

<論文>

유동센서 보정용 캘리브레이션 제트 시스템 개발
장조원*, 변영환**

Development of Calibration Jet System for Calibrating a Flow Sensor
J. W. Chang*, Y. H. Byun**

— 목 차 —

I. 서 론 II. 본 론 2.1 송풍기 및 확산부 설계 2.2 곡관부 및 정체실 설계 2.3 수축부 설계 2.4 캘리브레이션 제트 시스템 완성품 2.5 캘리브레이션 제트 시스템의 속도 및 난류강도 III. 결 론
--

Abstract

A calibration jet system using separate blower is developed to calibrate a flow sensor effectively. Designed open circuit type mini calibration jet system, which has the dimension of 0.5m(W)×1.17m(H) is small compared with conventional calibration jet systems. The exit of nozzle has exchangeable contractions with a cross section area of 38.5cm², and a cross section area of 113.1cm², respectively. The ranges of wind speed at exit of exchangeable nozzles are 7.5~42 m/s and 1.8~16.5 m/s, respectively. The input power for the high pressure blower is 1.18kW. The turning vanes for corner was rolled flat plate parallel to the flow direction. The flow conditioning screen was located immediately downstream of the wide-angle diffuser. The honeycomb and two flow conditioning screens were located in the stagnation chamber. From the economical point of view and the simplicity of the calibration jet system set up and handling, it can be said that the developed calibration jet system is an effective calibration jet system. This system can also be used to calibrate the flow sensor with high resolution.

Key Words : Calibration(캘리브레이션), Uniform flow(균질류), Flow quality(유질), Diffuser(확산부), Exchangeable contraction(교환식 수축부), Settling chamber(정체실)

* 한국항공대학교 항공운항학과 조교수

** 건국대학교 항공우주공학과 교수

I. 서 론

대학이나 연구소의 유체관련 실험실[1]에서 제반 유체관련 실험을 수행하는 경우 필수적으로 사용하는 센서(열선풍속계, 5공 및 7공 튜브)를 보정(calibration)하기 위해서는 저난류도 및 균질성의 흐름특성을 갖는 캘리브레이션 제트 시스템(calibration jet system)이 필요하다. 현재 유체관련 실험실에서는 유체의 속도를 측정하기 위하여 많은 센서들을 사용하고 있으나 이를 보정(calibration)하기 위한 제트 시스템이 설치되어 있지 않거나, 설치되어 있다 하더라도 표준화된 캘리브레이션 제트 시스템을 마련하지 못하고 있다. 각 대학이나 연구소등에서 캘리브레이션 제트 시스템을 자체 설계하여 사용하고 있으며, 이러한 캘리브레이션 제트 시스템은 대부분 대형으로 제작되어 장비 자체가 커서 실험실 공간을 많이 차지하는 불편을 겪고 있다. 이와 같이 대학교육에서 유체공학 관련의 센서보정 장비인 캘리브레이션 제트 시스템은 실험실에서 자체적으로 제작하여 좋은 유질(flow quality)을 갖지 못하거나, 외국제품[2]을 수입하여 수요자가 원하는 요구사항에 맞지 않는 단점이 있다. 또한 표준화된 시스템이 없어 흐름특성이 다르고, 유질(flow quality)도 다양하므로 우수한 유질성능을 갖는 소형 캘리브레이션 제트 시스템을 개발하는 것이 시급하다.

본 연구의 캘리브레이션 제트 시스템은 개방회로형(open circuit type)으로 바람을 발생시키는 송풍기 부분, 송풍기에서 발생한 흐름의 유속을 줄여주는 확산부(diffuser)부분, 흐름의 속도가 최소인 정체실, 흐름의 속도를 증가시켜주는 수축부 부분, 그리고 최대풍속의 바람이 부는 출구부분 등으로 구성되어 있다[3]. 특히, 정체실 부분에는 하니컴, 또는 스크린을 설치하여 송풍기에서 발생한 흐름의 난류도를 줄여주어야 한다. 유속의 범위가 광범위한 시스템으로 제작하기 위해서는 유속에 따라 토출구의 직경을 교환할 수 있도록 수축부를 교체식(exchangeable type)으로 제작하여야 한다. 따라서 수축부 토출구에서의 단면적이 변경된다 하더라도 유질(flow quality)이 우수한 시스템으로 개발하여야 한다.

본 시스템에서 발생시키는 제트흐름(jet flow)은 센서를 보정(calibration)하기 위하여 경계층(boundary layer) 두께가 얇아야 하며, 출구부분의 흐름이 분리(separation)가 발생하지 않고 균질류(uniform flow)인 상태의 흐름을 만들어야 한다. 캘리브레이션 제트 시스템은 노즐 출구에서의 제트흐름을 층류(laminar flow)로 만들기 위해서 정체실 부분에 하니컴(honeycomb)을 비롯하여 다수의 스크린을 설치하여야 한다. 이와 같이 저난류, 소형으로 우수한 성능을 발휘하는 캘리브레이션 제트 시스템을 제작하는 경우 대학이나 연구소에 표준화된 시스템으로 저렴한 가격으로 공급할 수 있다. 또한 캘리브레이션 제트 시스템은 소형으로 제작되므로 시스템을 이동하거나 설치하는 등 취급하기에 편리한 장점을 갖게 된다. 본 연구의 목적은 대학이나 연구소에서 자체 설계하고 제작하여 사용해 오던 캘리브레이션 제트 시스템을 유질(flow quality) 성능이 우수한 제품으로 표준화하고 소형화한 제품을 개발하는데 있다.

II. 본 론

본 논문에서 개발하고자 하는 캘리브레이션 제트 시스템은 유체속도와 유체 흐름방향의 기준을 만들어 열선풍속계나 3공 압력프로브(3 hole pressure probe), 5공 압력프로브 등의 유동센서를 보정(calibration)하기 위한 시스템이다. 이러한 시스템이 개발되기 위해서는 전체 시스템의 요구 성능 및 각 구성품 제원과 기술적 성능에 대한 표준화 작업을 수행하고, 전문적이고 기술적인 자료의 바탕 위에 구체성과 현실성을 갖는 소형 캘리브레이션 제트 시스템으로 제작할 수 있어야 한다. 본 캘리브레이션 제트 시스템을 소형화·표준화하기 위해서는 토출구에서의 단면적을 결정하고, 이에 해당하는 최대유속을 결정하여야 한다. 토출구의 모양은 원형으로 제작하는 것이 바람직하며, 토출구의 직경은 5공 프로브, 열선(hot-wire) 등의 기준의 센서의 크기와 피치각을 고려하여 결정하여야 한다. 또한 제트의 유속에 따라 직경이 다른 토출구로 교환할 수 있어야 하며, 우수한 유질을 유지하기 위하여 토출구의 직경이 변경됨에 따라 수축부 부분의 형상을 바꾸어야 한다. 본 시스템은 토출구 부분에서 센서를 캘리브레이션 하여야 하므로 이곳에 피토정압관을 장착하기 곤란하다. 따라서 토출구에서의 속도를 모니터할 수 있도록 정체실과 토출구부분에 압력구멍을 설치하여야 한다.

