0.4~1 mbar이고 (각각 RP1 및 RP3 사용시), 수소는 0.1~0.4 mbar이다.

CMP에 대해서는 질소 및 수소의 최대 배기속도는 모두 240 L/s 정도이고, 질소는 0.03 mbar 근처에서, 수소는 0.004 mbar 근처에서 배기속도가 감소하기 시작한다. 배기속도가 1/10로 떨어지는 압력은 질소가 0.48~2 (추정값) mbar이고 (RP1 및 RP3 사용시), 수소는 0.18~1 mbar가 되어 예상한 만큼 큰 차이가 나지는 않지만 TMP보다 약간씩 작동압력범위가 넓어지는 것을 알 수 있다.

### 3.2 최대압축비 측정

최대압축비 측정조건은 식 (1)에서  $Q_1=0, Q_2 \neq 0$ 이다. 흡기구 쪽에는 기체를 흘리지 않고 TMP 또는

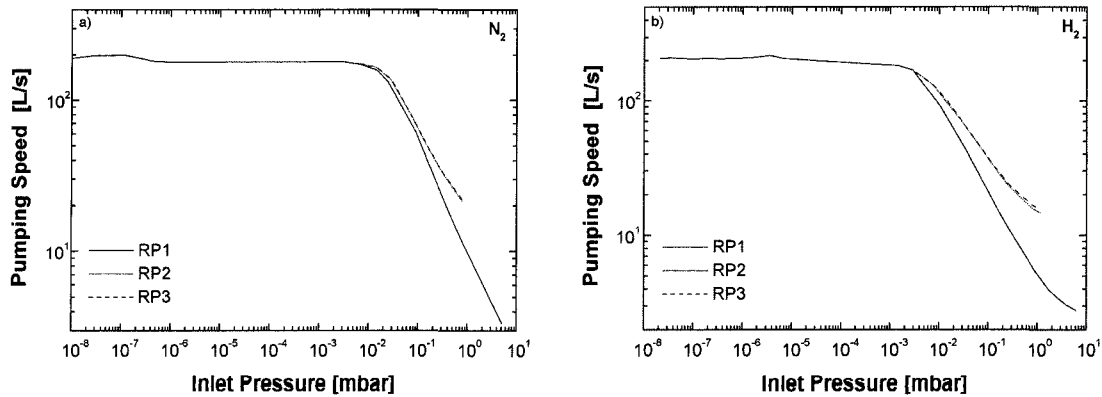


Fig. 2 TMP의 (a) 질소 및 (b) 수소에 대한 배기속도의 변화.

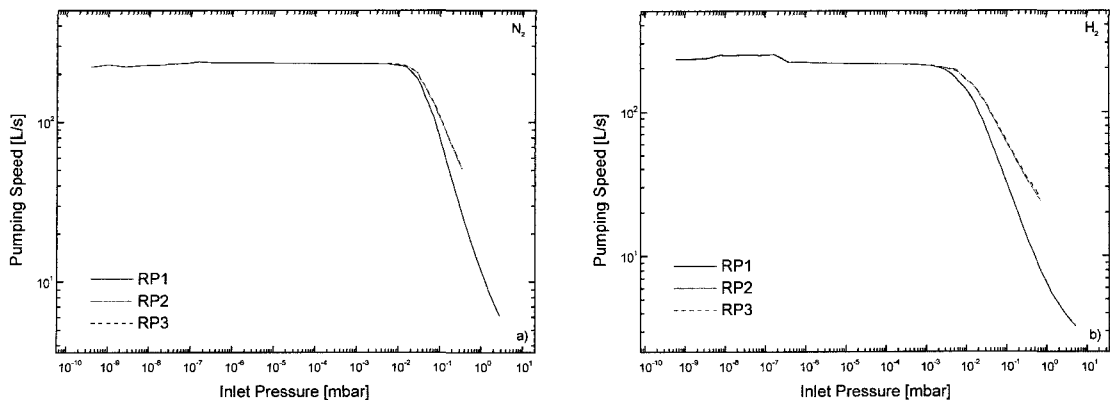


Fig. 3 CMP의 (a) 질소 및 (b) 수소에 대한 배기속도의 변화.

