サスペンションプレヒータの省エネルギー

——高性能サイクロンの開発——

Energy Saving in a Suspension Preheater
——Development of a High Performance Cyclone——

藤 沢 哲 夫*
Tetsuo FUJISAWA

谷 岡 隆**
Takashi TANIOKA

1. 緒 言

最新の乾式セメント焼成プロセスにおける原料粉末の予熱および仮焼工程には、サイクロンを多段に組合せたサスペンションプレヒータが使用される。筆者らは、以前よりサスペンションプレヒータ用大型高濃度サイクロンの性能について研究を行ない^{1,2)}、引き続きサスペンションプレヒータの省エネルギーを目的としてサイクロンの低圧損化および高捕集効率化の研究を行ってきたが、サイクロンの入口にガイドベーンを取付け、その形状および寸法を最適に選定することにより、従来のサイクロンよりも圧力損失を減少させ、同時に捕集効率も改善できることを見極め、その開発および実用化に成功した。

このような高性能サイクロンの開発および実用化は、大別して次の3段階を経て行なわれた。

- (1) 小型模型サイクロンによる冷間テスト段階
- (2) 大型模型サイクロンによる熱間テスト段階
- (3) 実機プレヒータでの実証段階

以下には、第1段階の小型模型サイクロンを使用した冷間テスト結果を主体として、各段階での実施概要および確認内容について報告する。

2. サスペンションプレヒータの概要

2.1 サスペンションプレヒータのフロー

Fig. 1 にセメント焼成システムの一例におけるガスおよび原料のフローを示す。装置は、主としてサスペンションプレヒータ、ロータリキルンおよびクリンカラから成る。

Fig. 1 セメント焼成システム(DD プロセス)のフロー

サスペンションプレヒータは、上下方向に配置した4段（または5段）のサイクロンと仮焼炉をガスダクトにより接続して構成される。キルンおよび仮焼炉からの高温熱ガスは、排風機に誘引されてサスペンションプレヒータの下段サイクロンから中段サイクロンを経由し、上段サイクロンへと上昇する。一方、セメント原料粉末は上段サイクロンの入口ダクト内に投入され、ダクト内を上昇する熱ガス中に浮遊した状態で加熱されつつガスと共に流され、上段サイクロンに流入して熱ガスから分離される。続いて、原料粉末は上段サイクロン下部の原料シュートを通して次段のガスダクトに供給され、以後同様の工程を経て順次高温熱ガスにより加熱され、仮焼炉で仮焼された後下段サイクロンで分離されて、キルンへ供給されるようになっている。

2.2 構成要素のサイクロン

昭和58年2月25日受付

*(株)神戸製鋼所エンジニアリング事業部第3エンジニアリング部
(〒657 神戸市灘区岩屋中町4-2-8)
TEL 078-251-1551

** (株)神戸製鋼所技術開発本部機械研究所

サスペンションプレヒータの熱交換ユニットを構成するサイクロンは、形状および機能的に2種類に別けられる。上段サイクロンは、排ガスと共に系外へ排出する原料粉末の量を少なく抑える必要から、高い捕集効率を達成できるよう比較的直筒部を長く且つコーン部の円錐角を小さくとして設計される。そして、複數基が並列に配置され、一般には直径として3~4mのものが多いが、大型装置では5mに及ぶものがある。通常350~420°Cのガスを処理し、このため内部には耐火物を張らないのが普通である。これに対して、中・下段サイクロンは低圧損・小型化に重点が置かれ、直筒部を短く且つ円錐角を大きくすることにより背を低くしており、直径は能力に応じて4~7mのものが多いが、中には9mに及ぶものもある。また500~900°Cのガスを処理するため、耐火材が内張りされる。