본 캘리브레이션 제트 시스템은 개방회로(open circuit) 형태의 풍동으로 제작되며, 이는 고압의 공기를 발생시키는 송풍기로 구성된 동력부, 고압공기가 본체로 유입되는 입구부분, 입구와 연결된 관 내부에 흡음채가 장착된 부분, 공기의 흐름방향을 바꾸어 주는 곡관부, 곡관 내부에 배설된 흐름 안내깃(guide vane) 부분, 고압의 공기를 확산시켜 정체실로 보내는 광각확산부(wide-angle diffuser) 부분, 광각확산부에 배설된 분산 깃, 공기흐름이 거의 정지에 가까운 속도를 갖는 정체실 부분, 정체실 압력을 측정할 수 있는 압력구멍(pressure hole), 상기 정체실 내부에 배설되어 공기흐름의 난류도를 줄여주는 하니컴(honeycomb) 및 스크린(screen) 부분, 공기흐름의 속도를 증가시키며 균질류를 발생시키는 수축부 부분, 그리고 최대풍속의 제트류가 토출되고 압력구멍이 있는 제트류 출구부분, 상기 출구부분의 제트류 속도를 조절하는 제어기, 제트류에 놓인 유동센서의 피치각과 요우각 그리고 로울각을 변경할 수 있는 피치/요우 조종기(pitch/yaw manipulator), 속도조절용 인버터, 높이조절용 받침대 등으로 구성되어 있다.

이와 같은 캘리브레이션 제트 시스템은 바람을 발생시켜 주는 송풍기 부분, 송풍기에서 발생한 흐름의 유속을 줄여주는 확산부(diffuser)부분, 흐름의 속도가 최소인 정체실 부분, 흐름의 속도를 증가 시켜 주는 수축부 부분, 그리고 최대 풍속의 바람이 부는 출구 부분 등의 주요 구성품으로 이루어져 있다[4][5]. 본 논문은 캘리브레이션 제트 시스템의 주요 구성품별로 설계 및 제작과정, 시제품에 대한 성능시험 등을 다음과 같이 제시하였다.

2-1 송풍기 및 확산부 설계

송풍기는 공기 흐름이 캘리브레이션 제트 시스템내의 여러 부분을 통과할 때 발생하는 전압 손실을 보상하여 노즐출구에 일정한 공기 흐름을 유도할 수 있도록 에너지를 공급해 주는 부분이다. 송풍기 내부의 공기 흐름은 매우 복잡한 3차원 유동 현상으로 송풍기의 설계해석을 위해서는 많은 경험과 축적된 실험 자료를 필요로 한다. 따라서 본 연구에서는 송풍기를 설계하기보다는 기존의 송풍기 중에서 적합한 것을 선택하였다.

<표 1> 송풍기와 압축기의 구분

송 풍 기		압 축 기
Fan	Blower	Compressor
1,000 mmAq 미만	1,000~10,000 mmAq 미만	10,000 mmAq 이상

<표1>은 송풍기와 압축기의 구분을 나타낸 것으로 송풍기는 일반적으로 압력에 따라 저압용 팬(fan)과 고압용 블로어(blower)로 구분한다. 캘리브레이션 제트 시스템은 노즐출구에서 빠른 속도를 얻기 위해서 송풍기의 풍량도 중요하지만 풍압도 고려해야 한다. 풍량이 많을 경우 송풍기에서의 초기 속도가 빠르지만, 풍압이 낮으면 공기 흐름이 초기 송풍기의 토출구 부분에서 멀어질수록 밀어내지 못하고 속도가 떨어진다. 따라서 팬(fan)의 경우 풍량은 충분하지만 풍압이 낮아 공기를 수축부 출구로 밀어내지 못하는 단점이 있기 때문에 고압의 송풍기(blower)가 본 연구의 소형 캘리브레이션 제트 시스템(calibration jet system)으로 적절하다. 본 캘리브레이션 제트 시스템의 전체 크기를 결정하는데 중요한 변수 중의 하나는 송풍기 토출구의 직경이다. 토출구의 직경이 커지면 확산부와 정체실, 수축부의 길이가 커지기 때문이다. 전체 크기와 성능을 고려하여 선정한 송풍기는 DTB-401이며, 사양은 <표 2>과 같다. 여기서, 송풍기의 풍량(Q)은 토출측에서 요구되는 경우라도 흡입측(표준상태)에서 요구되는 양으로 환산하여 나타내는 것을 말한다. 이는 풍량이 압력이나 온도에 따라 변화가 심하기 때문에 일정한 기준을 둘 수 없기 때문이다.

<표 2> DTB-401의 사양

풍 량 (Q)	풍 압 (static pressure)	입 力	토출구 내경
10 m ³ /min	352 mmAq	1180 W	73 mm

확산부(diffuser)를 설치하는 목적은 흐름을 팽창시켜 속도를 감소시키고 정압(static pressure)을 회복하여 고속 흐름으로 인한 마찰 손실을 줄이기 위한 것이다. 캘리브레이션 제트 시스템의 손실을 줄이기 위해서는 가능한 가장 짧은 확산부 거리에서 속도를 감소시키는 것이 필요하다. 일반적으로 확산각이 클수록 압력회복이 빠르나, 확산각이 너무 큰 경우에는 확산부 벽면에서의 경계층 분리(separation) 현상이 발생하여 손실이 상당히 크게 되고 비균질 흐름을 야기한다. 확산각이 작고 길이가 길게 되어도 경계층의 증가로 인해 흐름의 분리현상이 발생할 가능성이 있으므로 일반적으로 확산부 출구 대 입구의 면적비를 5 이하로 선택하고 있다[4][6].

확산부의 입·출구 면적비는 압력회복과 압력구배를 결정하므로 면적비에 따라 가장 효율이 좋은 확산각을 택하여야 한다. 확산부를 설계하는 경우 등가 확산각(equivalent cone angle) θ 를 사용하였으며, 확산부 입구 단면적 A_1 , 출구 단면적 A_2 , 확산부 중심 축길이 L 의 확산부의 등가 확산각은 다음과 같은 식으로 표현할 수 있다[6].

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{\sqrt{A_2} - \sqrt{A_1}}{L\sqrt{\pi}} \right) \quad (1)$$

본 캘리브레이션 제트 시스템에서는 제작과 해석의 편이성을 위해서 축대칭 확산부를 적용하였다. 확산부가 일정한 확산율로 확산할 때는 원형단면 덕트가 최대 효율을 내며, 원형 덕트에서 흐름의 분리나 비정상류 흐름이 발생하지 않는 확산각은 $2\theta = 6\sim8^\circ$ 정도로 알려져 있다[4][5]. 본 캘리브레이션 제트 시스템에서 송풍기의 토출구가 확산부의 입구 크기를 결정하기 때문에 확산각을 흐름의 분리가 발생하지 않는 범위인 $6\sim8^\circ$ 사이로 하면 전체 길이가 지나치게 길어지게 되므로 광각 확산부 설계개념을 적용하였다.