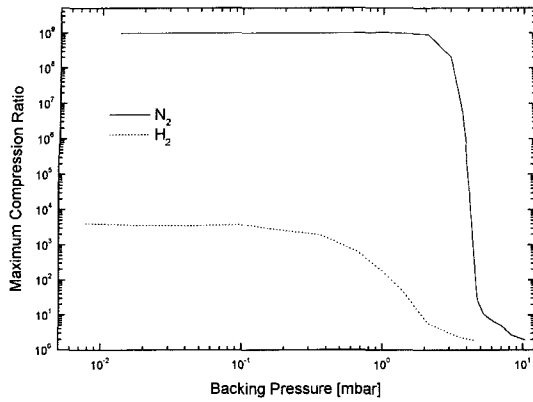


Fig. 4 TMP의 질소 및 수소에 대한 최대압축비의 변화.

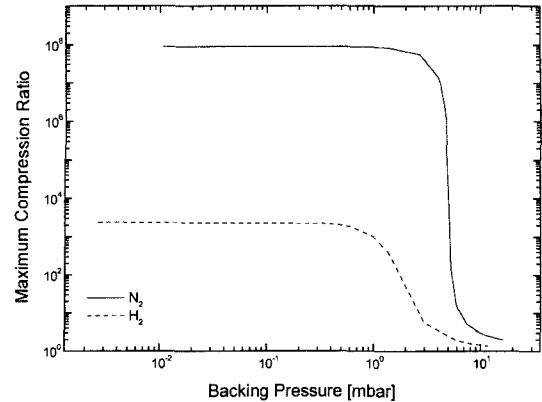


Fig. 5 CMP의 질소 및 수소에 대한 최대압축비의 변화.

CMP 배기구와 보조펌프 흡기구와의 사이에 기체를 흘리면서 흡기구와 배기구 압력을 측정하여 비를 구하면 최대압축비가 계산된다. 측정 전 배기구의 기저압력은 TMP를 사용할 때 RP1의 경우  $7.3 \times 10^{-3}$  mbar, RP3의 경우  $2.3 \times 10^{-3}$  mbar이었고 CMP를 사용할 때는  $9 \times 10^{-4}$  mbar 내외였다. Fig. 4 및 5는 질소와 수소에 대해 구한 TMP 및 CMP의 최대압축비를 배기구 압력의 함수로 그린 것이다. TMP에서는  $2 \times 10^1$ (수소)~1(질소) mbar 보다 배기구 압력이 낮을 때는 질소는  $10^9$ , 수소는 3500 정도로 일정한 값을 계속 유지하고 있다. 압력이 이보다 높아지면 최대압축비가 급격히 줄어들어 1로 접근한다. 최대압축비가 1/10으로 떨어지는 압력은 대략 3 mbar(질소) 및 0.75 mbar(수소)이다.

CMP에서는 최대압축비가 질소에 대해  $9 \times 10^8$ ,

수소에 대해 2000 정도의 값을 가진다. 최대압축비의 크기는 TMP에 비해 낮지만 1/10으로 떨어지는 지점은 대략 4 mbar(질소) 및 1.5 mbar(수소)로 역시 TMP에 비해 다소 높은 압력영역에 있다.

### 3.3 임계배압 측정

임계배압의 측정조건은 식 (1)에서  $Q_2 \neq 0$ ,  $Q_1 \neq 0$  이다. 흡기구 쪽에 일정량의 기체를 흘리면서 어떤 압력으로 맞춘 후 배기구 쪽에도 기체를 흘려 배기구 압력을 증가시킬 때 압축비  $K$ 의 값이 어느 값 이하로 낮아지는 때의 압력을 측정한다. 현 KS 규격(안)에는  $K=2$ 일 때를 기준으로 삼고 있다. Fig. 6 및 7은 각각 TMP와 CMP에서 수소 및 질소에 대해  $Q_1$ 의 몇가지 값에서 압축비의 변화를 배기구 압력

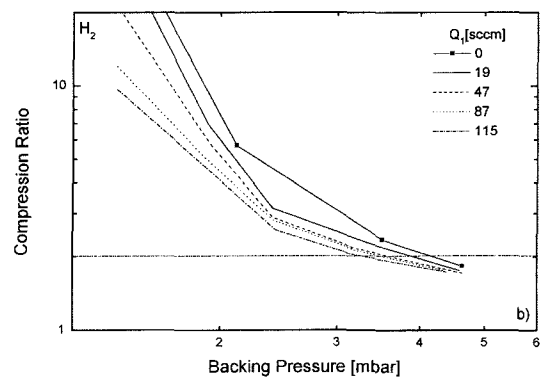
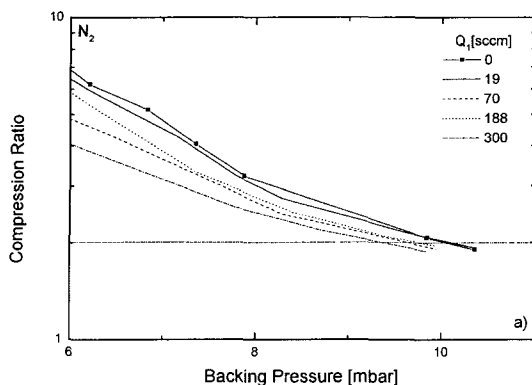


Fig. 6 TMP에서 (a) 질소 및 (b) 수소에 대한 압축비 및 임계배압의 변화.

