

에너지 節約型 에어로 싸이크론

白 漢 基(譯)

〈雙龍洋灰(株)에너지企劃課長〉

1. 서 론

Barth는 수십년 전 이미 diffuser 같은 top duct를 사용하여 운동에너지를 압력으로 환원 시킴으로써 전체적인 압력저하를 감소시킬 수 있다고 제안했었다. 이 개념은 속도가 저하되면 압력이 증가된다는 에너지 법칙에 근거를 두고 있다.

압력회원(pressure recovery)의 가능성을 결정하고 설계계산의 수학적 근사과정을 통하여 이를 구체화하려는 시도에 관한 실험결과가 많이 보고되었다.

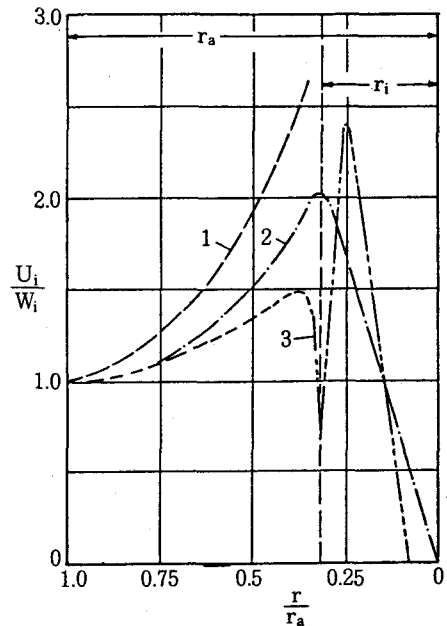
2. 원추형 출구 duct(Conically tapered outlet duct)에 관한 일반적인 고찰

Diffuser에서의 변화된 속도형상의 영향과 운동량 손실을 고려하면 원추형 top outlet duct의 저항계수는 에너지 역학적인 관계와 실험상의 결과를 비교함으로써 이론상으로 계산될 수 있다. 처음에는 원추형 outlet duct의 측정치가 계산으로 예상한 것보다 대체로 큰 것으로 나타나 불만족스러운 결과를 나타내었다. 원추형 duct의 계산치는 단지 5% 더 적은 압력저하를 나타내는 반면에 측정에 의한 값은 원통형 duct(Cylindrical duct)의 값보다 약 20% 낮

은 값이 얻어졌다.

그러므로 계산과정은 수정을 요한다. 이론상의 접근과정에서 범한 error는 top outlet duct의 전체적인 횡단면에 관계된 평균 속속도의 가정에 있었다. 이 가정을 점진한 결과 수정이 필요했다. duct내 실상태의 접근에 훨씬 효과적인 속도의 분배 방식이 채택되었다.

Barth의 문제 처리 방식에서 보여준 것처럼



〈그림 - 1〉 cyclone의 원주속도에 대한 이론과 실제의 flow 형태 곡선

Cyclone separator의 실제와 이론적인 flow pattern 사이에는 상당한 차이가 있다. 특히 top outlet duct는 flow 형태에 다소 영향을 미친다(〈그림-1〉).

곡선 1과 2는 이론과 실제의 일반적인 차이를 나타내고 곡선 3은 outlet duct level에서의 flow 상태를 나타낸다. outlet duct 중앙의 소용돌이(central vortex)는 내부 표면 가까이에서 매우 높은 가속을 발생시키는 반면에 duct 중심의 flow에는 flow 반대 방향의 흐름현상이 일어날 수도 있다는 것이 나타나 있다.

이러한 이유로 mass flow는 outlet duct의 전 횡단면에 관계된 것이 아니라 duct의 횡단면에서 소용돌이 중심부분(vortex core)을 제거한 고리모양의 횡단면에 관계된다고 볼 수 있다. 이 속도 분배의 타당성은 Barth에 의한 특별연구 결과에 의해 확인된다(〈그림-3〉).

3. 과 정

원추형 outlet duct의 저항계수를 결정하는 기준량은 원통형 duct(cylindrical duct)의 계수에서 이론적인 diffuser gain에 의해 감소되는 계수이다.

$$4p_{\text{원추형}} = 4p_{\text{원통형}} - 4p_{\text{gain}}$$

Diffuser 같은 outlet duct의 전 횡단면에 대한(에너지 방정식에 의해 결정되는)이론적인 압력 회복에 관계된 저항계수는 식 (1)로부터 구할 수 있다.