광각 확산부 설계의 개념은 압력 회복 인자의 영향보다 주어진 면적비에서 확산부의 길이를 줄이는데 중점을 두고 있다. 광각 확산부의 설계 방식으로는 곡면 스크린을 장착하는 방법, 분산깃을 장착하는 방법 등이 있다. 일반적으로 스크린을 사용한 광각 확산부는 순수한 압력 상승은 그리 크지 않으며, 확산부에서 스크린은 경계층의 성장 및 초기의 분리(separation) 발생을 억제하고 경계층내 유동의 모멘텀을 증가시켜 준다. 확산부 설계시 압력 강하 계수가 작은 스크린을 여러 장 사용하는 것이 좋으며, 스크린 위치는 확산부 벽면각이 급격히 변하는 곳, 즉 분리가 발생하기 쉬운 곳에 설치하는 것이 바람직하다[7].

입·출구 면적비가 5이상이고 확산각이 50° 이상일 때는 스크린을 이용한 광각 확산부 설계보다는 분산깃, 흡입 슬롯, 와류 발생기(vortex generator), 배인(vane) 등을 사용하는 것이 효율적이다[8]. 분산깃 방법은 초기 분리를 없애고 흐름의 비대칭성을 줄이며, 속도 분포를 편평하게 한다. 그러나 광각 확산부에 유입되는 흐름의 방향이 확산부 축과의 각도가 어느 정도 이상이 되면 분산깃 상에 실속 현상이 발생하므로 주의하여야 한다. 제1확산부의 길이가 길어지게 되면 모서리 부분이 커지게 되고 전체 높이가 높아지므로 실험자가 서서 실험을 하기에는 부적당한 높이가 된다. 따라서 제1확산부의 확산각은 $2\theta = 45^\circ$, 확산부의 길이는 40.5mm로 하였다. 제2확산부는 제1확산부의 확산각과 확산부의 길이 선정 이유와 마찬가지로 확산각은 $2\theta = 100^\circ$, 확산부의 길이는 102.6 mm로 하였다. 이러한 제1확산부와 제2확산부의 입·출구 면적비는 각각 2.15, 11.0이다. 본 시스템에서 사용된 2개의 광각확산부에 이론상의 스크린을 모두 설치했을 경우에는 확산부 스크린 개수가 지나치게 많아지게 되어 스크린에서의 전압 손실이 매우 크게 되므로 스크린 설치를 생략하고, 정체실의 스크린으로 대체하였다.

한편, 제1 확산부의 경우는 외부에 있는 송풍기와 주름관(flexible duct) 연결이 되도록 설계하였으며, 송풍기를 장·탈착이 용이하게 설계하여 이동시의 편리성과 다른 송풍기와의 호환성을 도모하였다. 또한 송풍기 자체 진동이 전체 시스템으로 전달하는 것을 막을 수 있는 장점이 있다. 송풍기와 제1확산부 사이에는 커플링이 있는데 이는 송풍기를 사용하는 방법 외에도 압축 공기를 사용할 수도 있게끔 제작하였다.

2-2 곡관부 및 정체실 설계

일반적으로 풍동(wind tunnel) 시스템에서 모서리(corner)는 흐름의 방향을 변화시키는 역할을 하는데 모서리의 면적은 일정하게 제작한다. 모서리 곡률은 손실을 줄이기 위해서는 클수록 유리하지만, 풍동의 전체 규모가 커져 비경제적일 뿐만 아니라 공간상의 문제가 있다. 따라서 본 캘리브레이션 제트 시스템의 모서리에 해당되는 곡관부분은 제작비의 절감을 위해서 기존에 시중에 나와 있는 PVC 90°장곡관을 사용한다.

모서리 부분에서는 모서리 깃(corner vane)을 설치하여 에너지 손실을 최소화하여야 한다. 모서리 깃의 기능은 원하는 흐름각 전환을 최소의 전압력 손실과 최대한 균일한 속도 분포로 만들어 내는데 있다. 모서리 깃의 캠버선은 실제로 90° 보다 약간 작은 각도인 원형 호(circular arc)를 지닌 캠버선이 적당하며, 캡 대 시위(chord)비가 0.25, 앞전(leading edge) 각도가 $4\sim 5^{\circ}$, 뒷전(trailing edge) 각도가 0° 인 경우 좋은 성능을 얻을 수 있다고 알려져 있다[4][5]. 또 긴 시위(chord)길이를 가진 모서리 깃을 적게 사용하는 것보다는 짧은 코드 길이를 가진 깃을 여러 개 사용하는 것이 깃에서 생긴 후류를 빨리 소멸시킨다.

모서리에서 항력을 표면 마찰과 분리 현상에 의한 손실에 기인하며, 이것은 정압 강하로 나타나므로 모서리에서 손실계수 K 는 다음과 같이 나타낸다.

$$K = \frac{\text{정압강하}}{\text{동압}} = \frac{\Delta P}{q} \quad (2)$$

모서리 깃에서의 손실은 효율적인 단면적 모양을 선택하고 가장 좋은 캡(gap) 대 시위비를 사용함으로써 최소화할 수 있으므로 이를 잘 결정하여야 한다. 잘 설계된 모서리 깃을 설치한 모서리는 $K=0.11$ 까지 줄일 수 있다[4][9]. 본 캘리브레이션 제트 시스템에서의 모서리는 곡률이 완만하며 단면적이 작으므로 캠버를 갖는 모서리 깃보다는 제작하기가 간편한 평판 모서리 깃을 사용하였다[10].

수축부 노즐출구에서의 균일한 속도 분포와 저난류도를 갖도록 하기 위해서 정체실(settling chamber)내에 하니컴(honeycomb)이나 스크린을 설치한다. 스크린은 매우 큰 압력 강하를 가져오기 때문에 광각 확산부에서 충분히 유체 속도를 줄여줄 필요가 있다. 스크린은 속도의 제곱에 비례하는 정압 강하를 유발하면서 속도 분포를 균일하게 하고 또 경계층 두께도 줄여 준다.

하니컴은 흐름 방향에 대한 수직 방향의 난류 성분을 제거해 주는 역할을 하는 것으로 셀 크기는 최소 수직 성분 웨이브 길이보다 작아야 하는데, 그 셀(cell) 길이는 셀 크기의 $6\sim 8$ 배이어야 한다[4][5]. 그러한 하니컴을 지난 수직성분 난류는 하니컴으로부터 셀 크기의 $5\sim 10$ 배 또는 하니컴 재료인 박판 두께의 500배 후방에서 완전히 사라진다고 한다[10]. 그러나 이들 조건은 제한된 길이를 갖는 정체실 내에서 엄격하게 지켜지기 어렵기 때문에 어느 정도 조정이 필요하다. 하니컴 셀의 형태는 원형, 사각형, 육각형 등 다양한 형태가 있지만 일반적으로 사용하는 육각형을 선택하였다. 형태에 따른 손실 계수는 원형인 경우 $K=0.30$, 사각형인 경우 $K = 0.22$, 육각형인 경우 $K = 0.20$ 이다.