2.3 高性能サイクロンの必要性

各サイクロンの捕集効率が低いと、サスペンションプレヒータ内部での原料粉末の循環量が増大し、システムに必要とする燃料消費量を増加させることになる。したがって、中・下段サイクロンにおいても捕集効率の-highいことが望ましい。また、サイクロンが多段に組合されているため、排風機の吸込口における静圧は、-500~-1000 mmAq となり、排風機の駆動用にはクリンカー1トン当り7~15 KWH の動力を消費する。これは、焼成システムで消費する全動力の40~60%に相当する。このため最近の傾向として、省エネルギーの見地から排風機吸込口静圧を低く設計するようになってきたが、元々全高が地上60~80mにも及ぶ高層設備であるサスペンションプレヒータのサイクロンを大きくする必要があり、建設費の増大を招くことになる。

このような観点から、圧力損失が低く同時に捕集効率が-highい且つ小型の高性能サイクロンの開発が強く要望されている。またサスペンションプレヒータのサイクロンを接続するダクト部における圧力損失は、サイクロンとほぼ同程度であるので、ダクト部の圧力損失を減らすことも同様に重要視されている。

3. 高性能サイクロンの基本構造

Fig. 2 に低圧損・高捕集効率サイクロンの基本構造を示す。本サイクロンは、平面視にて入口ダクトのサイクロン内側壁のほぼ延長線上で、入口ダクトの外側壁とはほぼ平行にサイクロン内部へ突出したガイドベーンを備えている。このようなガイドベーン付サイクロンについての文献は比較的少ないが、圧力損失が著しく低い割に捕集効率の低下は少ないとされている³⁾。

Fig. 2 高性能サイクロンの基本構造

筆者らは、ガイドベーン付サイクロンの捕集機能を改善すべく種々研究の結果、ガイドベーンを Fig. 2 に示すように次のような形状にすれば良いことを把握した（実用新案出願中）。

- ・ガイドベーンの上端を入口ダクトの天井壁より一定間隔低い位置とする。
- ・ガイドベーンの下端を入口ダクトの底面より下方に延長する。

なお、実機プレヒータのガイドベーンとしては、上段サイクロンには普通鋼板を、また中段サイクロンには耐熱鋼板を使用して形成した。

4. 小型模型サイクロンによる冷間テスト

4.1 テスト装置

テスト装置のフローを Fig. 3 に示す。供試体は、サスペンションプレヒータを想定してテストサイクロンと旋回サイクロンとをダクトにより連結して構成し、接続ダクトに供試粉末供給用テーブルフィーダからのシュートを接続すると共に、排風機より誘引されるテストサイクロンからの排気は補助サイクロンとバッグフィルターで除じんされる。

供試サイクロンおよび標準的に取り付け付けたガイドベーンの諸元を Fig. 4 に示す。Type I - S は、サスペンションプレヒータの上段サイクロンを、また Type II - S は中段サイクロンを夫々ほぼ比例的に縮小したものであり、Type III - S は Type II - S と出入口寸法を同

Fig. 3 小型冷間テスト装置のフロー

一にしたまま胴径を15%小型化したものであり、全高は約17%低くなっている。旋回サイクロンは、原則としてテストサイクロンと同一のものを使用した。Type I-Sのテストサイクロンを使用する場合のみ実験に合わせて Type II-Sを使用した。

ガイドベーンは旋回サイクロンにも取付け、ブリキ板により製作してゴムテープにより固定した。なお、テスト装置を構成する各補機の仕様を Table 1 に示す。

4.2 テスト方法

排風機を起動し、通過風量を排風機入口のダンパーにより所定値に調整したのち、テーブルフィーダからテスト装置へ供試粉末を一定時間投入して運転した。

基準とした運転条件は次の通りである。

サイクロン入口風速：18 m/s

Table 1 冷間テスト装置構成補機の仕様

Equipment	Specification
Table Feeder	Dia. of table; 350 mm Capacity; Max. 45 kg/min
Induced Draft Fan	25 m ³ /min × 900 mmAq
Dedusting Cyclone	430 ^φ mm × 800 ^H mm