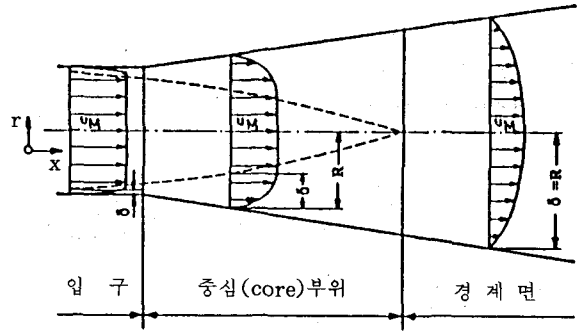
$$\zeta_{\text{원추형}} = \zeta_{\text{원통형}} - \left[1 - \left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 \right] \quad \dots \dots \dots (1)$$

A_1 : Top outlet duct의 입구 횡단면

A_2 : Top outlet duct의 출구 횡단면

이러한 압력회복을 충분히 발전시키기 위해서는 diffuser 다음에서부터 출구 지름의 4~7배의 길이에 해당하는 곳에 discharge section을 설치해야 한다.

설치 이유는 diffuser를 통한 속도형상(velocity profile)의 변화이다. 그래서 충분한 압력회복은 단지 그 속도형상이 재성립됐을 때만 성



〈그림-2〉 Diffuser에서의 속도 형상

취될 수 있다.

Carnot 운동량 손실과 diffuser 표면 거칠기의 영향은 위의 관계에서 고려되지 않았다. 운동량 손실 factor는 Carnot 방정식에 의해 구할 수 있다.

$$\zeta_{\text{Carnot}} = \left[\frac{A_2}{A_1} - 1 \right]^2$$

Diffuser에서 이 손실은 단지 diffuser의 각도에 따라 부분적으로 발생한다. 일반적으로 원추형 출구 duct의 이 각도는 매우 작으며 또한 duct내의 소용돌이 운동이 flow 경로에서 더욱더 증가되고 이는 diffuser 각도를 더 줄이는 것과 비슷한 효과를 주게 되므로 이러한 점이 문제의 더 나은 해결을 위해 간과되었다.

Diffuser의 표면 거칠기의 영향도 역시 고려되지 않았다. 왜냐하면 경계면의 두께가 커짐에 따라 이것은 감소되기 때문이다(〈그림-2〉).

이러한 방식으로 diffuser 방정식 (1)이 결정되었으나 실측정에 의한 값보다 더 낮은 값을 나타냈다. 그러므로 실험적으로만 증명된 환원 factor $k (> 1)$ 가 도입되었다.

$$\zeta_{\text{원추형}} = \zeta_{\text{원통형}} - k \left[1 - \left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 \right] \quad \dots \dots \dots (2)$$

이 관계를 알맞게 하기 위하여 outlet duct에서의 압력회복은 평균속도로 규정될 수 있다

$$\Delta p = k \cdot \left[1 - \left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 \right] \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w_i^2 \quad \dots \dots \dots (3)$$

수정속도(즉 고리모양의 횡단면 속도; w_{Ring})가 이론적으로 얻어지면 Δp 의 2차식이 얻어진다.

$$\Delta p = \left[1 - \left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 \right] \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w_{\text{Ring}}^2$$

이것으로부터 outlet duct의 횡단면의 평균 속도와 고리모양의 횡단면의 실제 속도와와의 관계가 얻어진다.

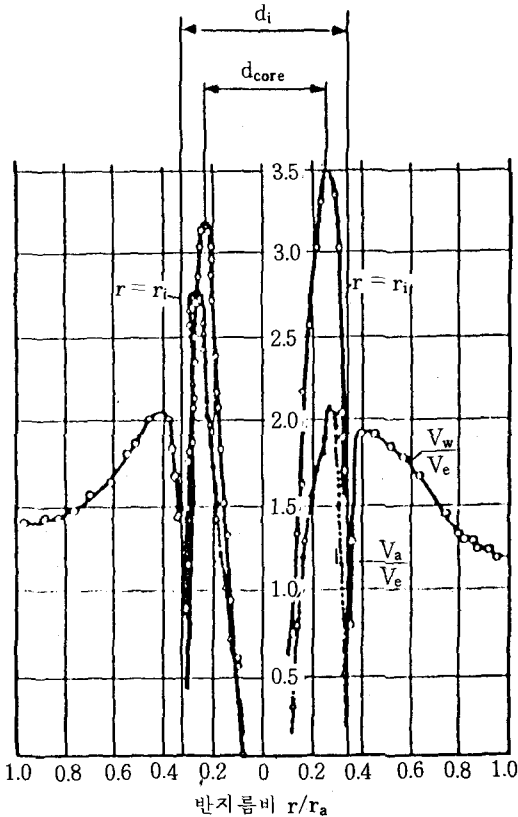
$$w_{\text{Ring}} = w_i \cdot \sqrt{k}$$

