

平成20年度
空気圧エネルギー評価の標準化と省エネルギー化へ
の応用に関する調査研究報告書

平成21年3月

社団法人 日本機械工業連合会
社団法人 日本フルードパワー工業会



この事業は、競輪の補助金を受けて実施したものです。

<http://ringring-keirin.jp/>



序

我が国では、標準化の重要性は以前から十分認識されており、特に機械工業においてはきわめて精巧な規格が制定されてきています。また経済の国際化に伴い、世界的規模で規格の国際共通化が進められております。

しかし、我が国の規格の中には独自で制定したものもあり、国際化の視点での見直しを行う必要性が高まっています。弊会ではこれに対応するため、従来から機械工業に係わる国内規格の国際規格との整合化事業等に取り組んで参りました。

近年、国際標準化にも新しい動きが起こり、製品を中心とした規格に加え、品質や環境などをはじめとするマネジメントに係わる規格などが制定されてきております。弊会においてもこの動きに対応し、機械安全、環境保全など機械工業におけるマネジメントにかかわる規格や、機械工業の横断的な規格についての取り組みを強化しているところです。

具体的には、国内規格と国際規格との整合を目指した諸活動、機械安全規格整備とリスクアセスメントの普及活動、各専門分野の機関・団体の協力による機種別・課題別標準化の推進などです。これらの事業成果は、日本発の国際規格への提案や国際規格と整合した日本工業規格(JIS)、団体規格の早期制定などとなって実を結ぶものであります。

こうした背景に鑑み、弊会では機械工業の標準化推進のテーマの一つとして社団法人日本フルードパワー工業会に「空気圧エネルギー評価の標準化と省エネルギー化への応用に関する調査研究」を調査委託いたしました。本報告書は、この研究成果であり、関係各位のご参考に寄与すれば幸甚です。

平成21年3月

社団法人 日本機械工業連合会
会 長 金 井 務

はしがき

平成7年に行われた京都会議では”改正省エネ法”の施行や環境税の導入が検討され、全国規模で省エネ活動が活発に行われてきており、様々な分野でそれぞれの省エネ技術の開発が盛んに行われてきています。

環境問題への対応を強く指摘したアル・ゴア元副大統領には2008年のノーベル平和賞が贈られ、今後ますます省エネと環境問題に焦点が当てられると思われれます。このような背景の下、FAで多くのエネルギーを消費している空気圧システムは、省エネ化を迫られています。また、平成20年に行われた洞爺湖サミットでは日本は世界に先駆け、数値目標を掲げ炭酸ガス及び地球温暖化効果のある各種のガスの放出量の削減を提案しています。

空気圧システムは容易に利用が可能で、初期投資もそれほどかからないなどの特徴を有していますが、設計や運用法によっては、かなりのランニングコストを必要とされるなどの指摘もあります。特に近年電動アクチュエータの高性能化に伴い、空気圧及び油圧アクチュエータが電動アクチュエータに取って代わる場も発生しています。

空気圧システムのエネルギーは、外界からの熱移動の状況により表現法が統一されていないことから、空気圧システムの省エネルギー化の比較可能な評価が困難です。これは空気圧機器・システムの省エネルギー化促進の大きなネックとなっています。省エネ法（エネルギー使用の合理化に関する判断の基準）では、空気圧システム内の空気エネルギー量は、系の熱平衡状態における有効エネルギー、すなわちエクセルギーを基準とするのが望ましいとしその導入を推奨しています。2年目となる本調査研究は、19年度に開発、試作したエクセルギーを計測する空気圧パワーメータを用いて、いくつかのフィールドテストを実施し、空気圧パワーメータ使用による評価の妥当性や効果について検討しています。また、空気圧システム業界内外での普及の基礎とするため、エクセルギーによるエネルギー評価方法の定義及び計算方法などの基本部分を、工業会規格 **JFPS 2018:2008** 「空気圧－空気圧エネルギーの表示方法」として制定しました。これにより、空気圧エネルギーの表示方法が統一され、空気圧パワーの定量的評価が可能となり、空気圧の省エネルギー化を進める上で大変に意義深いことと考えております。