入口混合比：1.0 ± 0.02 kg 粉末/kg 空気

粉末投入時間：約 1 分間

入口混合比は、サスペンションプレヒータでの値とほぼ同等のものであり、1回のテストでの粉末投入量は約 20 kg となる。供試粉末としては、市販の袋詰セメントを使用した。その粉末度は 48 μ 残にて 19.7% (レーザ粒度分析計シーラス Model 715 による) であった。また、通過風量はオリフィス流量計 (JIS Z 8762 絞り機構による流量測定法にもとづく) により測定した。

テストサイクロンの捕集効率、各サイクロン下ホッパーに捕集した粉末量を秤量し投入量との比により求めた。また、静圧は Fig. 3 に示す箇所でU字管マンノメータを使用して運転中に測定した。なお、供試サイクロン出口における静圧は、円周 4 等分点での平均値を測定するようにした。

4.3 テスト結果

ガイドベーンの無次元寸法としては、ガイドベーンの幅とサイクロン直筒部の半径との比 (W/R)、ガイドベーンの高さと入口ダクトの高さとの比 (H/h)、および

Fig. 4 小型模型サイクロンの諸元

Table 2 小型冷間テストサイクロンのガイドベーンの有無による性能

Type of Cyclone	Performance items	Cyclone w/ guide vane	Cyclone w/o guide vane	Ratio of w and w/o
I - S	Pressure loss at test cyclone	73 mmAq	96 mmAq	76.0%
	" at connecting duct	187 mmAq	210 mmAq	89.0%
	Collection efficiency	97.8%	97.4%	100.4%
II - S	Pressure loss at test cyclone	83 mmAq	100 mmAq	83.0%
	" at connecting duct	152 mmAq	194 mmAq	78.4%
	Collection efficiency	95.2%	93.7%	101.6%
III - S	Pressure loss at test cyclone	93 mmAq	109 mmAq	85.3%
	" at connecting duct	155 mmAq	185 mmAq	83.8%
	Collection efficiency	93.3%	91.0%	102.5%

ガイドベーン上部の間隙と入口ダクトの高さとの比 (e/h) を使用した。

4.3.1 ガイドベーン付サイクロンの全般性能

4.2 節に記載の基準テスト条件における ガイドベーン付サイクロンおよび接続ダクトの性能測定値をガイドベーンを付属しない場合と対比して Table 2 に示す。

主な結果を以下に列記する。

- (1) ガイドベーンの取り付けにより、平均18.6%だけサイクロンの圧力損失が低下している。
- (2) サイクロンでの圧力損失低減以外に、接続ダクトでの圧力損失も平均16.3%低下している。
- (3) 各サイクロン共、圧力損失の低下と同時に捕集効率も向上する。捕集効率の向上程度は、サイクロンの形状により差があるが、ガイドベーンを付属しない場合の捕集効率が低いサイクロンほど高くなる。
- (4) Type III - S の小型サイクロンは、ガイドベーンを付属しない Type II - S サイクロンとほぼ同等の捕集効率を達成し、なお且つ圧力損失は約7%低い。

4.3.2 ガイドベーンの幅の影響

Type II - S サイクロンを使用し、ガイドベーンの幅がサイクロンの圧力損失と捕集効率に及ぼす影響について測定した結果を Fig. 5 に示す。図において、 $W/R = 0$ はガイドベーンを付属しない従来サイクロンの場合である。

結果を以下に要約する。

- (1) 圧力損失は、幅の増大と共に、初めは急激に低下し、 $W/R > 0.3$ においてはほぼ一定値に達する。この時の圧力損失は、従来サイクロンの約60%に低減する。
- (2) 捕集効率は、幅の増大と共に、初めは上昇するが、 $W/R = 0.15$ 付近で最大となりその後次第に低