Outlet duct 지름 d_i 에 대한 소용돌이 중심(core)의 지름 d_{core} 의 비는 식 (4)와 같다.

$$\frac{d_{\text{core}}}{d_i} = \sqrt{1 - \frac{1}{\sqrt{k}}} \quad \dots\dots\dots (4)$$

환원 factor k 는 위에서 정한 것과 같이 원통형(cylindrical)과 원추형 duct 각각의 측정된 저항계수 ζ_i 를 비교함으로써 결정될 수 있다.

	Cyclone 1 ($r_a/r_i = 2$)	Cyclone 2 ($r_a/r_i = 3.06$)
원통형 Duct	13.49	21.10
원추형 Duct	11.33	17.33

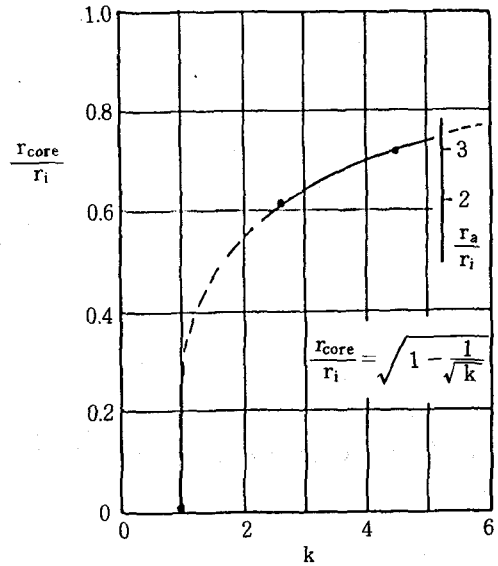


<그림 - 3> Top outlet duct에서의 축속도 분배

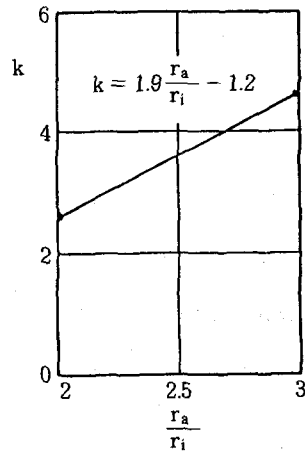
$$k = \frac{\Delta \zeta_i}{1 - \left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2}$$

그러므로 k 는 2.62와 4.48로 된다. 조사된 cyclone outlet duct의 소용돌이 중심의 직경비는 식 (4)를 이용하면 다음과 같이 된다.

r_a/r_i	2	3.06
r_{core}/r_i	0.62	0.73



<그림 - 4> Top outlet duct에서의 보정값 k 와 소용돌이 중심(core)비의 관계



<그림 - 5> 보정값 k 와 반지름 비(r_a/r_i)의 관계

이 결과는 반지름비 $r_a/r_i = 3$ 인 top outlet duct에서 축속도 분배에 의해 확인된 것이다.

이 그림에서 소용돌이 중심(core) 직경비는 다음과 같다.

$$r_a/r_i = 3 \text{ 일 때 } r_{\text{core}}/r_i = 0.75$$

물론 얼마 안되는 이 실험결과를 타당성 있는 계산 방법의 근거로 하기에는 충분하지 않다. 그러므로 이 수행과정은 단지 가능한 접근방법을 알려준다. 단지 r_a/r_i 가 2에서 3일 때의 수치비이므로 더 연구하여 증명되어야 한다.

k 의 함수($k=f(r_{\text{core}}/r_i)$)는 조사된 범위에서는 선형으로 가정할 수 있다. 만일 두 개의 반지름비 r_a/r_i 와 r_{core}/r_i 사이에 선형의 관계가 존재한다고 가정하면 식 (5)를 얻을 수 있다.

$$k = 1.9 \cdot \frac{r_a}{r_i} - 1.2 \quad \dots\dots\dots (5)$$

이 식과 방정식 (3)을 연관시키면(cylindrical outlet duct에 관계된) 설계계산에서 압력회복을 가능하게 하고 duct 입구의 동압에서 기준량을 선택할 수 있다.