스크린은 흐름 방향 난류 성분을 제거하는 역할을 하는 것으로 하니컴에 비해 상대적으로 큰 압력 손실을 일으키나 그만큼 흐름 방향 난류 성분을 효과적으로 제거하여 균일한 속도 분포를 만들어 준다. 스크린 선택의 첫째 조건은 스크린의 공극률에 따른 흐름의 불안정성이 없도록 하여야 한다는 것이다. 와이어 직경을 d , 1 인치내 와이어 수를 N 이라고 할 때 스크린의 공극률은 다음과 같이 정의되며, 난류 제어용으로 사용 가능한 스크린의 공극률 $\beta > 0.57$ 이어야 한다[4][5].

$$\beta = \left(1 - \frac{d \cdot N}{25.4}\right)^2 \quad (3)$$

저난류 캘리브레이션 제트 시스템을 설계하고자 할 때는 와이어의 직경도 고려하여야 한다. 와이어에서 발생하는 와류의 크기가 작기 때문에 스크린 하류에서 빨리 소멸되어 보통 풍동에서는

거의 고려하지 않으나, 저 난류 캘리브레이션 제트 시스템에서는 고려되어야 한다.

일반적으로 스크린 간격은 메쉬(mesh) 크기의 30 배 이상 또는 와이어 직경의 500배 이상으로 하여 와이어에 의해 발생한 난류 성분이 충분히 소멸 될 수 있게 한다. 경사진 공기흐름이 하니컴에 유입되는 경우 하니컴의 셀(cell)내에서 흐름의 분리(separation)가 발생할 수 있으므로 하니컴에 유입되는 흐름이 평행류가 되도록 하니컴 전방에 스크린을 설치하는 것이 바람직하다. 또한, 난류도를 제어하는데 하니컴 단독으로 사용하는 경우보다는 하니컴과 스크린을 같이 사용하는 경우가 더 효과가 있는 것으로 알려져 있다[11]. 이외에도 마지막 스크린은 조밀한 메쉬(fine mesh)를 사용하는 것이 난류 제어에 효과적이며, 변형된 하니컴이나 스크린을 사용할 경우 예상하지 못 할 정도로 큰 난류를 발생시키므로 사용해서는 곤란하다.

이상의 이론을 토대로 하여 본 캘리브레이션 제트 시스템에서 사용한 스크린은 50 메쉬, 와이어 직경 $d=0.12\text{ mm}$ 이다. 따라서 공극률은 0.583으로 0.57 보다 커서 흐름 방향 난류도를 줄이기 위한 조건을 만족한다. 스크린과 스크린 사이의 간격은 와이어 직경의 500 배인 60 mm로 하였다. 마지막 스크린의 경우 수축부의 입구로부터 일정 간격 이상 떨어져야만 난류 감소망으로 인한 교란이 수축부까지 연장되지 않으나[4][5] 정체실의 길이를 감안하여 수축부 입구에 그대로 설치하였다.

2-3 수축부 설계

캘리브레이션 제트 시스템의 토출구에서 유질(flow quality)을 좋게 하기 위해서는 유질에 결정적인 영향을 주는 수축부(contraction)의 최적 설계가 필요하다[12]. 수축부는 정체실의 흐름을 가속시켜 토출구에서 높은 유속을 만들어 주는 한편 난류를 감소시키며, 역으로 토출구에서 설계 유속을 유지하면서 정체실 흐름을 저속으로 만들어 줌으로써 정체실에 설치된 하니컴, 스크린 등에서의 에너지 손실량을 줄여주는 역할을 한다. 수축비(CR: contraction ratio)는 수축부 최적화에 대한 가장 중요한 변수 중의 하나로 수축비를 크게 하면 효과적인 확산과 더욱 낮은 속도로 인해 공기역학적 손실은 작아지지만 풍동 규모가 증가하여 제작 경비가 커지고, 노즐출구에서 유질은 등방성을 유지하기 못한다. 수축비에 비해 상대적으로 긴 수축부를 설치하는 경우도 수축부 내의 분리 위험성이나 출구 속도의 비 균일성은 제거할 수 있으나 역시 풍동의 규모가 증가하여 제작비가 커진다. 수축부의 크기인 수축비를 결정하면 수축부 벽면을 따른 속도 분포에서 수축부 입구와 출구근처에서 발생될 분리(separation) 가능성과 벽면의 부적절한 곡률 분포에 의해서 수축부 출구에서 나타날 유속 분포의 비균일성을 고려하여 최적 형상을 태하여야 한다[6].

Morell[13]은 종래의 벽면 흐름 분리문제 외에 출구 유속의 비균일도를 설계 변수로 추가시켜 포텐셜 유동 해석과 Stratford 분리 판정식[14]을 이용하여 설계 도표를 제시하였다. 또한, Mikhail[15]는 수축부 형상을 입구부 곡선과 출구부 곡선을 정현과 함수로 취하고, 두 개의 곡선이 변곡점을 전후로 하나의 곡선으로 연결되도록 하였다. 본 연구에서 사용한 Morell의 축대칭 수축부 설계 방법[13]은 수축부 입구부분의 유동의 분리성과 수축부 출구부분의 속도분포의 비균일성을 좌우하는 최소속도압력계수 C_{pi} 와 최고속도압력계수 C_{pe} 를 설계변수로 하여 축대칭 수축부 형상을 결정하는 방법이다.

본 캘리브레이션 제트 시스템에서의 수축부(제트노즐)의 출구 크기는 각각 직경 120mm ($CR=8.5$), 70mm($CR=25.0$)인 2개의 축대칭 수축부를 적용하였다. 출구에서의 유속의 범위를 크게

하기 위하여 출구 크기가 다른 수축부로 교환할 수 있도록 교환식으로 제작하였다. 출구직경이 120 mm인 수축부 하나만을 사용한다면 정해진 송풍기의 성능 때문에 고속을 흐름을 얻기가 힘들고, 반대로 출구직경이 70 mm인 수축부만을 사용한다고 하면 저속 영역에서의 속도를 얻기가 힘들기 때문이다. 본 시스템은 각기 다른 수축비를 갖는 두 개의 수축부를 제작함으로써 원하는 유속에 따라 수축부를 교체하여 사용할 수 있도록 하였다. 따라서 본 캘리브레이션 제트 시스템은 수축부 입구의 직경은 같으나 출구의 직경이 서로 다른 시스템으로 다음과 같은 절차에 의하여 수축부를 설계하였다.

1) 수축비 CR=8.5인 경우

Morel[13]은 수축비(CR: contraction ratio)가 4.0와 9.0일 때 기하학적 파라메타 $L/D_1 = 0.75, 0.85, 1.0, 1.25$ 그리고 $X = 0.2, 0.3, 0.425, 0.575, 0.7, 0.8$ 인 경우에 대하여 수치 해석하여 압력계수 C_p 값을 제시하였다. 수축부의 형상은 두 개의 3차곡선으로 이루어지며, 두개 곡선의 연결점 X_m 은 수축부 입구에서 출구 쪽으로 감에 따라 (X_m 이 증가함에 따라) 최소속도 압력계수 C_{pi} 는 감소하고 최대속도 압력계수 C_{pe} 는 증가하여, 수축부 입구부분에서 분리(separation)가 발생할 가능성이 줄어들지만 수축부 출구 유속분포의 비균일성은 증가함을 알 수 있다. 따라서, C_{pi} 와 C_{pe} 를 적절히 선택한다면 분리가 발생하지 않으면서 비균일성이 낮은 출구 유동을 얻을 수 있다[6][13]. 벽면최대압력지점 x_i 와 벽면최소압력지점 x_e 과 무차원 3차곡선 연결점($X=\frac{X_m}{L}$)과의 관계가 수축비(CR)에 따라 참고문헌[13]에 제시되어 있다. 제시된 그래프에서 수축부 입구에서 측정된 벽면 최대 압력지점, 또는 수축부 출구에서 측정된 벽면 최소 압력지점에 따른 3차원 곡선 연결점과의 관계를 알 수 있다. 여기서 가로축의 $\frac{XL}{D_1}$, 또는 $\frac{(1-X)L}{D_2}$ 값이 작을 때 세로축 $\frac{x_i}{D_1}$, 또는 $\frac{x_e}{D_2}$ 값은 선형적으로 변하지만, 가로축 값이 클 때 $\frac{x_i}{D_1}$ 또는 $\frac{x_e}{D_2}$ 값은 0.25 값에 접근함을 알 수 있다[6].