Fig. 5 ガイドベーンの幅の影響

下する。

捕集効率の最大値は、従来サイクロンの93.7%に対して95.2%であった。

4.3.3 ガイドベーンの高さの影響

Type II - S サイクロンについて、ガイドベーンの高さがサイクロンの圧力損失と捕集効率に及ぼす影響について調べた結果を Fig. 6 に示す。図において、 $H/h \leq 0.21$ はガイドベーンを付属しない従来サイクロンの場合を示しており、また $H/h = 1.34$ はガイドベーンが直筒部の下端まで伸びている場合である。

結果を以下に要約する。

- (1) 圧力損失は、ガイドベーンの高さを入口ダクトの高さと同程度とすることにより大幅に低下し、ガイドベーンの下端を直筒部の下端まで伸ばした場合にはさらに低下する。高さを直筒部の高さと同程度にした場合の圧力損失は、従来サイクロンの約80%に低減する。

Fig. 6 ガイドベーンの高さの影響

(2) 捕集効率、高さの低いガイドベーンでは大幅に低下するが、高さの増大と共に上昇し、入口ダクトと同じ高さの場合には、従来サイクロンの場合より若干高い程度まで回復する。ガイドベーンの下端を入口ダクトの底面よりさらに下方へ伸ばすことにより、捕集効率は向上し、直筒部の下端近くまで伸ばすことにより最大となる。高さを直筒部の高さと同程度にした場合の捕集効率は、従来サイクロンの93.7%に対して95.2%であった。

4.3.4 ガイドベーン上部の間隙の影響

Type II-Sサイクロンについて、ガイドベーン上部の間隙がサイクロンの圧力損失と捕集効率に及ぼす影響について調べた結果を Fig. 7 に示す。なお、図中点線はガイドベーンを付属しないサイクロンでの値を示す。

結果を以下に要約する。

(1) 圧力損失は、 e/h が 0.1~0.3 の範囲でほぼ一定

Fig. 7 ガイドベーン上部の間隙の影響

Fig. 8 サイクロン内筒の長さの影響

である。

(2) 捕集効率は、 $e/h=0.2$ の付近で最大となり、間隙がこれより大きくても小さくても捕集効率は低下する。

4.3.5 サイクロン内筒の長さの影響

Type II-Sサイクロンについて、内筒の長さがサイクロンの圧力損失と捕集効率に及ぼす影響について調べた結果を Fig. 8 に示す。なお、横軸は内筒長さとして入口ダクトの高さとの比 (l/h) であり、図中の点線はガイドベーンを付属しない場合の値を示す。

結果を以下に要約する。

(1) 内筒の長さに拘らずガイドベーンを付属することにより、圧力損失および捕集効率を改善することができる。

(2) 圧力損失は、内筒が長くなる程高くなる。

(3) 捕集効率は $l/h=0.3$ の付近で最大となり、内筒がこれより長い場合には、却って低下する。

なお、上記(2)、(3)項の現象は、文献¹⁾などと同傾向である。

5. 大型模型サイクロンによる熱間テスト

5.1 テスト装置

テスト装置のフローを Fig. 9 に示す。テスト装置が大型のため、供試体はテストサイクロン1段のみで構成され、したがってテストサイクロンへの入口ダクトに旋回流は存在しない。また、気流は電気ヒータにより加熱される。供試粉末および加熱空気共にそれぞれ閉回路を構成し、供試粉末はチェーンコンベヤによって供給ホッパーに戻される。その他については、基本的には小型冷間模型テスト装置と同様に構成されている。

Fig. 9 大型熱間テスト装置のフロー

Fig. 10 大型熱間テスト装置の全景

テスト装置の全景を Fig. 10 に、また供試サイクロンおよびガイドベーンの諸元を Fig. 11 に示す。Type I-L は、サスペンションプレヒータの上段サイクロンを対象とした Type I-S と、また Type II-L は中段サイクロンを対象とした Type II-S とほぼ相似形である。

ガイドベーンは実機プレヒータに合わせて、Type I-L では高捕集効率を目的として幅狭とし、また Type II-L では、低圧力損失を目的として幅広のものを使用した。なお、テスト装置を構成する各補機の仕様を Table 3 に示す。