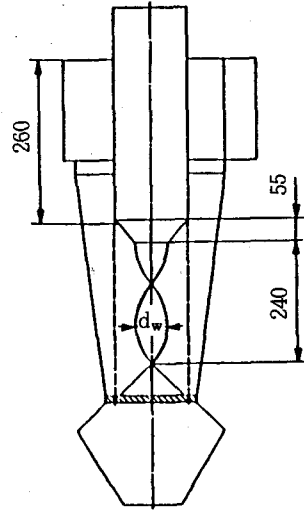
4. Vortex brake(소용돌이 방지판)

원추형 top outlet duct 외에 다른 여러 type에 대한 설명이 문헌상에 나와 있다. 따라서 많은 사람이 duct내에 분산 guide vane을 설치하는 것의 가능성에 대해 관심을 가졌다. 이 모든 여러 방식이 공통으로 갖고 있는 점은 duct내에서의 약간의 압력저하를 회복하거나 혹은 압력저하를 감소시키기 위하여 노력했다는 것이다.

에너지 손실을 방지하는 최적의 효과는 출구 duct로 flow 되는 입구 직전에 “fluidic” 상태를 만듦으로써 얻을 수 있다. 이러한 생각에서 “vortex brake”의 idea가 발생되었다.

1) Vortex brake의 기능

Cyclone separator의 실험에서 나타난 것처럼 압력저하의 80% 이상이 outlet duct에서 발생된다. 이 원인은 높은 원주속도의 solid vortex 상태로 회전하는 소용돌이 중심(vortex co-



<그림 - 6> 나선형 Vortex brake의 원리

re) 때문이다. 이 소용돌이 중심은 cyclone 내의 원료 분리에 영향을 미치지 않는다. vortex brake의 idea는 소용돌이 중심에 것처럼 높은 원주속도가 형성되는 것을 막기 위해서 outlet duct 아래에 guide surface를 설치하는 것이다. 이의 목적은 outlet duct의 내부 벽 표면에 즉시 근접할 수 있도록 발전되는 높은 축속도 성분을 유발시키고 전 duct 횡단면에 대하여 축속도 형상(profile)을 동일하게 하기 위해서이다(<그림 - 1~3>).

이를 위해서는 분리실(separating chamber)의 흐름영역(flow field)이 분산되지 않는 것이 중요하다. 그렇지 않으면 분리작용에 나쁜 영향을 미치기 때문이다.

2) 실험 결과

여러가지의 guide vane 모양이 조사되었다.

- ① 나선형 type (Helix)
- ② 평평한 직사각형 guide plate (flat rectangular guide plate)
- ③ 평평한 V형 guide plate (flat V-shaped guide plate)
- ④ 십자형 plate (cruciform plate)

(1) 나선형(Helix)

나선은 처음에는 소용돌이 중심의 선회각(twist angle)에 상응되게 휘어져 있고 duct의 출구쪽으로 점점 더 경사지는 모양이다. 그래서 축을 형성하고 있는 guide 표면과 평행하게 된다.

나선 각도(Helix angle)는 60°와 82° 그리고 나선폭은 20, 40, 60mm로 조사되었다. 최적의 나선 각도는 60°~63° 사이라는 것이 발견되었다(〈그림-7〉). 이 범위에서의 나선 각도는 소용돌이 중심의 선회각도와 가장 근접한다. 나선폭의 조사에서는 outlet duct 지름의 약 1/3이 최적의 폭이었다(〈그림-8〉). 원통형 duct(cylindrical duct)와 비교해서 약 30%의 두드러진 압력저하가 있었다.

그러나 복잡한 이 guide의 형상을 고려할 때 실제 적용시 경제적으로 효과가 있을지는 의문이며 이런 이유로 덜 복잡한 모양의 방식을 생각하게 되었다.

(2) 평평한 직사각형 guide plate

이러한 면에서 모양이 특징지어지고 outlet duct 지름에 대한 guide plate 폭의 비라고 정의된 폭비(width ratio) x에 관한 실험이 행해졌다.