本報告書に示された結果は空気圧の省エネルギー化のためには未だ十分な結果とはいえませんが今後の省エネルギー運動に重要な一歩を刻んだと思われれます。本調査研究の成果が関係各位のお役に立てれば誠に幸いです。

最後に、本研究調査の機会を与えていただいた経済産業省及び社団法人日本機械工業連合会並びに参加された社団法人日本フルードパワー工業会会員企業及び空気圧機器ユーザーの各委員のご協力の賜物と深謝致します。

平成21年3月

社団法人 日本フルードパワー工業会
会 長 小澤忠彦

事業運営組織

「空気圧エネルギー評価の標準化と省エネルギー化への応用に関する調査研究」委員会名簿

	氏名	会社名	所属部署・役職
委員長	香川 利春	東京工業大学	精密工学研究所教授・工学博士
主査	高橋 隆通	甲南電機（株）	技術部 参事
委員	妹尾 満	SMC（株）	技術研究部 主任
委員	渡邊 勇治	クロダニューマティクス（株）	テクニカルグループ長
委員	田苗 俊和	（株）コガネイ	開発部
委員	増尾 秀三	CKD（株）	生産本部開発統括部商品企画グループ グループリーダー
委員	中島 博美	（株）TAIYO	筑波工場空気圧事業部技術部部长
委員	長岐 忠則	（株）妙徳	開発担当執行役員
委員	島田 晴示	ニッタ・ムアー（株）	技術部部长
委員	両角 忠幸	（株）日本ピスコ	品質保証グループサブリーダー
委員	赤司 正明	テンコーポレーション（株）	技術顧問
委員	蔡 茂 林	北京航空航天大学	自動化科学与電気工程学院 機械電子工程系教授・工学博士
委員	柳澤 通雄	キャノン（株）	精密技術開発センター精密技術第三開発部 精密技術31開発部主任研究員
委員	梅木 耕二	トヨタ自動車（株）	メカトロシステム部 エンジニアリング室 グループ長
委員	中村 忠浩	パナソニックエレクトロニクスデバイス（株）	生産技術センター 主任技師
委員	谷口 宏次	東急車輛製造（株）	車輛事業部設計企画部（開発）主任
委員	藤野 謙司	東日本旅客鉄道（株）	JR東日本研究開発センター先端鉄道システム 開発センター新幹線車輛グループ 課長
委員	山本 円朗	東京メータ（株）	技術部 流体計測制御グループ
事務局	三浦 吉成	（社）日本フルードパワー工業会	第1技術部・部長

目 次

序	
はしがき	
事業運営組織	
調査研究の概要	1
1. 事業の背景と目的	1
2. 事業の内容	1
第1章 空気圧パワーの計測と解析・評価	2
1.1 生産現場における空気圧パワーの計測	2
1.1.1 実施計画書	2
1.1.2 フィールドテスト結果－製造装置における空気圧パワーの計測	6
1.1.3 フィールドテスト結果2－エアブローの消費エネルギー計測	15
1.2 空気圧シリンダのAPMによる評価 空気圧シリンダのAPMによる評価	20
1.2.1 はじめに	20
1.2.2 速度制御回路	20
1.2.3 メータアウト回路	21
1.2.4 メータイン回路	28
第2章 工業会規格の審議・作成	33
2.1 目的と必要性	33
2.2 工業会規格 空気圧－空気圧エネルギーの表示方法	33
2.3 利用方法	40
第3章 省エネルギーに関するアンケート調査	41
3.1 アンケート調査票	41
3.1.1 一般製造業種向け調査票	41
3.1.2 歯車加工業種向け調査票	49
3.2 調査結果	50
3.2.1 一般製造業種向け調査結果	50
3.2.2 歯車加工業種向け調査結果	79
第4章 文献・資料収集	92
4.1 中国タイヤ工場の省エネ改善事例	92
4.1.1 改善背景及び対策	92
4.1.2 改善効果	93
4.2 エアブローシステムの簡易設計計算法	97
4.2.1 代表的エアブローシステム	97