<표 3> 수축비 CR=8.5인 경우 수축부 제원

구분	수축부 입구 직경	수축부 출구 직경	직경비	수축부 길이
제원	$D_1 = 35\text{cm}$	$D_2 = 12\text{cm}$	$m = \frac{D_1}{D_2} = 2.92$	$L = 35\text{cm}$

<표 3>은 수축비 CR=8.5인 경우에 수축부의 제원을 나타낸 것이다. CR=8.5인 경우 분리가 발생하지 않고 비균일성을 유지하는 안정된 흐름을 얻기 위해 참고문헌[13]에서 제시된 그래프에서 C_{pi} 와 C_{pe} 를 구하였다. CR=4.0일 때 $\frac{L}{D_1} = 1.0$ 인 경우 $C_{pi}=0.1900$, CR=9.0 일 때 $\frac{L}{D_1} = 1.0$ 인 경우 $C_{pi}=0.2395$ 이다. 이러한 로그 스케일 값들은 소프트웨어 WinDIG 2.5(data digitizer)를 사용하여 정확하게 읽을 수 있었다. CR = 8.5일 때에는 보간법을 사용하여 $C_{pi}=0.2347$ 을 구할 수 있다. 한편 C_{pe} 를 구하기 위하여 참고문헌의 데이터를 참고하면, CR=4.0 일 때 $\frac{L}{D_1} = 1.0$ 인 경우 $C_{pe}=0.0671$, CR=9.0 일 때 $\frac{L}{D_1} = 1.0$ 인 경우 $C_{pe}=0.0430$ 이므로 보간법을 사용하여 CR=8.5일 때

$C_{pe}=0.0454$ 를 구할 수 있다.

C_{pi} 와 C_{pe} 의 데이터를 간단한 형태로 나타내기 위해 다음과 같은 식으로 무차원 파라메타 F_i , F_e , G_i 를 정의하였다[13].

$$\begin{aligned} F_i &= \left(\frac{m-1}{m}\right) X^{-2} \left(\frac{L}{D_1}\right)^{-3} \\ F_e &= \left(\frac{m-1}{m^3}\right) (1-X)^{-2} \left(\frac{L}{D_1}\right)^{-3} \\ G_i &= \left(\frac{m-1}{m}\right) X^{-1} \left(\frac{L}{D_1}\right)^{-2} \end{aligned} \quad (4)$$

이러한 무차원 파라메타 F_i , F_e 에 대한 C_{pi} , C_{pe} 곡선과 G_i 에 대한 C_{pi} 곡선이 수축비 CR에 따라 참고문헌[13]에 나타나 있는데, 이 곡선은 다음과 같은 최소속도 압력계수(C_{pi})와 최대속도 압력계수(C_{pe}), 수축부 길이(L), 무차원 3차곡선 연결점(X), 수축비(CR)를 갖는 경우에 수축부 설계에 적용할 수 있다.

$$\begin{aligned} C_{pi} &> 0.1, \quad 0.75 \leq \frac{L}{D_1} \leq 1.25 \\ C_{pe} &< 0.1, \quad 0.2 \leq X \leq 0.8 \\ 2 &\leq CR \leq 25 \end{aligned} \quad (5)$$

따라서 참고문헌[13]에서 $C_{pi}=0.2346$ 일 때 $G_i=1.2625$ 를 구하고, $C_{pe}=0.0454$ 일 때 $F_e=0.3833$ 을 구할 수 있다. CR=8.5인 경우 $F_e=0.3833$, $G_i=1.2625$, $m=2.92$, F_e 와 G_i 의 정의로부터 무차원 3차곡선 연결점 X에 대한 방정식은 다음과 같이 표현할 수 있다[13].

$$X^{\frac{1}{2}}(1-X)^{-\frac{2}{3}} = F_e^{\frac{1}{3}} G_i^{-\frac{1}{2}} m^{\frac{1}{2}} (m-1)^{\frac{1}{6}} \quad (6)$$

따라서 F_e 와 G_i , m 값을 대입하면 무차원 3차곡선 연결점 $X=\frac{X_m}{L}$ 는 CR=8.5일 때 $X=0.5391$ 을 구한다. 따라서 축대칭 수축부 곡선식은 Morel의 논문[13]에 제시된 수축부 형상곡선식과 다르지 만 다음과 같은 식으로 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} Y(x) &= \left(\frac{D_1-D_2}{2}\right) f(x) + \frac{D_2}{2} \\ f(x) &= 1 - \left(\frac{1}{X^2}\right) \left(\frac{x}{L}\right)^3 \quad \frac{x}{L} \leq X \\ f(x) &= \frac{1}{(1-X)^2} \left(1-\frac{x}{L}\right)^3 \quad \frac{x}{L} > X \end{aligned} \quad (7)$$

(7)식에 $X=0.5391$, $L=35$, $D_1=35$, $D_2=12$ 값을 대입하여 축대칭 수축부 형상 함수 $Y(x)=11.5f(x)+6.0$ 을 구할 수 있다. 따라서, CR=8.5인 경우 축대칭 수축부의 좌표는 수축부 입구 ($x=0$)에서 수축부 출구($x=35$)까지의 수축부 형상좌표 $Y(x)$ 와 $-Y(x)$ 를 구할 수 있다.

2) 수축비 CR=25.0인 경우

수축비 CR=25.0인 경우 CR=8.5인 경우와 같은 절차에 의하여 구하였으며, <표 4>는 수축비 CR=25.0인 경우에 수축부의 제원을 나타낸 것이다.