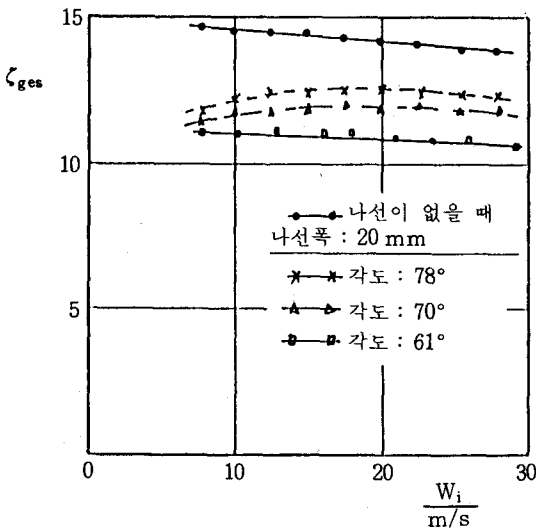
$$x = \frac{b_{plate}}{d_{duct}} \dots\dots\dots (6)$$

outlet duct의 저항계수와 분리실(separating chamber)의 저항계수의 변화가 〈그림-9, 10〉에 나타나 있다. duct 내에서의 압력저하(ζ_i)의 현저한 감소와 폭비 x의 증가가 뚜렷하게 나타난다. 약 x=0.7의 값으로부터 압력저하의 감소는 x의 값이 1에 가까워질수록 점점 더 작아진다(〈그림-9〉).

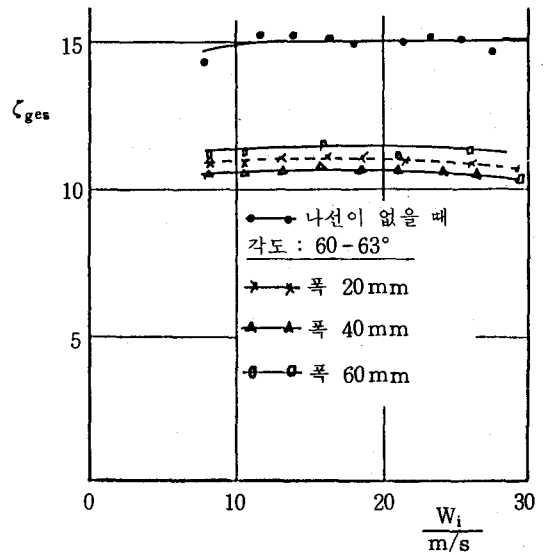
〈그림-10〉은 분리실에서의 압력저하에 관한 것이다. 이 그림을 보면 vortex brake의 특정한 폭까지는 분리실의 flow형상에 영향을 미치기가 힘들다는 것을 알 수 있다(x=0.72).

그러나 x가 이 값보다 커지면 분리실에서의 압력 저하가 점점 더 감소된다. 이 현상을 그리면 〈그림-11〉과 같이 되고 여기에서는 이 관계가 더욱 명확하게 나타난다.

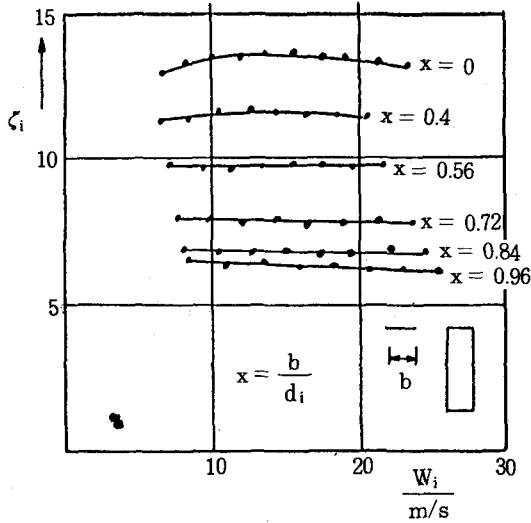
x=0.4 범위까지는 비교적 작은 압력저하 감소가 있다. 이것은 이와 같이 좁은 guide plate는 소용돌이 중심에 대해 어떤 현저한 효과를 기대하기는 힘들다는 것을 보여준다. 이것은 outlet duct의 vortex brake에 미치는 소용돌이의 torque를 측정함으로써 확인된다. torque cage를 이용하면 각기 다른 plate 폭에 대해 volume flow의 함수로 이 양을 결정할 수 있다(〈그림-12〉).



