

概要シート

対策名	121222 ボイラー排ガスによる燃焼空気予熱
対策タイプ	部分更新・機能追加
対象業種	<div style="display: inline-block; border: 1px solid black; padding: 2px;">産業用</div> <div style="display: inline-block; border: 1px solid black; padding: 2px; margin-left: 10px;">業務用</div>
分類	蒸気システム
目的	燃焼排ガスの顕熱を利用して燃焼用空気を加熱することにより燃焼排ガス損失を低減し、ボイラーにて使用する燃料量を削減する。
対策技術の概要	エコマイザーまたは燃焼空気予熱器による燃焼排ガスの顕熱回収を実施しないと、ボイラーの熱効率は低下し 88%程度となる。その熱損失量（12%）の殆どが燃焼排ガスによる排出損失（10%）であり、エコマイザーを導入して給水加熱に流用することで、大きな省エネ効果が期待できる。ただし、蒸気を利用した脱気操作によりボイラーの給水温度が 96℃程度に上昇している場合、熱回収効果が制限される。また熱効率を上昇させる場合、燃焼空気予熱器の設置が効果的である。
補足説明	燃料中に硫黄分が含まれている場合、排ガス温度が酸露点を下回ると、硫酸腐食を生じる危険性がある。硫黄含有量および硫酸露点を確認し、出口燃焼ガス温度の設定値を決定すること。
参考図表等	[1]小若正倫『燃焼ガスによる鉄鋼材料の腐食、鉄と鋼 62 年（1976 年）』 (第 8 号 p.1054、図 5 露点と硫酸蒸気濃度との関係)

計測シート

対策名	121222 ボイラー排ガスによる燃焼空気予熱
対象タイプ	部分更新・機能追加
対象業種	産業用 業務用
分類	蒸気システム
目的	燃焼排ガスの顕熱を利用して燃焼用空気を加熱することにより燃焼排ガス損失を低減し、ボイラーにて使用する燃料量を削減する。
フロー図と計測箇所	<p style="text-align: center;">図1. 小型ボイラー 計測位置およびデータ</p>
計測装置	<p>過剰空気率および熱効率を計算する根拠となる①出口燃焼排ガス温度 (°C) と②燃焼排ガスの酸素濃度 (vol%) を正確に測定するとともに、ボイラーの運転負荷率および運転時間による影響を分析するために必要な下記データを計測記録または入手する。</p> <p>給水温度 (°C) 給水量 (kg/h) 発生蒸気圧力 (MPa) 連続ブロー率 (%) 燃料種類および単価 運転時間 (h)</p>
計測留意事項	<ol style="list-style-type: none"> 燃焼排ガスの酸素濃度 (vol%) は、測定に使用する計器および方法により酸素濃度の基準となる燃焼排ガスが異なるため、湿り燃焼排ガス基準なのか乾き燃焼排ガス基準であるか確認し分析へ反映する。 漏れ込空気、流れ分布および温度分布等の影響を受けない位置に各計器が設置されていることを確認する。 負荷変動が大きい運転を行っている場合、今後予想される運転負荷に最も近い運転にてデータを入手できる時期に計測記録を実施する。

計測シート

補足説明	計測機器のドリフト（一定の環境条件の下で、測定量以外の影響によって生じる計測器の特性の緩やかで継続的なずれ）、安定性（計測器またはその要素の特性が、時間の経過または影響量の変化に対して一定で変わらない程度もしくは度合い）、経年変化（長期の時間経過に伴って生じる計測器またはその要素の特性の変化）による誤差を回避するために、計測に使用する計器類の校正記録および取扱要領書を入手し、精度および計測における注意点を理解し、計測の精度を CO ₂ 削減効果の安全率設定へ反映する。
用語説明	無し