5.2 テスト方法

供試装置への通過空気流量および加熱温度は、循環ファン入口のダンパーと電気ヒータにより調節し、また供試粉末供給量はロータリバルブにより調節して次のテスト条件が得られるようにした。

サイクロン入口風速：18~19 m/s

サイクロン入口温度：250±10°C

入口混合比：1.0±0.05 kg 粉末/kg 空気

供試粉末には市販の袋詰セメントを使用し、その循環量は約 90 kg/min であるが、供試粉末の物性変化の影響を避けるため、適宜新品と取り換えた。通過風量は、ベンチュリー式流量計および双頭式のピトー管により測定し、また静圧は U 字管マンオメータにより測定した。

Fig. 11 大型模型サイクロンの諸元

Table 3 熱間テスト装置構成機器の仕様

Equipment	Specification
Circulating Fan	150m ³ /min×1000mmAq(at 300°C)
Electric Heater	Vertical type, 75kw
Chain Conveyor	LC 160 Flow Conveyor Capa.; 5.5t/h, Lift; 16m
Rotary Valve	Capa.; Nor 5.5t/h
Dedusting Cyclone	933 ^φ mm×2500 ^H mm
Weigh Scale	Load-cell type digital scale Max load: 300kg
Dimension of Structure	4.2m ^W ×11.6m ^L ×15m ^H

Table 4 大型熱間テストサイクロンのガイドベーンの有無による性能

Type of Cyclone	Performance items	Cyclone w/ guide vane	Cyclone w/o guide vane	Ratio of w and w/o
I - L	Pressure loss at test cyclone	38 mmAq	55 mmAq	69.1%
	Collection efficiency	95.4%	94.3%	101.2%
II - L	Pressure loss at test cyclone	38 mmAq	65 mmAq	58.5%
	Collection efficiency	94.6%	94.5%	100.1%

テストサイクロンの捕集効率、テストサイクロンおよび補助サイクロンで捕集した粉末を、切換ダンパーの操作により一定時間計量ホッパーにそれぞれ貯めて計量して求めたが、適宜同様にして測定した供試装置への粉末投入量と補助サイクロン排気ダクト中での含塵量測定値によりチェックした。

5.3 テスト結果

ガイドベーン付サイクロンでの性能測定値をガイドベーンを付属しない従来サイクロンの場合と比較して

Table 4 に示す。

主な結果を以下に記す。

- (1) 幅狭 ($W/R=0.17$) のガイドベーンを取付けた Type I - L サイクロンでは、従来サイクロンに比べて、圧力損失が大幅に低下すると同時に捕集効率も向上している。
- (2) 幅広 ($W/R=0.27$) のガイドベーンを取付けた Type II - L サイクロンでは、従来サイクロンに比べて、圧力損失が顕著に低下しているが、捕集効率には悪影響を及ぼしていない。

6. 実機プレヒータでの使用状況

模型サイクロンによるテスト段階を経て、現在までに10基以上の実機プレヒータについて、下段サイクロンを除く上段および中段サイクロン、または中段サイクロンのみにガイドベーンを取り付けて使用している。下段サイクロンについては、最高温部のため耐熱的に不安であり、操業上もコーティングの付着が懸念されることから、万一のトラブルを避けるためガイドベーンの使用を見合せている。古いものは1980年以来丁度3年を経過するが、熱変形や摩耗などの異常もなく、耐久性の面で問題のないこと、およびガイドベーン裏面への原料コーティングの付着など操業面での問題もないことを確認している。ただし実機においては、操業状態が種々の要因により変動すること、および計測上の制約を伴うことなどにより、個々のサイクロンに対する単独の効果を明確に把握することは極めて困難である。以下には、実機での使用例におけるプレヒータ全体に対しての効果の一例を紹介する。