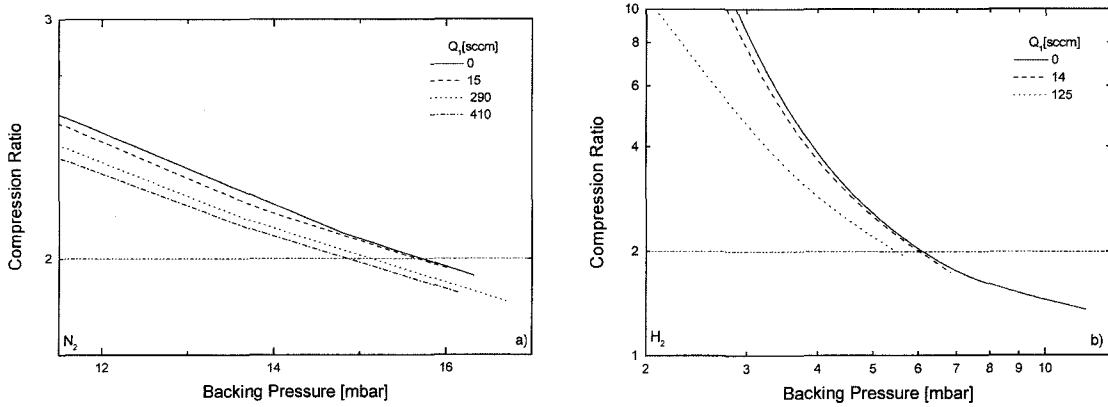


Fig. 7 CMP에서 (a) 질소 및 (b) 수소에 대한 압축비 및 임계배압의 변화.

의 함수로 그린 것이다. TMP에서 질소는  $Q_1$ 이 19~300 sccm( $P_1$ 이 0.0014~0.072 mbar에 해당)일 때 임계배압이 10~9.3 mbar이고, 수소는  $Q_1$ 이 19~115 sccm( $P_1$ 이 0.0014~0.073 mbar에 해당)에서 임계배압이 3.9~3.2 mbar이다.

CMP는 질소가  $Q_1$ 이 15~410 sccm(0.0014~0.068 mbar)에서 임계배압이 15.7~14.8 mbar이고, 수소는  $Q_1$ 이 14~125 sccm(0.0013~0.026 mbar)일 때 임계배압이 6.2~5.5 mbar로 TMP보다 높은 수준이다. 두 경우 모두  $K=2$ 가 되는 배기구 압력은  $Q_1$ 의 크기에 따라 큰 차이가 없고 측정 오차에 의해 뒤바뀌기도 하지만 일반적으로  $Q_1$ 이 클수록 임계배압이 낮아진다. 일례로 Fig. 8은 TMP 및 CMP에서 질소의 유량에 따라 ( $Q_1=0$ 도 포함) 임계압력의 변화를 그린 것이다.

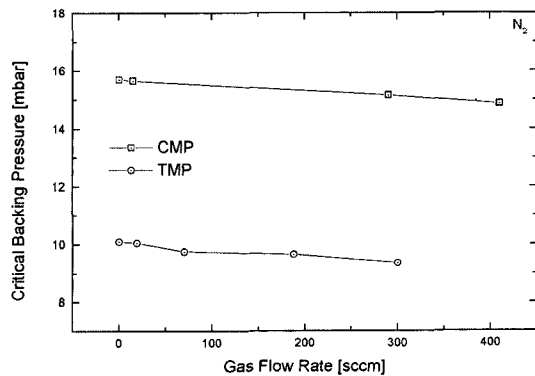


Fig. 8 TMP 및 CMP에서 질소유량변화에 따른 임계배압의 변화.