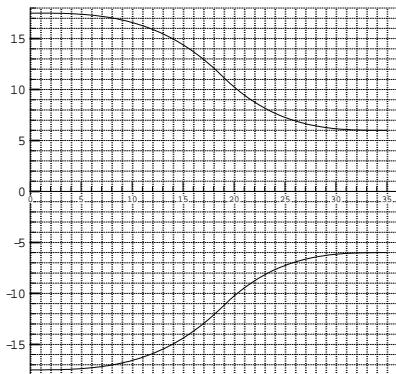
<표 4> 수축비 CR=25.0 인 경우 수축부 제원

구분	수축부 입구 직경	수축부 출구 직경	직경비	수축부 길이
제원	$D_1 = 35\text{cm}$	$D_2 = 7\text{cm}$	$\frac{D_1}{D_2} = 5.0$	$L = 35\text{cm}$

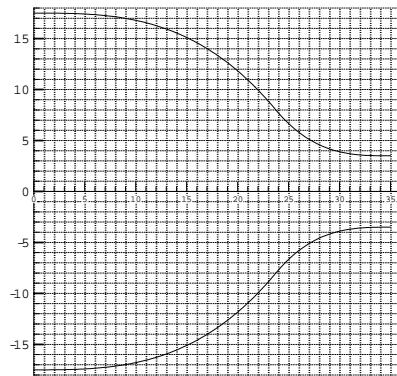
본 연구에서는 수축비가 25.0인 경우 $\frac{L}{D_1} = 1.0$ 일 때 C_{pi} 값은 0.2395를 구할 수 있었으며, C_{pe} 값은 0.0430을 구할 수 있었다. 참고문헌[13]에서 $C_{pi}=0.2395$ 일 때 $G_i=1.3080$ 을 구하고, $C_{pe}=0.0430$ 일 때 $F_e=0.3529$ 를 구하였다.

CR=8.5인 경우에서와 마찬가지 방법으로 CR=25.0인 경우 $F_e=0.3529$, $G_i=1.3080$, $m=5.0$, F_e 와 G_i 의 정의로부터 무차원 3차곡선 연결점 $X=\frac{X_m}{L}$ 에 대한 방정식은 (6)식에 대입함으로써 구할 수 있다. 따라서 F_e 와 G_i , m 값을 대입하면 무차원 3차곡선 연결점 X 는 CR=25.0일 때 $X = 0.6790$ 을 구하였다. 수축부 형상에 관한 곡선식은 Morel[13]의 축대칭 수축부 설계방법에 의한 (7)식에 대입함으로써 구할 수 있다. 이식에 $X = 0.6790$, $L = 35$, $D_1 = 35$, $D_2 = 7$ 값을 대입하여 축대칭 수축부 형상 $Y(x) = 14.0f(x) + 3.5$ 를 구하였다. 따라서, CR=25.0인 경우 축대칭 수축부의 좌표는 수축부 입구($x=0$)에서 수축부 출구($x=35$)까지의 수축부 형상 좌표 $Y(x)$ 와 $-Y(x)$ 를 구할 수 있다.

본 연구에서는 Morel의 축대칭 수축부 설계방법을 이용하여 수축비 CR이 8.5와 25.0일 때 기하학적 파라메타 $L/D_1 = 1.0$ 그리고 $X = 0.5391, 0.6790$ 인 경우에 대하여 C_p 값을 구하였다. 본 연구에서는 C_{pi} 와 C_{pe} 를 적절히 선택함으로써 분리(separation)가 발생하지 않으면서 비균일도가 낮은 출구 유동을 얻을 수 있도록 설계하였다.



a) 수축비 8.5인 경우



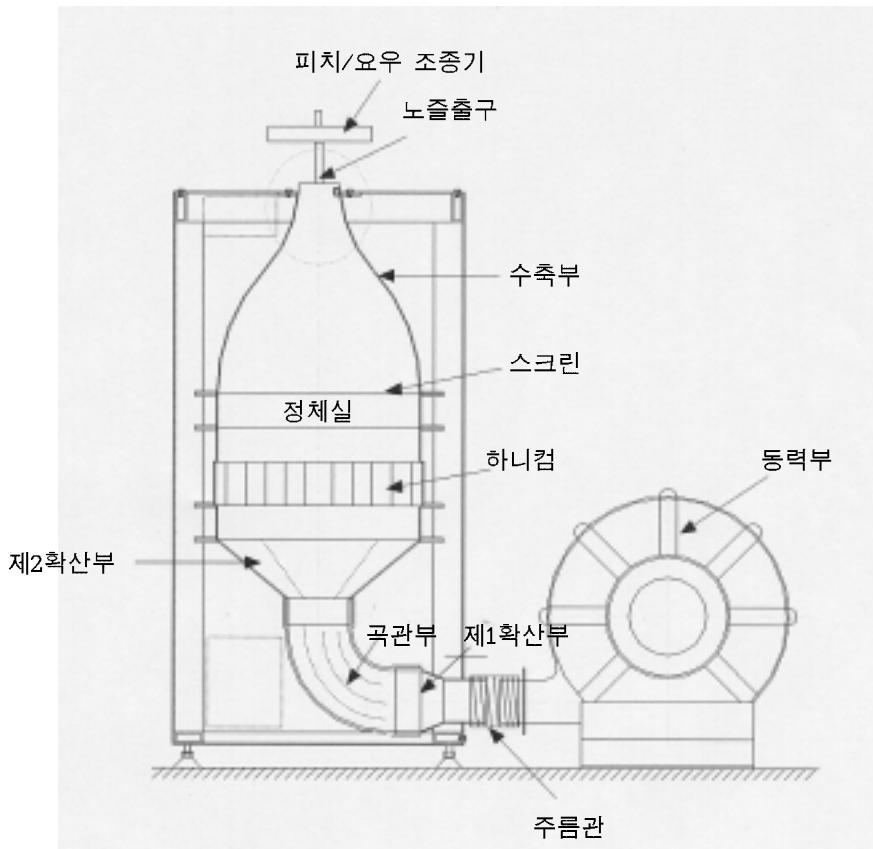
b) 수축비 25.0인 경우

<그림 1> 수축부(제트 노즐) 설계도면

<그림 1>은 이러한 Morel의 축대칭 수축부 설계방법을 통하여 수축비 CR이 8.5와 25.0일 때 수축부 설계 결과를 나타낸 것이다. a)는 수축비 CR=8.5인 경우로 수축부 입구직경이 35cm이고 출구직경이 12cm인 경우이며, b)는 수축비 CR=25.0인 경우로 수축부 입구직경 35cm이고 출구직경이 7cm인 경우를 나타낸 것이다.

2-4 캘리브레이션 제트 시스템 완성품

<그림 2>는 제트류를 발생시키는 캘리브레이션 제트 시스템을 나타낸 것으로 주요 구성품은 동력부, 확산부, 곡관부, 정체부, 수축부, 출구노즐, 피치 /요우 조종기 등이다. 본 캘리브레이션



<그림 2> 캘리브레이션 제트 시스템 도면

시스템은 노즐 출구의 제트류 흐름방향이 바닥과 수직이 될 수 있도록 공기흐름 방향을 곡관부를 사용하여 90°변경하였으며, 소음과 진동의 원인이 되는 동력부를 분리하여 주름관으로 연결함으로서 진동이 본체에 전달되지 않도록 하였다. 본 시스템의 본체의 크기는 0.5m(폭)×1.17m(높이) 정도로 각 연구실에서 자체 설계하여 제작한 캘리브레이션 제트 시스템에 비하여 작은 규모이다. 또한 수축부를 교체할 수 있도록 함으로써 노즐 출구에서 저속과 고속의 제트류를 얻을 수 있는 시스템이다. 본 캘리브레이션 제트 시스템은 고압공기를 보내주는 동력부(압축기 또는 송풍기)를 본체와 분리한 것을 특징으로 하며, 동력부는 사용자의 선호에 따라 송풍기, 압축기 등을 선택하여 사용할 수 있다[16].