Table 5 サスペンションプレヒータの仕様

Type	4-stages cyclone type preheater with DD Furnace
No. of Cyclone × Dia	
1 st stage	4×3.8 m ^φ
2 nd stage	2×5.5 m ^φ
3 rd stage	2×5.9 m ^φ
4 th stage	2×5.9 m ^φ

介する。

6.1 実機プレヒータの要目

Table 5 に要目を記載の既設サスペンションプレヒータを改造し、第2段および第3段サイクロンにガイドベーンを設置した。

サイクロンの形状は、第1段が模型サイクロンの Type I - L と、また第2～4段は Type II - L とほぼ相似形で、第2段及び第3段に取付けたガイドベーンの幅は、夫々730 mm および800 mm である。

6.2 運転結果

Table 6 サスペンションプレヒータの主要運転データ

Performance	Before applying guide vane	After applying guide vane
Clinker production rate (t/h)	165	180
Rotating speed of IDF (rpm)	850	870
Ampere of IDF motor (A)	154	168
Exhaust gas volume (Nm ³ /min)	3710	4070
Exhaust gas temperature (°C)	391	390
Static pressure (mmAq)		
Inlet of I.D.F	-565	-559
Outlet of DD Furnace	-107	-95
Pressure loss between outlet of DD Furnace and inlet of IDF (mmAq)	458	464

ガイドベーンの取付前後におけるサスペンションプレヒータの主要運転データを Table 6 に示す。なお、排ガス量は上段サイクロンから排風機までの排ガスダクトの直管部において、JIS Z 8808 “排ガス中のダスト濃度の測定方法”に記載の方法に準じて測定した。

運転は排風機の入口静圧がほぼ同じとなるようにクリンカ生産量を増して行なわれた。すなわち排ガス量測定値は生産量にほぼ比例して増加しているにもかかわらず、プレヒータ全体の圧力損失はほとんど変化していない。

プレヒータを同一能力で運転した場合において、ガス流に旋回が含まれない仮焼炉出口から排風機入口までの圧力損失の低減量をガイドベーンによる効果とするのが適当であるが、この使用例ではガイドベーン取付前と同一能力で操業した場合に、排風機入口静圧がガイドベーン取付により約12%低減する効果が得られた。

7. 考 察

7.1 圧力損失低減のメカニズムについて

ガイドベーン付サイクロンの圧力損失は、次の3つの要因にもとづき低減するものと考えられる。

- (1) 入口部における気流の衝突の減少
- (2) サイクロン内の流速の低下
- (3) サイクロン内の気流旋回々数の減少

まず、従来のサイクロンにおいては入口ダクトから流入してサイクロン内をひとまわりしてきた気流は、入口ダクトから入ってくる新たな気流に対して斜め方向から吹きつけるように当り、入口ダクトから流入する気流がサイクロン周壁側に押し流されるようないわゆる“縮流現象”が生じる。そのためサイクロンの直胴部周壁面では入口ダクト部分よりも流速が増大し、これに伴って圧力損失が増大する。これに対してガイドベーン付サイクロンでは、Fig. 2 に示すように入口ダクトから流入してサイクロン内をひとまわりしてきた気流は、ガイドベーンに案内されて新たに流入してくる気流と平行な方向に規制されて流れる。その結果、前記の縮流現象が緩和され、入口部における気流の衝突とサイクロン内の流速の増加を抑制できる。Table 2 に示すように、サイクロンのタイプのちがいににより圧損低減効果が異なるのは、サイクロンの形状によって縮流の程度に差があるためと考えられる。

次に、サイクロン内での流速の低下は大きな流路断面積を必要とし、気流の下降および上昇時の水平面に対する旋回角度が大きくなると同時に内向流が増加し、気流の旋回々数が減少して圧力損失の低下に貢献するものと

思われる。

ガイドベーンの上端に設けた間隙は、入口ダクトの上部において縮流現象を残し、下部においては縮流現象を防止する役目を持つ。したがって、Fig. 7 においてガイドベーンの上部間隙の増大と共に、サイクロンの圧損がほぼ一定となるのは、入口部における気流の衝突にもとづく圧力損失の増加と旋回々数の減少による圧力損失の低下とが相殺されるためと考えられる。