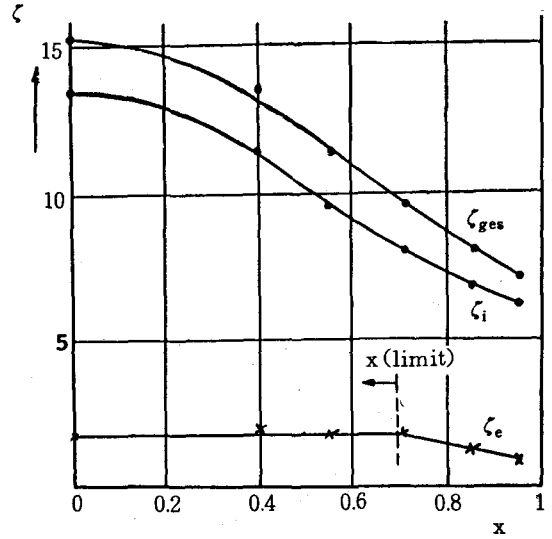
〈그림-7〉 나선 설치시의 저항계수



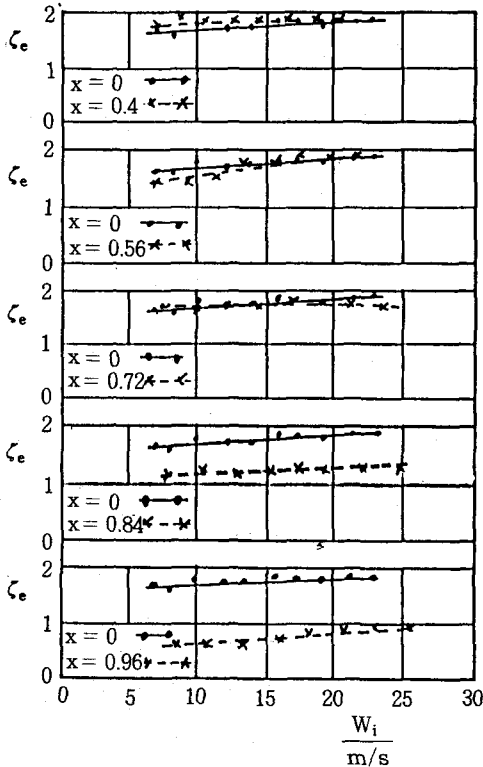
〈그림-8〉 나선폭 변화시의 저항계수



〈그림-9〉 폭비 x 에 따른 top outlet duct의 저항 계수



〈그림-11〉 직사각형 Vortex brake의 저항 계수



〈그림-10〉 폭비 x 에 따른 분리실의 저항 계수

$0.4 < x < 0.7$ 의 범위에서 vortex brake는 outlet duct의 압력저하에 직접적이고 선형에 영향

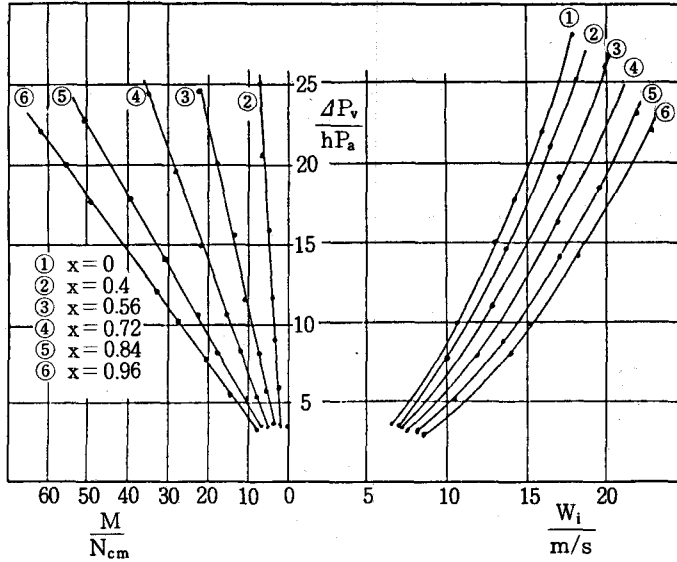
을 미치는 것으로 나타난다. 이 범위 이상에서는 단지 분리실(separating chamber)의 flow를 변화시킴으로써 전체적인 압력저하에 영향을 미칠 가능성이 있다. 이것은 분리성능에 나쁜 영향을 미친다.