본 시스템에서의 곡관부는 완만한 곡률로 변하는 엘보우(elbow)를 사용하며, 상기 곡관 내부에 제작하기가 간편한 평판을 흐름 안내깃(guide vane)으로 장착하여 압력손실을 줄여 주었다. 본 시스템에서의 확산부는 곡관부 전후 두 곳에 광각확산부(wide-angle diffuser)를 두었다. 광각확산부의 확산각을 각각 45°, 100°로 선택하였으며, 곡관을 지난 후의 광각확산부는 분산깃을 설치하여 실제 확산각을 줄여주었다. 또한 흐름 단면적이 최대이고 속도가 최저인 정체실을 두었으며, 상기 정체실 내부에 스크린(screen)과 하니컴(honeycomb)을 두어 흐름방향 난류성분과 흐름과 수직방향 난류성분을 효과적으로 줄일 수 있도록 하였다. 흐름방향 난류를 줄이기 위하여 사용된 스크린은 흐름의 불안정을 유발하지 않도록 개구율을 0.57보다 크게 하였으며, 스크린 후방

에 놓인 스크린은 와이어에 의해 발생한 난류성분이 완전히 소멸된 이후에 다음 스크린을 설치하였다. 하니컴에 유입되는 공기의 흐름이 경사진 흐름일 경우 셀(cell)내에서 흐름의 분리(separation)가 발생하므로 하니컴 전방에 스크린을 배설하여 하니컴에 유입되는 흐름이 평행류가 되도록 하였다. 또한 난류 제어효율을 높이기 위하여 제트출구와 바로 연결되는 스크린은 메쉬(mesh)가 조밀한 것을 사용하였다.

정체실과 제트류 출구 사이에 수축부(contraction)를 두어 평균유속을 증가시킬 수 있도록 하였다. 이러한 수축부는 정체실에서 유입된 흐름의 평균속도의 비균일성을 감소시켜 주고 정체실 내의 유속을 상대적으로 저속으로 하게 하여 스크린과 하니컴에서의 압력손실을 줄여준다. 수축부 출구인 노즐 출구에서의 단면적은 사용자가 원하는 속도 범위에 따라 출구의 단면적을 바꿀 수 있도록 하였으며, 이에 따른 수축부의 형상도 다르게 설계하였다. 수축부 형상설계는 축대칭 수축부의 형상변수들에 대한 설계도표를 작성한 Morel[13]의 축대칭 수축부 설계방법을 적용하였다. 수축부의 입구의 크기가 동일하고 출구 크기가 다른 것으로 교체할 수 있도록 함으로써 노즐 출구에서의 제트류의 유속의 범위를 넓혔다. 본 캘리브레이션 제트 시스템은 노즐 출구지름이 120mm인 경우와 70mm의 경우를 택하였으며, 이러한 노즐의 수축비(contraction ratio)는 각각 8.5와 25.0이다. 또한 수축부 출구부분에 열선프로브, 압력프로브 등과 같은 유동센서들을 고정하고 피치각(pitch angle)과 요우각(yaw angle) 그리고 로울각(roll angle) 등을 변경할 수 있는 피치/요우 조종기를 부착하였다. 이러한 캘리브레이션 제트 시스템을 제작한 완성품은 <그림 3>에 제시되어 있다[17].



<그림 3> 캘리브레이션 제트 시스템 완성품



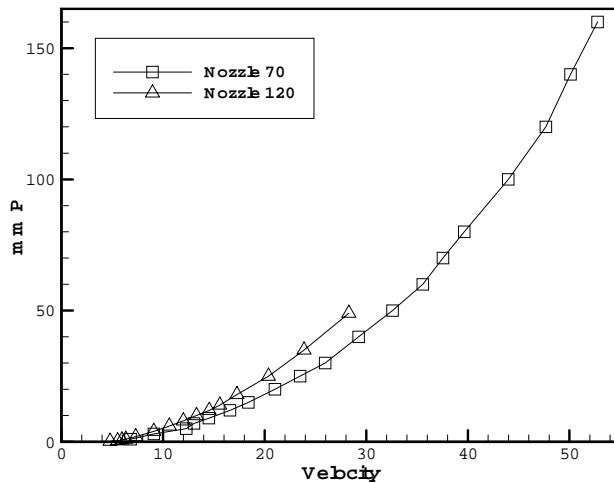
<그림 4> 유질(flow quality)시험

수축부 출구에서 발생하는 제트류의 속도는 송풍기를 사용하는 경우 인버터로 송풍기의 모터 출력을 변경하여 조절하며, 압축공기를 사용하는 경우 압력조절기(pressure regulator)로 압력을 제어하여 조절할 수 있도록 하였다. 본 시스템에서는 노즐 출구부분에 센서를 장착하여 캘리브레이션 하여야 하므로 피토 정압관을 노즐 출구부분에 장착하기 곤란하다. 그러므로 정체실과 노즐

출구부분에 압력구멍을 배설하고 압력튜브로 연결하여 속도를 모니터할 수 있도록 하였다.

2-5 캘리브레이션 제트 시스템의 속도 및 난류강도

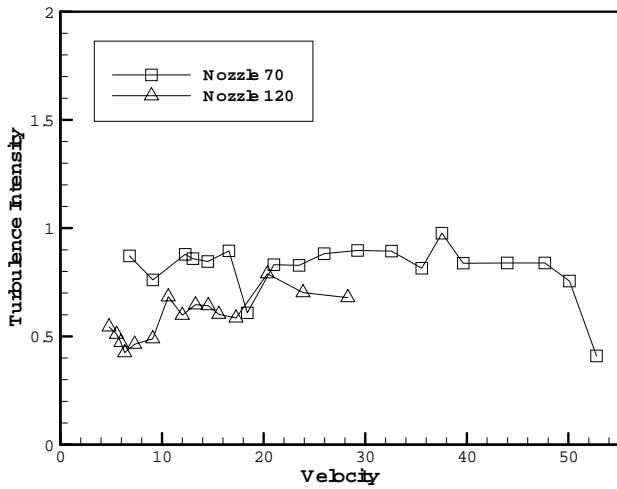
본 캘리브레이션 제트 시스템의 유질(flow quality)성능을 파악하기 위하여 열선풍속계(hot-wire anemometer)를 이용하여 속도와 난류강도를 측정하는 실험을 수행하였다. <그림 4>는 본 연구에서 제작한 캘리브레이션 제트 시스템 노즐출구에 2축 열선풍속계를 장착하고 속도 및 난류강도를 측정하는 장면을 나타낸다. 이때 노즐출구의 속도는 인버터로 조절되며, 속도는 정체실과 노즐출구부분의 압력구멍에서 압력을 측정하여 속도로 환산되도록 하였다.