#### 4. 시험절차에 대한 논의

TMP(또는 CMP) 성능시험절차는 시행하는 데 대체로 큰 문제가 없는 것으로 보인다. 몇 가지 개선점을 제안하자면 먼저 배기속도를 측정할 때 보조펌프의 배기속도  $S_v$ 의 크기를 더 명확하게 권고하는 것이 도움이 되리라고 생각한다. KS 규격(안)에서는 보조펌프의 크기를  $S_v > 20S_x/K_m$  ( $S_x$ 는 고진공펌프의 예상최대배기속도) 라는 조건으로 규정하고 있다. 그런데 여기에서  $S_x$ 는 모호한 값이고  $K_m$ 은 측정압력에 따라 변하는 값이다. 만일  $S_x$ 를  $S$ 의 최대값이라 하고  $K_m$ 도 최대압축비 중 평활한 곳에서의 값이라고 하면  $K_m$  값이 워낙 크기 때문에(수소의 경우도 2000~4000) 적은  $S_v$  값을 택하게 되고 이는 모든 측정범위에서 충분히 성능을 발휘할 수 없다. 만일  $K_m$ 의 최소값까지 (~2) 포함하는 것이라면 이는 또 너무 큰 값의  $S_v$ 를 요구하게 되므로 비현실적이다.  $S_x$ 도 압력에 따라 감소하는 값으로 생각한다면 물리적으로는 맞지만 그 값을 얼마라고 지정하기가 힘들다.

가동 압력범위에 적당한 보조펌프로 TMP(또는 CMP)의 최대배기속도의 1/100인 것과 함께  $S_0$ 의 변화를 측정할 수 있도록 1/10인 것도 사용하여 두 개의 배기속도 곡선을 얻으면 더 정확한 성능시험이 될 수 있다. 즉 정상적인 펌프 작동시 최대배기량은 최대배기속도에 배기속도곡선이 꺾이는 부분의 압력 ( $\sim 10^{-2}$  mbar)을 곱한 것이고 보조펌프의 배기속도에 임계배압( $\sim 10$  mbar)을 곱한 것이 이보다 10배 이

상 크면 된다고 조건을 정한다면 정상가동 중 보조 펌프의 배기속도는 고진공펌프의 배기속도의 1/100 이상으로 정해진다. 또 펌프의 최대배기성능을 알려면 역방향 배기속도  $S_b$ 의 10 배 이상 큰 보조펌프가 필요하다.  $S_b$ 가 압력에 따라 크게 변하므로 모든 영역에서  $S_b \gg S_0$ 를 만족시키는 것은 거의 불가능하지만 (예를 들어  $S_b$ 가 4 L/s라면 [8]  $S_0$ 를 측정하기 위해서  $S_b$ 가 2400 L/min 이상이어야 한다) 정상 가동시의 10 배 정도 크기의 보조펌프라면  $S_0$ 에 관한 유용한 정보를 제공할 수 있으리라고 생각한다.

배기속도 측정시 압력범위를 압축비가 2가 될 때까지로 한 것은 합리적으로 보인다. 상한값을 배기속도가 1/10이나 1/100로 떨어지는 곳까지라고 할 수도 있지만 압력이 펌프의 가동범위에 못 미치거나 넘칠 수가 있다. 압축비가 2 이상이라면 펌프에도 큰 무리가 없으며 반대로 압축비를 2 이하로 낮추어 굳이 펌프로서 기능하고 있다고 할 수 없는 영역까지 갈 필요는 없을 것이다. 압축비는 결국 고진공펌프의 배기속도와 보조펌프의 배기속도의 비이므로 보조펌프를 바꾸어 배기속도가 커져도 압축비의 하한값을 고정하면 과도한 유량을 흘릴 필요가 없도록 시험압력범위가 저절로 조정된다. 참고로 Fig. 9는 TMP에서 질소에 대해 세 가지 보조펌프를 사용하여 배기속도를 측정할 때 압축비가 어떻게 변하는가를 보여주고 있다. RP1일 때  $P_1$ 이 4 mbar에서 압축비가 2인 것에 비해 RP3의 경우는 0.9 mbar에서 2가 된다. 이때 유량은 1000 sccm 부근의 비슷한 값을 갖는다.

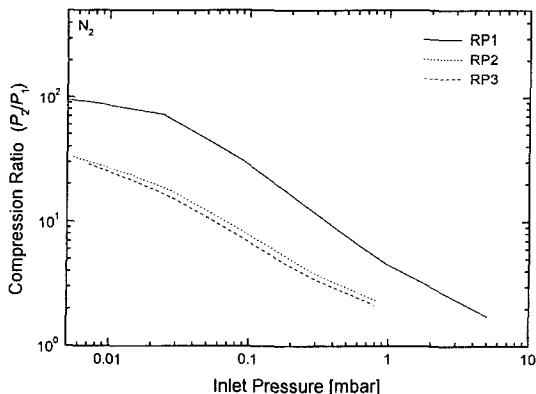


Fig. 9 TMP에서 보조펌프의 크기에 따른 질소 압축 비곡선의 변화.