また、サイクロン内での気流の旋回角度の増加は、排出ダクト内気流の旋回角度を大きくし、排出ダクト内における圧力損失も低減させる。

7.2 捕集効率向上のメカニズム

ガイドベーン付サイクロンの捕集効率を向上させる要因として、次の3つが考えられる。

- (1) サイクロン内壁面を旋回下降する捕集粉の再飛散の減少
- (2) 気流の反転時に生じる捕集粉の再飛散の減少
- (3) サイクロン入口気流の整流効果

まず、サイクロン内において、気流から分離されて壁面を旋回下降する捕集粉の一部は旋回気流中へ再飛散するが、ガイドベーンに衝突して捕集粉が下方へ案内されると共に、壁面流速が低下するため再飛散の程度が軽減され、従来の高濃度サイクロンにおいて入口風速が低下した場合と同様に捕集効率が向上する。また、従来サイクロンの直筒部上端付近に発生する2次流れが、ガイドベーンの上部間隙から流出する気流により抑制されて、同様に捕集粉の再飛散が軽減されるものと考えられる。さらに、サイクロン内の気流の旋回角度が大きくなり、サイクロンの下端における気流の軸方向反転速度が大きくなるため、この部分に停滞して再飛散しがちな捕集粉を効率良く振り落せるものと考えられる。なお、サスペンションプレヒータのようにサイクロンを多段に組合せて使用する場合には、下方のサイクロンへ設置したガイドベーンの効果により接続ダクト内の残存旋回流が弱まり、上方のサイクロンへは比較的整流された気流が導入されるようになるため捕集効率が向上する。

7.3 小型冷間テスト結果と大型熱間テスト結果との相関性について

ガイドベーンの効果について、小型冷間テスト結果と大型熱間テスト結果との比較から、次の関係が考えられる。

- (1) 高温・大型化すると共に、サイクロンの圧損低減率は大きくなる。
- (2) 捕集効率の向上効果は、高温・大型化した場合でもほとんど同じである。

まず、圧損低減効果については、両テスト共重量混合比を1.0として行なったものであるが、無負荷時（空気のみを通した場合）におけるガイドベーンの圧損低減効果が負荷時（粉末供給時）よりも大きいことから、容積混合比が小さくなる高温での使用の場合に、ガイドベーンの設定による圧損低減率が大きくなるものと考えられる。

また、高温・大型化した場合の捕集効率に及ぼすガイドベーンの効果については、7.2 節に示した要因に同じと考えられる。

8. 高性能サイクロンの特徴

上述の高性能サイクロンをサスペンションプレヒータに適用する場合の一般的特徴を以下に要約する。

- (1) サイクロン本体および接続ダクトにおいても圧力損失が低下する。
- (2) 捕集効率が改善されるため、焼成システムでの燃料消費はわずかながらも減少傾向となる。
- (3) サイクロンを小型化しても捕集効率の低下および圧力損失の増加が、従来サイクロンに比べて少ないので新設設備に対しては、熱経済性を損なうことなく小型化できる。
- (4) 構造が簡単で改造が容易に行なえる。

このような特徴を生かして、既設のサスペンションプレヒータを対象に次の目的で使用する事ができる。

- (a) 排風機駆動力の低減（生産能力が一定の場合）
- (b) 生産能力の増加

クリンカ焼成工程の能力が、排風機の能力により制限されている場合には、ガイドベーンを取り付けることにより生産能力を増加でき、これに伴って燃料消費量も低減する。

(c) 設備変更による増加圧力損失の吸収

仮焼炉の追加による予熱方式の変更、熱交換段数の追加、或いは排熱ボイラーの設置などによる設備変更の際の圧力損失の増加分を、ガイドベーンの取り付けにより吸収し、排風機の改造を不要とするか、改造規模を小さくできる。