4.2.2	配管出口にバルブ(Sv)がある場合	98
4.2.3	正確な管摩擦係数	99
4.2.4	計算フローと例題	99
4.2.5	ブローノズル用配管径の概算	101
	おわりに	102

調査研究の概要

1. 事業の背景と目的

地球温暖化及びエネルギー供給問題などに起因して、事業所に対しては省エネルギー法の新たな達成目標が示され工場内での電力消費のかなりの割合を占める圧縮機を含む空気圧機器、装置及びシステムにおいても、更なるエネルギー利用効率の改善要求が強まっている。

現在、空気を供給する圧縮機においては、共用の集中動力源として設置されるため、省エネルギー対策が著しく浸透しているが、空気圧を使用する側のシステムでは多様な空気の利用法があるため、その省エネルギー対策に関しては個々のユーザーの状況に応じた局所的な効率改善に止まっている。

本事業提案は、普遍的・統合的な空気圧省エネルギー評価手段を確立し、エネルギーの測定方法及び計算方法を規格として標準化することにより、効率のよい機器・システムが優先的に選定され、競合による省エネ活動が促進されるための指針を空気圧機器・システムの製造・供給業者及び使用者に提示することを目的とする。

2. 事業の内容

平成 20 年度においては、前年度作成した評価基準及び測定器を用い、実際のフィールドで空気圧エネルギー（エアパワー）の測定実験を行い、評価基準に従った定量的評価の有効性を確認する。

(1) 生産現場等におけるエアパワーの計測

いくつかの現場において空気圧エネルギー計測を行い、その結果を基に省エネルギーレベルを分析及び評価する。

(2) 計測結果の解析・評価等

(1) の全部の結果を総合的に検討・解析し、更なる空気圧システムの省エネルギーレベル改善の方向性を検討・抽出する。

(3) 工業会規格の審議・作成

評価基準としたエクセルギーの概念を取り込んだエアパワーによる空気圧エネルギーの表示方法を、(社)日本フルードパワー工業会規格（JFPS）とするための原案を審議し作成する。

(4) エアブロー等に関するアンケート調査

現在空気消費の大きい割合を占めながら、利用形態が多岐にわたることから省エネルギー達成度のもっとも低いエアブロー関連のアンケート調査を実施し、省エネルギー化の方向性を検討する。

第1章 空気圧パワーの計測と解析・評価

1.1 生産現場における空気圧パワーの計測

本項では、実際の製造現場における空気圧設備を対象とし、現状の空気圧エネルギーの排出量、使用効率などを計測することを目的とする。また、得られた計測結果から、省エネルギーレベル改善となるような手法を検討し、可能であればその結果を反映させ、現状との比較を行う。

試験対象として、まず複数の空気圧機器が使用されている製造装置の空気圧パワーの計測、結果の考察を行う。次いで製造現場での空気消費のうち大きな割合を占めているエアブローに着目し、使用条件を変更して、消費流量、空気圧パワーの計測を行う。

1.1.1 実施計画書

(1) はじめに

現在、すでに国際社会において環境汚染が大きな問題となっており、産業界全体においても CO2 排出量削減を代表とする省エネルギー化が重要課題となっている。

その中で空気圧機器が多く使用される製造業においては、国内の電力エネルギーの約4割を消費し、そのうち15~20%を空気圧縮機の駆動電力がしめているといわれているが、現状では、空気圧縮機により作られた「空気圧エネルギー」は各分野においてさまざまな機器の動力源として使われているため、最終的にどのような形で消費されているかが把握されていない。

そこで本委員会ではフィールドテストを実施し、代表的な空気圧設備の空気圧エネルギーを計測し、それらの結果をもとに普遍的・統合的な空気圧省エネルギー評価手段を確立し、省エネルギーとなるような改善策を検討することとした。