算定シート

対策名	121222 ボイラー排ガスによる燃焼空気予熱（給水予熱器無し）
対策タイプ	部分更新・機能追加
対象業種	<div style="display: inline-block; border: 1px solid black; padding: 2px;">産業用</div> <div style="display: inline-block; border: 1px solid black; padding: 2px; margin-left: 10px;">業務用</div>
分類	蒸気システム
目的	燃焼排ガスの顕熱を利用して燃焼用空気を加熱することにより燃焼排ガス損失を低減し、ボイラーにて使用する燃料を削減する。
計算条件	<p>既設ボイラー</p> <p>*計測記録したデータ、他のデータは参考資料から求める（[1][2]等は出典・参考資料の番号）。</p> <p>給水温度 : 25°C*</p> <p>給水量 : 2,625kg/h*</p> <p>発生蒸気圧力: 0.9MPa*</p> <p>発生蒸気温度: 175.3°C</p> <p>発生蒸気量 : 2,500kg/h</p> <p>連続ブロー率: 5%*</p> <p>燃料 : 都市ガス 13A*</p> <p>低位発熱量 : 40.6MJ/m³=40,600kJ/ m³=40.6GJ/1,000m³[2]</p> <p>高位発熱量 : 44.8MJ/ m³=44,800kJ/ m³=44.8GJ/1,000 m³[3]</p> <p>湿り排ガスの酸素濃度 : 3.2%*</p> <p>出口燃焼排ガス温度 : 263°C*</p> <p>燃焼空気温度 : 25°C*</p> <p>二酸化炭素排出係数 : 2.23tCO₂/1,000m³ [3]</p> <p>原油換算係数: 0.0258kL/GJ</p> <p>給水エンタルピー : 104.91kJ/kg[1]</p> <p>飽和水エンタルピー : 742.72kJ/kg[1]</p> <p>飽和蒸気エンタルピー: 2773.04kJ/kg[1]</p> <p>エネルギー単価 : 76,000 円/1,000m³[5]</p> <p>運転時間 : 2,080 時間/年 (=8 時間/日×260 日/年) *</p> <p>導入する空気予熱器</p> <p>出口燃焼排ガス温度 : 108°C</p> <p>その他 : 既設ボイラーと同じ</p>
計算方法	<p>給水流量と連続ブロー率から発生蒸気量を求め、蒸気表より出口蒸気圧力における飽和蒸気、飽和水および供給水のエンタルピーを求め、燃料流量を計算する。</p> <p>出口燃焼排ガス温度 263°Cおよび湿り排ガスの酸素濃度 3.2%より、既設ボイラーは過剰空気率 20%、熱効率 88%にて運転されている。</p> <p>空気予熱器導入後のボイラー効率を 95%とする。</p>

算定シート

既設ボイラー

蒸気流量は連続ブロー率が5%であるので

$$2,625\text{kg/h}/1.05 = 2,500\text{kg/h}$$

燃料流量

蒸気生成に使用される燃料流量

$$\begin{aligned} & (2773.04\text{kJ/kg} - 104.91\text{kJ/kg}) \times 2,500\text{kg/h} \\ & \div (40,600\text{kJ/m}^3 \times 0.88) \\ & = 186.7 \text{ m}^3/\text{h} \end{aligned}$$

連続ブローに使用される燃料流量

$$\begin{aligned} & (742.72\text{kJ/kg} - 104.91\text{kJ/kg}) \times 125\text{kg/h} \\ & \div (40,600\text{kJ/m}^3 \times 0.88) \\ & = 2.2 \text{ m}^3/\text{h} \end{aligned}$$

$$\text{燃料流量} = 186.7 \text{ m}^3/\text{h} + 2.2 \text{ m}^3/\text{h} = 188.9 \text{ m}^3/\text{h}$$

空気予熱器の導入

出口燃焼排ガス温度 108°Cにおける熱効率は95.5%（放熱損失0.5%）となる。

燃料流量

蒸気生成に使用される燃料流量

$$\begin{aligned} & (2773.04\text{kJ/kg} - 104.91\text{kJ/kg}) \times 2,500\text{kg/h} \\ & \div (40,600\text{kJ/m}^3 \times 0.95) \\ & = 172.9 \text{ Nm}^3/\text{h} \end{aligned}$$

連続ブローに使用される燃料流量

$$\begin{aligned} & (742.72\text{kJ/kg} - 104.91\text{kJ/kg}) \times 125\text{kg/h} \\ & \div (40,600\text{kJ/m}^3 \times 0.95) \\ & = 2.1 \text{ Nm}^3/\text{h} \end{aligned}$$

$$\text{合計燃料流量} = 172.9 \text{ m}^3/\text{h} + 2.1 \text{ m}^3/\text{h} = 175.0 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\begin{aligned} \text{燃料削減量} & = (188.9 \text{ m}^3/\text{hr} - 175.0 \text{ m}^3/\text{h}) \times 2,080\text{h}/\text{年} \\ & = 28,910 \text{ m}^3/\text{年} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{原油換算削減量} & = 28,910\text{m}^3/\text{年} \times 44.8\text{GJ}/1,000\text{m}^3 \times 0.0258\text{kL}/\text{GJ} \\ & = 33.4\text{kL}/\text{年} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{CO}_2 \text{削減量} & = 28,910\text{Nm}^3/\text{年} \times 2.23\text{tCO}_2/1,000 \text{ m}^3 \\ & = 64.5\text{tCO}_2/\text{年} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{燃料費削減金額} & = 28,910\text{Nm}^3/\text{年} \times 76,000 \text{ 円}/1,000\text{m}^3 \\ & = 2,197,000 \text{ 円}/\text{年} \end{aligned}$$