9. 結 言

サスペンションプレヒータを構成するサイクロンの低圧損化および高捕集効率化を達成するため、サイクロン入口に取り付けるガイドベーンの形状および寸法などについて実験的に検討し、ガイドベーンの上部に間隙を設けることにより、両者の改善が可能であることを示した。さらに、ガイドベーンの最適寸法としては、① $W/R=0.1\sim0.3$ 、② $H/h=1.0\sim L/h$ 、③ $e/h\approx 0.2$ であることを把握した。また、大型模型サイクロンにより250℃の高温下でのガイドベーン効果の確認実験を行ない、小型模型による冷間テスト結果とほぼ同様の効果が得られた。このような段階を経た後、実機プレヒータでの性能実証を行ない、ガイドベーンの取り付けにより排風機入口静圧が約12%低減する効果を確認し、実用化を達成した。

使 用 記 号

e : ガイドベーン上端の間隙	[m]	R : サイクロン直筒部半径	[m]
H : ガイドベーンの高さ	[m]	u_i : サイクロン入口平均流速	[m/s]
h : 入口ダクトの高さ	[m]	W : ガイドベーンの幅	[m]
L : サイクロン直筒部高さ	[m]	γ : サイクロン入口混合比	[kg/kg]
l : 内筒の長さ	[m]		

引 用 文 献

- 1) 松田雄市, 藤沢哲夫, 小浜弘幸, 奥田聡: 高濃度サイクロンの性能に関する研究, 昭和51年度粉体工学春期例会講演要旨集, p. 51 (1976)
- 2) 松田雄市, 谷岡隆, 小浜弘幸: 大型サイクロンの経験と理論について, 粉体工学会第18回夏期シンポジウム講演要旨集, p. 61 (1982)
- 3) 上滝具貞, 金原清, 若菜宏啓, 柴原昌宏: 各種サイクロン分離器の比較実験, 粉砕, 14, 30 (1969—8)

Energy Saving in a Suspension Preheater
—Development of a High Performance Cyclone—

by

Tetsuo FUJISAWA* and Takashi TANIOKA**

(* No. 3 Engineering Dept. of Engineering Division, KOBE STEEL, LTD.)
(** Mechanical Engineering Research Laboratory, KOBE STEEL, LTD.)

In order to achieve energy saving in a suspension preheater consisting of multiple stages of cyclones in a dry cement burning process, the performance of a cyclone with an inlet guide vane has been studied.

Lower pressure loss as well as higher collection efficiency have been attained simultaneously by means of a suitable guide vane with top clearance provided in a small scale cyclone by the use of ambient temperature air. Furthermore, similar performance has been confirmed in a large scale cyclone by use of 250°C air.

Based on these test results, inlet guide vanes have been applied to the cyclones for several units of existing suspension preheaters in cement industries. The pressure loss reduction rate in the total cement burning system is about 12% in one typical installation.

List of Figures and Tables

Fig. 1 Flow diagram of cement burning system
(DD process)

Fig. 2 Basic construction of High Performance Cyclone

Fig. 3 Flow diagram of cold test apparatus for small scale cyclone model

Fig. 4 Dimension of small scale test cyclone

Fig. 5 Effect of guide vane width on cyclone performance

Fig. 6 Effect of guide vane height on cyclone performance

Fig. 7 Effect of guide vane top clearance on cyclone performance

Fig. 8 Effect of thimble length on cyclone performance

Fig. 9 Flow diagram of hot test apparatus for

large scale cyclone model

Fig. 10 General view of hot test apparatus

Fig. 11 Dimension of large scale test cyclone

Table 1 Auxiliary equipment specification of cold test apparatus

Table 2 Performance of small scale cyclone model by cold test with and without guide vane

Table 3 Auxiliary equipment specification of hot test apparatus

Table 4 Performance of large scale cyclone model by hot test with and without guide vane

Table 5 Specification of suspension preheater

Table 6 Principal operating data of suspension preheater