최대압축비를 측정할 때도 측정 압력범위를 명시하는 것이 필요하다. 배기속도를 정할 때와 같이 압축비 값이 2가 될 때까지 시험하도록 규정하면 이를 합리적으로 해결할 수 있다. 물론 최대압축비가 2가 되는 것은 배기속도 측정시 압축비가 2가 되는 것에 비해 매우 힘들다. 이 실험에서는 펌프 옆에 작은 보조 선풍기를 켜고도 압축비가 2 근처에서는 온도가 빠르게 상승하였으므로 펌프 몸체의 온도가 65°C를 넘지 않도록 실험시간을 조정했다. 최대압축비는 임계배압을 측정할 때 흡기구 쪽에 기체를 흘리지 않고 측정하는 것과 유사한데 압축비를 2일 때 까지 측정하면 그 값을 기체를 흘릴 경우의 임계배압과 자연스럽게 비교할 수 있다.

최대압축비를 측정할 때 배기구 기저압력을 초기  $10^4$  mbar, 매 실험 전  $10^3$  mbar 이하로 하도록 한 것은 비현실적으로 보인다. 물론 권고한 대로 TMP나 확산펌프를 사용하여 기저압력을 낮출 수는 있지만 실험영역이 이들 펌프의 흡기구 압력범위를 넘어서고 있다는 점을 고려해야 한다. 유희전펌프를 사용해도 기저압력을 보정함으로써 측정이 가능하고 필요하다면 드라이펌프를 사용하는 것을 고려해야 한다.

임계배압은 현재  $K=2$ 에서 측정하는 것으로 되어 있는데 ISO 안을 따라  $K=3$ 에서 측정하는 것도 고려해볼 만하다. 이때 다른 항목에서도  $K=3$ 을 한계로 정하면 된다. 참고로 TMP에서  $K=3$ 일 때 질소는 임계배압이 유량에 따라 7.3~8.1 mbar이며, 수소는 2.2~2.35 mbar이다. 값 자체는  $K=2$ 일 때와 많은 차이가 있는 것으로 보이지만 정상적 작동 영역과 비교하면 큰 의미는 없다.  $K=2$ 로 하면 임계배압이 큰 값으로 보여져서 좋은 것처럼 생각하기 쉽지만 어쨌든 이 것은 정상적인 가동이 가능한 경계조건은 아니라는 점에 주의해야 한다. 또 보조펌프의 용량을 정할 때 임계배압을 하나의 기준으로 삼는 만큼 큰 임계배압을 제시하는 것은 작은 용량의 보조펌프를 선택하게 하므로 안전성 면에서 유리한 것은 아니다.

## 5. 결 론

TMP 및 CMP의 성능을 나타내는 가장 중요한 항목인 배기속도, 최대압축비 및 임계배압을 현재 마



련되어 있는 KS 규격(안)에 따라 측정했다. 실험결과 CMP는 TMP에 비해 모든 면에서 다소 높은 작동압력범위를 가지고 있음을 알 수 있었다. 이 규격에서 제시하고 있는 성능시험 절차는 전반적으로 합리적이라고 판단되지만 몇 가지 개선할 점은 다음과 같다. 1) 배기속도 측정시 보조펌프의 크기를 명확하게 제시할 필요가 있다. 2) 최대압축비 측정시 압력범위는 압축비가 2가 될 때까지로 한다. 3) 최대압축비 및 임계배압 측정시 배기구 기저압력은  $10^{-1}$  Pa대로 하는 것이 합리적이다. 4) 임계배압을  $K=3$ 일 때로 정의하는 것도 고려할 필요가 있다.

### 참 고 문 헌

[1] ISO 1608-2, Vapor vacuum pumps-Measurement of

performance characteristics, Part 2 Measurement of critical backing pressure.

[2] JIS B8317, Vapor vacuum pumps-Measurement of performance characteristics.

[3] PNEUROP 5607, Vacuum pumps-Acceptance specifications Part II.

[4] JVIS 005, Turbo-molecular pumps-Measurement of performance characteristics.

[5] DIN 28428, Abnahmeregel für Turbomolekular-pumpen.

[6] PNEUROP 5608, Vacuum pumps-Acceptance specifications Part III.

[7] ISO/CD 5302, Vacuum Technology-Turbo molecular pumps-Acceptance test code(draft).

[8] 인상렬, 박미영, 한국진공학회지 **10**, 1 (2001).