따라서 최적 환경을 갖추고 폭비가 약 0.7인 vortex brake일 때 약 37%의 압력회원 효과를 갖는 최적 방안을 발견할 수 있다.

(3) 평평한 V형 guide plate

이 형의 vortex brake를 사용하는 목적은 중앙의 소용돌이(central vortex)를 점차 줄이고 큰 폭비의 직사각형 plate 경우보다 전체 소용돌이에 미치는 영향을 줄이는데 있다.

이 실험에서 plate는 outlet duct에서 폭비 $x_2 = 1$ 인 것을 사용하고 Apex cone에서는 폭비 x_1 을 감소시켰다. x_1 이 0.16~0.84인 범위의 plate가 검토되었다. 이 실험 결과에서 x_1 의 값에 따라 $x_1 = 1$ 일 때의 전체적인 압력저하에 비해 53%까지 감소됨을 알았다. 그러나 x_1 의 값이 0.4보다 크면 분리실에서 압력저하의 감소현상이 발생하였다. 이것은 이 폭비로부터 향상시키면 직사각형 plate의 경우와 같이 분리실에서의 flow 형상이 변함을 알려준다. 또한



〈그림-12〉 직사각형 plate에 대한 압력저하와 torque

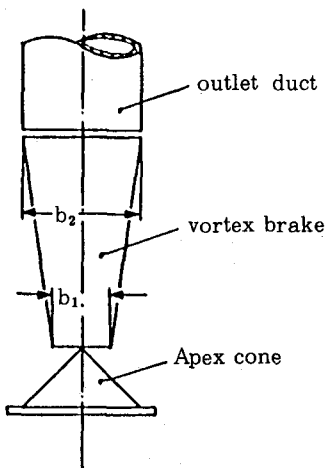
분리실에서 원주속도의 현저한 감소를 발견할 수 있다. 그러므로 분리 효과가 감소된다. 분리되는 입자 직경을 살펴보면 초기 값을 5micron으로 가정할 때 원주속도가 감소됨에 따라 6micron으로 증가된다.

(4) 십자형 plate

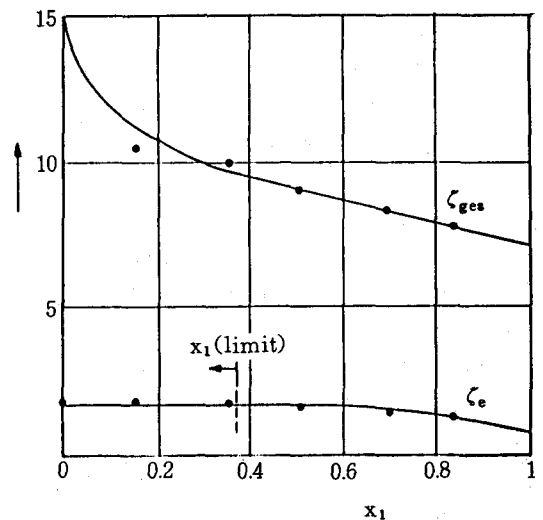
b), c)의 vortex brake 실험에서 이들이 각

각 소용돌이 중심에 뜻밖의 영향을 미친다는 것을 알았다. 따라서 어떤 모양에서는 소용돌이 중심의 충격을 줄여주는 break down효과를 얻을 수 없다는 것을 알았다.

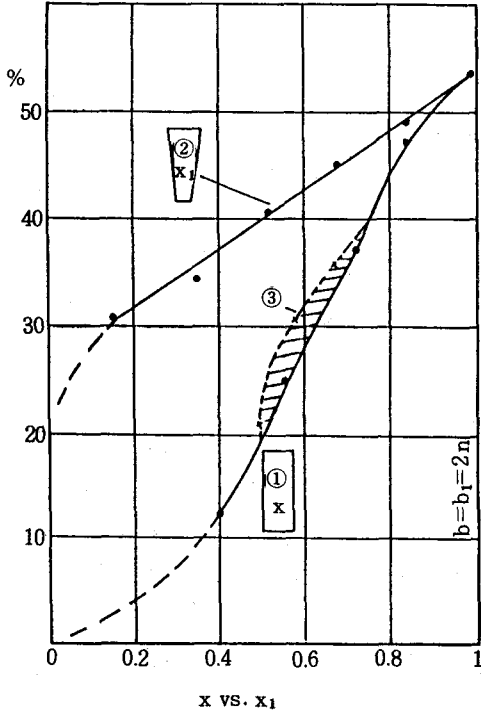
이 실험에서 직사각형 plate와 비교해서 압력저하의 어떤 개선점도 얻을 수는 없었다. 그 이유는 십자형 plate의 vortex brake는 각각의