(2) 目的

本フィールドテストでは、実際の製造現場における空気圧設備を対象とし、現状の空気圧エネルギーの排出量、使用効率などを計測することを目的とする。また、得られた計測結果から、省エネルギーレベル改善となるような手法を検討し、可能であればその結果を反映させ、現状との比較を行う。

(3) 空気圧エネルギーとは

空気圧エネルギーとは圧縮空気のもつ有効エネルギーであり、以下のような状態を表す。「大気の温度や圧力の状態を基準にとり、それらに対して相対的なエネルギーを定義したもので、圧縮空気から取り出して有効仕事に変換できるエネルギーを表す」

使用気体温度を大気温度と仮定すると空気圧エネルギーは以下の式となる。

$$P = p_a Q_a \ln \frac{P}{p_a} \dots\dots\dots(1)$$

(4) 空気圧配管系における空気圧エネルギーの評価方法

図 1.1.1 に空気圧システムにおける空気圧エネルギーの流れを示す。電力により作り出された圧縮空気のもつ空気圧エネルギーは各空気圧要素を通過するたびにエネルギーを損失し、最終的に駆動機器へ送られる。

よって空気圧配管系の空気圧エネルギーを評価するためには空気の入力、出力部だけで

なく、途中にある空気圧要素前後のエネルギーも計測する必要がある。特に式(1)を見てもわかるとおり、分岐などがない空気圧配管系の場合、圧力が変化すれば空気圧エネルギーも変化するため、圧力損失をもたらす様な空気圧要素の前後にエアパワーメータを設置することにより、より詳細な空気圧エネルギーの変化を知ることができる。