<그림 5> 제트노즐에 따른 속도분포

<그림 5>는 제트노즐 출구크기가 70mm인 ‘노즐 70’과 노즐 출구크기가 120mm인 ‘노즐 120’의 유속분포를 송풍기의 풍압(mmP: 인버터로 조절)에 따라 나타낸 것이다. ‘노즐 70’은 수축부 입구크기가 350mm이고 수축부 출구크기가 70mm인 수축부를 의미하며, ‘노즐 120’은 수축부 입구크기가 350mm이고 수축부 출구크기가 120mm인 수축부를 의미한다. ‘노즐 70’인 경우 제트의 속도는 최저 약 8m/s에서 최고 52m/s까지의 범위를 가진다. 또한 ‘노즐 120’의 경우 제트의 속도는 최저 약 5m/s에서 28m/s까지의 범위를 갖고 있다. 따라서 본 연구에서 개발한 캘리브레이션 제트 시스템은 28m/s 이하의 저속에서는 ‘노즐 120’을 사용하고, 그 이상 속도에서는 ‘노즐 70’을 사용하여야 한다. 사용자가 좀 더 높거나 낮은 속도를 얻기 위해서 출력이 다른 송풍기로 바꾸어 사용하면 된다. 따라서 본 연구에서 개발한 캘리브레이션 제트 시스템은 동력부를 쉽게 교체할 수 있기 때문에 노즐형상을 바꾸지 않고 사용자가 원하는 속도로 바꿀 수 있는 장점이 있다.

<그림 6>은 속도에 따른 난류강도를 열선풍속계(hot-wire anemometer)로 측정한 결과를 나타낸 것으로 축방향 난류강도(streamwise turbulent intensity) u'/U 는 대략 0.4~0.8%정도를 나타내고 있다. ‘노즐 70’인 경우의 난류강도는 ‘노즐 120’에 비하여 높은 난류강도를 나타내고 있는데, 이것은 유속의 증가와 더불어 난류강도가 증가된 것이다. 본 캘리브레이션 제트 시스템의 난류강도는 예상했던 것보다 전체적으로 다소 높게 나타났으며, 이러한 난류강도는 정체실에 부착된 기존의 스크린을 평평하게 하거나 미세한 스크린을 추가로 설치함으로써 낮출 수 있다.



<그림 6> 속도에 따른 난류강도

III. 결론

본 연구의 캘리브레이션 제트 시스템은 유동장의 흐름속도 및 난류도를 측정하는 열선풍속계 뿐만 아니라 3공 압력프로브, 5공 압력프로브, 7공 압력프로브 등 각종 속도센서들을 보정(calibration)할 수 있는 시스템이다. 이러한 캘리브레이션 제트 시스템은 전체 시스템의 요구 성능 및 각 구성품 제원과 기술적 성능에 대한 표준화 작업을 수행하고, 전문적이고 기술적인 자료의 바탕 위에 구체성과 현실성을 갖출 수 있도록 설계하였다.

본 캘리브레이션 제트 시스템은 $0.5\text{m}(\text{폭}) \times 1.17\text{m}(\text{높이})$ 로 소형으로 제작하므로 장치를 이동하거나 설치하는 등 취급하기에 편리하며, 실험실의 좁은 공간에서도 사용할 수 있는 장점을 갖게 된다. 또한 동력부(송풍기, 압축기)와 본체가 연결되는 부분이 장·탈착 수단인 주름관(flexible duct)으로 제작되므로 송풍기의 진동이 본체로 전달되지 않으며, 사용자의 최대유속 요구에 따라 1단에서 다단까지의 고압송풍기 중에서 선택이 가능하므로 최대유속을 크게 할 수 있는 특징이 있다. 뿐만 아니라 본 시스템은 단면적이 다른 수축부로 교체할 수 있도록 제작되어 좋은 유질(flow quality)을 유지하면서 광범위한 유속범위를 갖는 장점이 있다.

따라서 본 연구에서는 저소음, 저난류, 균질류, 광범위한 유속 등의 우수한 유질 성능을 보유하고, 저렴한 가격의 캘리브레이션 제트 시스템을 개발하였다. 또한 본 연구를 통하여 완성된 캘리브레이션 제트 시스템의 유질 테스트를 통해 캘리브레이션 장비로 적합한지를 확인하였으며, 향후 지속적인 기술성능시험을 통하여 캘리브레이션 제트 시스템을 보완하여야 한다.

후기

본 연구는 중소기업청 2001년도 산·학·연 공동기술개발 컨소시엄 사업(과제명: 초소형 캘리브레이션 시스템 개발)의 기술개발결과이며, 캘리브레이션 제트 시스템 제작을 담당한 삼덕엔지니어링의 박중수 사장께 깊은 감사를 드립니다.

참고문헌

- (1) 아음속 공력시험 연구실편, “한국 공력시험 설비”, 한국항공우주연구원, 2002. 3.
- (2) Stannov, T. H., "A New Calibrator for Improved Performance of Hot-wires", ICIASF '93 Record, 1993, pp. 44.1-44.5.
- (3) Bradshaw, P., Pankhurst, R .C., "The Design of Low-Speed wind Tunnels", Progress in Aeronautical Science, Vol. 3, Pergamon Press, 1964.
- (4) Rae, W. H., and Pope, A., "Low Speed Wind Tunnel Testing", John Wiley & Sons Inc., New York, N.Y., 1984.
- (5) Barlow, J. B., Rae, W. H., Pope, A., "Low Speed Wind Tunnel Testing", 3rd ed., John Wiley and Sons, Inc., New York, 1999.
- (6) 성봉주, 최기혁, 장병희, 김홍주, 채희정, 박재동 “자동차 실험용 저난류 환경조절형 대형 아음속 풍동의 개발(I)”, 한국과학기술처 연구보고서, 1987. 6.
- (7) Schubauer, G. B., Spangenberg, W. G., "Effect of screens in Wide Angle Diffusers", NACA TR 946, 1949.
- (8) Moore, C. A., Jr., Kline, S. S., "Some Effects of Vanes and Turbulence in Two-Dimensional Wide Angle Subsonic Diffusers", NACA TN 4080, 1958.
- (9) Eckert, W. J., Mort, K. W., and Jope, J., "Aerodynamic Design Guide Lines and Computer Program and Estimation of Subsonic Tunnel Performance", NASA TD-8243, 1976.
- (10) Salter, C., "Experiments on thin turning Vanes", A.R.C., R. & M. 2469, October 1946.
- (11) Loehrke, R. I., Nagib, H. M., "Control of Free-Stream Turbulence by Means of Honeycombs: A Balance Between Suppression and Generation", J. of Fluids Engineering, Sep. 1976.
- (12) 장병희, 성봉주, “한국항공우주연구소 중형 아음속풍동 공력설계”, 한국항공우주학회, ‘98 춘계학술발표회 논문집, 1998. 4, pp. 135~138.
- (13) Morel, T., "Comprehensive Design of Axistymmetric Wind Tunnel Contractions", J. of Fluids Engineering, ASME Transactions, June 1975, pp. 225-233.
- (14) Stratford, B. S., "The Prediction of Separation of the Turbulent Boundary Layer", J. Fluid Mechanics, Vol. 5, Part. I, Jan. 1959, pp. 1-16
- (15) Mikhail, M. N., "Optimum Design of Wind Tunnel Contractions", AIAA Journal, Vol. 17., No.5, May, 1979, pp. 471-477.
- (16) 장조원, 김승우, “초소형 아음속풍동을 이용한 비행원리 실험장치 개발”, 한국항공우주학회지, 제 29권, 제5호, 2001, pp. 125~131.
- (17) 장조원, 이재우, 변영환, 박중수, “유동센서 보정용 캘리브레이션 풍동 장치”, 대한민국 특허청, 실용신안등록 제0269899호, 2002. 3.