〈그림-13〉 Vortex brake의 모형도



〈그림-14〉 V형 Vortex brake의 저항 계수



〈그림 - 15〉 Vortex brake의 형태에 따른 압력 개선 비교

4 분원으로 되어 있기 때문에 마찰 표면이 더 커져 vortex brake의 표면에 부가적인 압력저하 현상을 발생시키기 때문이다.

5. 결 론

“fluidic” 관계에서 가장 훌륭하고 바람직한 형태는 나선형이다. 그러나 이 장치는 압력저하 감소에 있어 직사각형 plate보다 더 낮다고 볼 수 없고 또한 구조적으로 훨씬 더 복잡하므로 경제적인 이유에서 제외할 수밖에 없다. 십자형 vortex brake는 직사각형 plate보다 더 나은 결과를 기대할 수 없고 제작에 더 많은 재료가 필요하므로 덜 매력적이다.

그러므로 평평한 직사각형 plate (b)와 V형 plate (c) 중에서 선택해야 된다. 만일 압력저하의 개선을 폭비 (width ratio) x 의 함수로 나타낸다면 〈그림 - 15〉 V형 plate의 결과(곡선 ②)가 x 의 전 범위에 걸쳐 직사각형 plate의 결과(곡선 ①)보다 우위에 있음을 알 수 있다. 그러나

직사각형 plate의 폭비는 그것의 전체 길이(또는 높이)에 따라 움직이는 반면에 V형 plate의 폭비는 단지 b_1 (〈그림 - 13〉의 Apex cone)에서만 변화되는 것이 결점이다.

그러므로 V형 plate의 비 x_1 을 직사각형 plate의 비 x 와 비교하기 위해서는 변환비 x' 로 변환되어야만 한다. 이 변환은 V형을 직사각형 동일 영역으로 변환시키는 것으로 다음과 같이 표현된다.

$$x' = \frac{1}{2} \cdot (1 + x_1) \dots\dots\dots (7)$$

V형 plate를 이와 같이 변환하여 나타내면 〈그림 - 15〉의 곡선 ③과 같이 된다. $x_1 < 0.4$ 인 범위에서 V형 plate의 값은 직사각형 plate보다 더 우수하다. 그러나 이 값 이상에서는 두 type의 vortex brake 사이의 차이가 점점 작아진다는 것을 알 수 있다.

최종적으로는 V형 plate가 구조적인 이유 때문에 유리한 것으로 나타났다. 이는 $x < 1$ 값의 outlet duct에 직사각형 plate를 설치하는 것은 불합리하기 때문이다. 반면에 V형 plate는 duct 전체에서 항상 폭비 (width ratio) $x_2 = 1$ 이므로 직접 설치할 수 있기 때문이다. 진동에 관계된 문제는 조사되지 않았음을 밝힌다.

〈참 고 문 헌〉

- 1) Barth. W.: Berechnung und Auslegung von Zyklonabscheidern auf Grund neuerer Untersuchungen. BWK, Bd. 8 (1956) H. 1, S. 1-9.
- 2) Herning. F.: Stoffströme in Rohrleitungen. 4. Aufl., S. 51-61, VDI-Verlag, Düsseldorf 1966.
- 3) Heppner. U.: Der Einfluß konischer Tauchrohre auf das Druckverlustverhalten von Aerozyklonen. Diplom-Arbeit, Uni-GH-Paderborn, Abt. Soest.
- 4) Patentanmeldung P 36 24 086.9, 17. 7. 1986, O&K.
- 5) Kleen. U.: Der Einfluß von Leitblechen auf das Druckverlustverhalten von Aerozyklonen. Diplom-Arbeit, Uni-GH-Paderborn, Abt. Soest.
- 6) Kleffmann. O.: Vereinfachtes Verfahren zur Auslegung von Aerozyklonen. Zement-Kalk-Gips 41 (1988) H. 11, S. 544-550. ♣

〈資料 : ZKG No. 2, 1989〉