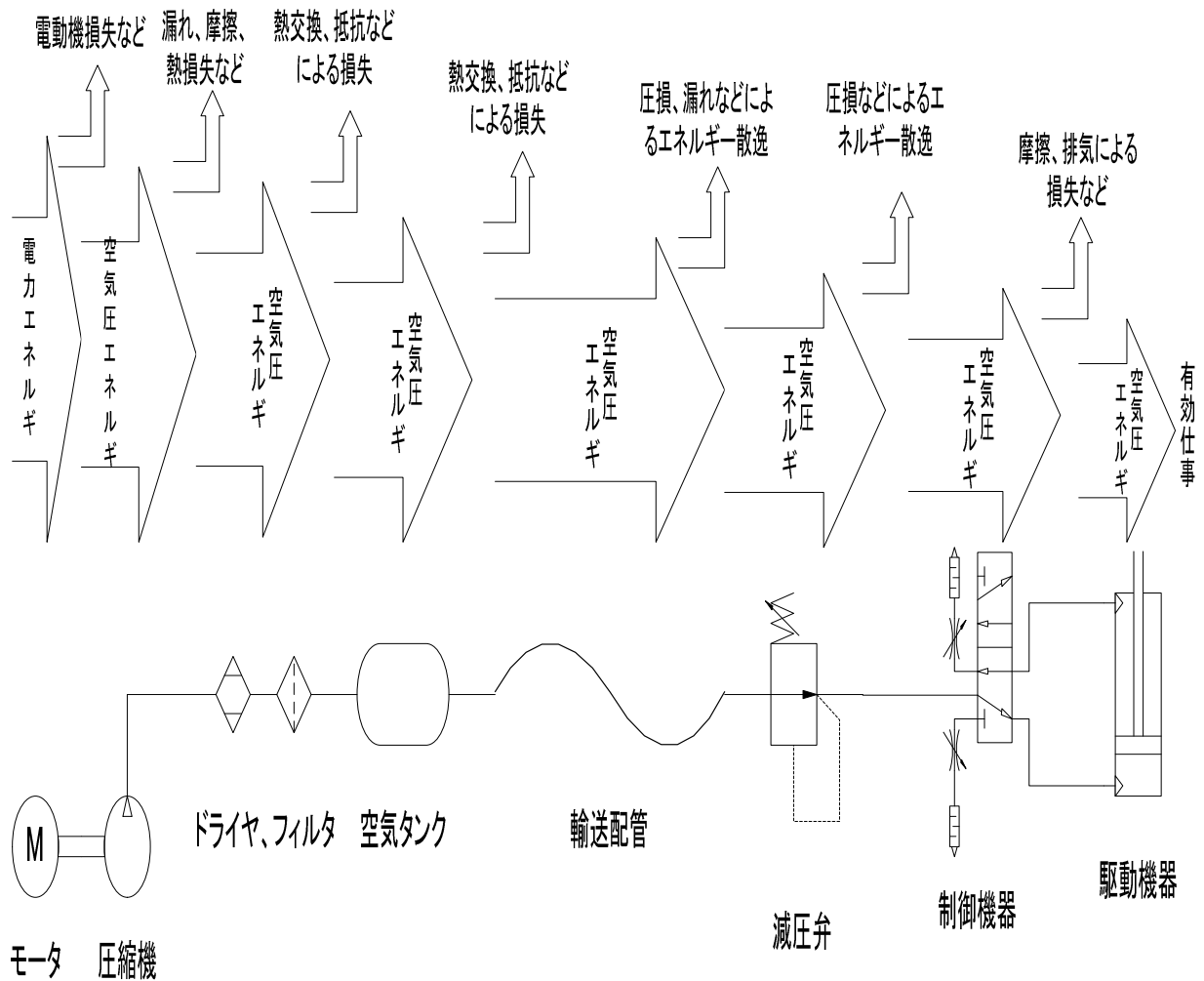


図 1.1.1 空気圧エネルギーの変化

(5) フィールドテストを行う上での理想的な空気圧設備

以下にフィールドテストを行う上での理想的な構成を示す。

- ・ 圧縮機またはメインラインから末端の駆動機器までが独立しており、不確定な流入または流出要素がない。
- ・ 圧縮機またはメインラインから末端の駆動機器までの間に数個以上の空気圧要素が存在する。
- ・ 流量を常時または周期的に消費している。
- ・ 配管経路内にエアパワーメータを設置し、計測が可能であること。