算定シート

	単位	効果	備考
効果	① 購入電力削減量	—	—
	② 原油換算削減量	kL/年	33.4
	③ CO ₂ 削減量	tCO ₂ /年	64.5
	④ 削減金額	千円/年	2,197
測定/取得データ	1. 計算条件および計測シートを参照のこと。		
留意事項	<p>1. ボイラーの運転状況（起動停止、運転時間、負荷変動等）および都市ガスの月別使用量入手し、計算条件の妥当性を確認すること。</p> <p>2. 空気予熱器における圧力損失が付加されるため押込みおよび誘因送風機の性能上の制約（吐出圧力と必要動力）に関する検討、燃焼空気温度の上昇に起因する燃焼排ガス中のNO_x濃度上昇に関する検討を行うこと。</p>		
参考資料	<p>[1]蒸気表、1999年（日本機械学会）</p> <p>[2]『貫流ボイラ性能表示ガイドライン』2017年（日本小型貫流ボイラー協会）</p> <p>[3]特定排出者の事業活動に伴う温室効果ガスの排出量の算定に関する省令（平成18年経済産業省、環境省令第三号） 温室効果ガス排出量算定・報告・公表制度、算定・報告・公表制度における算定方法・排出係数一覧</p> <p>[4]電気事業者別排出係数（特定排出者の温室効果ガス排出量算定用：平成28年度実績）、平成29年12月</p> <p>[5]東京ガス(株)の東京地区ガス料金表</p>		
参考図表等	無し		

算定シート

対策名	121222 ボイラー排ガスによる燃焼空気予熱（給水予熱器付き）
対策タイプ	部分更新・機能追加
対象業種	産業用 業務用
分類	蒸気システム
目的	燃焼排ガスの顕熱を利用して燃焼用空気を加熱することにより燃焼排ガス損失を低減し、ボイラーにて使用する燃料量を削減する。
計算条件	<p>*計測記録したデータ、他のデータは参考資料から求める（[1]、[2]・・・[5]は出典・参考資料の番号を示す）。</p> <p>既設ボイラー</p> <p>給水温度 : 25℃*</p> <p>給水量 : 2,625kg/h*</p> <p>発生蒸気圧力 : 0.9MPa*</p> <p>発生蒸気温度 : 175.3℃</p> <p>発生蒸気量 : 2,500kg/h</p> <p>連続ブロー率 : 5%*</p> <p>燃料 : 都市ガス 13A*</p> <p>低位発熱量 : 40.6MJ/ m³=40,600kJ/ m³=40.6GJ/1,000m³[2]</p> <p>高位発熱量 : 44.8MJ/ m³=44,800kJ/m³=44.8GJ/1,000m³[3]</p> <p>湿り排ガスの酸素濃度 : 3.2%*</p> <p>出口燃焼排ガス温度 : 168℃* （熱効率 92.6% 放熱損失 0.5%）</p> <p>燃焼空気温度 : 25℃*</p> <p>二酸化炭素排出係数 : 2.23tCO₂/1,000 Nm³[3]</p> <p>原油換算係数 : 0.0258kL/GJ</p> <p>給水エンタルピー : 104.91kJ/kg[1]</p> <p>飽和水エンタルピー : 742.72kJ/kg[1]</p> <p>飽和蒸気エンタルピー : 2773.04kJ/kg[1]</p> <p>エネルギー単価 : 76,000 円/1,000m³[5]</p> <p>運転時間 : 2,080 時間/年 (=8 時間/日×260 日/年) *</p> <p>導入空気予熱器</p> <p>出口燃焼排ガス温度 : 108℃（熱効率 95.5% 放熱損失 0.5%）</p> <p>その他 : 既設ボイラーと同じ</p>
計算方法	<p>給水流量と連続ブロー率から発生蒸気量を求め、蒸気表より出口蒸気圧力における飽和蒸気、飽和水および供給水のエンタルピーを利用し燃料流量を計算する。</p> <p>出口燃焼排ガス温度 168℃および湿り排ガスの酸素濃度 3.2%より、既設のボイラーは過剰空気率 20%、熱効率 92.6%で運転されている。</p> <p>空気予熱器の導入によって、効率は 95.5%に向上する。</p>

算定シート

既設ボイラー

蒸気流量は連続ブロー率が5%であるので

$$2,625\text{kg/h} \div 1.05 = 2,500\text{kg/h}$$

燃料流量

蒸気生成に使用される燃料流量

$$\begin{aligned} & (2773.04\text{kJ/kg} - 104.91\text{kJ/kg}) \times 2,500\text{kg/h} \\ & \div (40,600\text{kJ/m}^3 \times 0.926) \\ & = 177.4 \text{ m}^3/\text{h} \end{aligned}$$

連続ブローに使用される燃料流量

$$\begin{aligned} & (742.72\text{kJ/kg} - 104.91\text{kJ/kg}) \times 125\text{kg/h} \\ & \div (40,600\text{kJ/m}^3 \times 0.926) \\ & = 2.1\text{m}^3/\text{h} \end{aligned}$$

$$\text{合計燃料流量} = 177.4 \text{ m}^3/\text{h} + 2.1\text{m}^3/\text{h} = 179.5 \text{ m}^3/\text{h}$$

空気予熱器の導入

出口燃焼排ガス温度 108°Cにおける熱効率は燃焼計算に基づき 95.5% (放熱損失 0.5%を含む) となる。

燃料流量

蒸気生成に使用される燃料流量

$$\begin{aligned} & (2773.04\text{kJ/kg} - 104.91\text{kJ/kg}) \times 2,500\text{kg/h} \\ & \div (40,600\text{kJ/m}^3 \times 0.955) \\ & = 172.0 \text{ m}^3/\text{h} \end{aligned}$$

連続ブローに使用される燃料流量

$$\begin{aligned} & (742.72\text{kJ/kg} - 104.91\text{kJ/kg}) \times 125\text{kg/h} \\ & \div (40,600\text{kJ/Nm}^3 \times 0.955) \\ & = 2.1 \text{ m}^3/\text{h} \end{aligned}$$

$$\text{合計燃料流量} = 172.0 \text{ m}^3/\text{h} + 2.1 \text{ m}^3/\text{h} = 174.1 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\begin{aligned} \text{燃料削減量} & = (179.5\text{m}^3/\text{hr} - 174.1\text{m}^3/\text{h}) \times 2,080\text{h}/\text{年} \\ & = 11,232 \text{ m}^3/\text{年} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{原油換算削減量} & = 11,232\text{m}^3/\text{年} \times 44.8\text{GJ}/1,000\text{m}^3 \times 0.0258\text{kL}/\text{GJ} \\ & = 13.0\text{kL}/\text{年} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{CO}_2 \text{削減量} & = 11,232\text{m}^3/\text{年} \times 2.23\text{tCO}_2/1,000 \text{ m}^3 \\ & = 25.0\text{tCO}_2/\text{年} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{燃料費削減金額} & = 11,232\text{m}^3/\text{年} \times 76,000 \text{ 円}/1,000\text{m}^3 \\ & = 854,000 \text{ 円}/\text{年} \end{aligned}$$

算定シート

	単位	効果	備考
効果	① 購入電力削減量	—	—
	② 原油換算削減量	kL/年	13.0
	③ CO ₂ 削減量	tCO ₂ /年	25.0
	④ 削減金額	千円/年	854
測定/取得データ	1. 計算条件および計測シートを参照のこと。		
留意事項	1. ボイラーの運転状況（起動停止、運転時間、負荷変動等）および都市ガスの月別使用量を入手し、計算条件の妥当性を確認すること。		
参考資料	<p>[1]蒸気表、1999年（日本機械学会）</p> <p>[2]『貫流ボイラ性能表示ガイドライン』2017年（日本小型貫流ボイラー協会）</p> <p>[3]特定排出者の事業活動に伴う温室効果ガスの排出量の算定に関する省令（平成18年経済産業省、環境省令第三号） 温室効果ガス排出量算定・報告・公表制度、算定・報告・公表制度における算定方法・排出係数一覧</p> <p>[4]電気事業者別排出係数（特定排出者の温室効果ガス排出量算定用：平成28年度実績）、平成29年12月</p> <p>[5]東京ガス(株)の東京地区ガス料金表</p>		
参考図表等	無し		