図 1.1.2 に試験回路の案を示す。末端の駆動機器は空気を消費するものであれば何でも

よく、例えばエアブローなどでもよい。

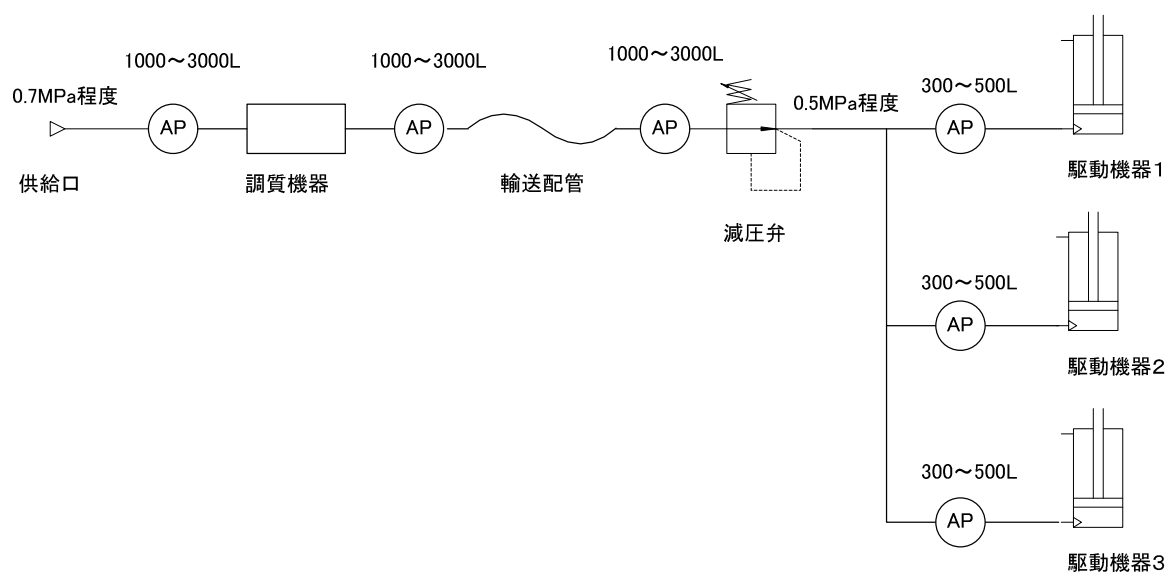


図 1.1.2 試験回路案

上記試験回路における空気圧エネルギーの評価ポイントを以下に示す。

- ・ 供給圧力は余分に高くなっていないか
- ・ 流量に見合った調質機器が選択されているか
- ・ 輸送経路が無駄に長くなっていないか、または流量に見合った配管サイズが選択されているか
- ・ 駆動機器に送られる圧力は適正値になっているか。

など

(6) 計測機器一覧

現在準備中のエアパワーメータを表 1.1.1 に示す。データ収集は基本的に PC を用いて行う。

表 1.1.1 エアパワーメータ一覧

No.	最大流量 [L/min(ANR)]	常用圧力 [MPa]	最大圧力 [MPa]	接続口径	数量
1	12000	0.5	1.0	50A	1
2	3000	0.5	1.0	25A	1
3	1000	0.5	1.0	20A	3
4	500	0.5	1.0	15A	3
5	300	0.5	1.0	15A	3

(7) 実施期間及びスケジュール

設備確認、機器設置 : 0.5~1日

計測 : 1～2日程度 (詳細は試験設備内容により決定)
 現状復帰 : 0.5～1日

表 1.1.2 試験スケジュール

実施項目	8月	9月	10月	11月	12月
計測器準備	←→				
実施事業所決定	←→				
事業所1下見、詳細打合せ		←→			
事業所2下見、詳細打合せ		←→			
試験日1			☆		
試験日2			☆		
データ整理、報告書作成				←→	

(8) 設備提供者側で用意していただくもの

- ・ AC100V 電源

1.1.2 フィールドテスト結果－製造装置における空気圧パワーの計測

(1) 目的

本フィールドテストでは、実際の製造現場における空気圧設備を対象とし、現状の空気圧エネルギーの排出量、使用効率などを計測することを目的とする。また、得られた計測結果から、省エネルギーレベル改善となるような手法を検討し、可能であればその結果を反映させ、現状との比較を行う。

(2) 試験概要

本試験では、エアパワーメータを用いて各装置供給側の圧力、流量、エアパワーの瞬時値を計測する。条件として供給圧力を数種類変更して、装置 1 サイクルあたりの消費エネルギーを計測する。

(3) 試験対象

空気圧源を主な駆動源とした製造装置を対象とし、2 種類選定した。以下に各装置の詳細を示す。

a) 小型電磁弁組立装置（接着～パレット収納ステーション）

本装置は、写真 1.1.1 に示す小型電磁弁組立・検査工程における最終工程であり、製品組立・検査後に図 1.1.3 に示す作業工程下記を行う。

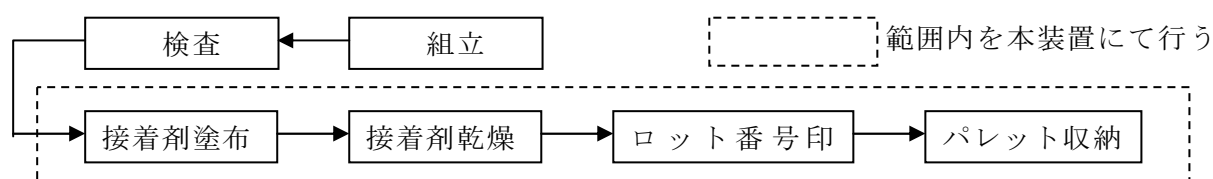


図 1.1.3 作業工程

電磁弁への接着剤塗布工程からロット印字工程まではコンベアによる搬送が行われ、パレット収納へは電動ロボットにより搬送される。空気圧シリンダ・ハンドチャックはワーククランプ・ワーク搬送用としてφ16以下のサイズが使用されており、装置の上下移動・搬送用としてφ25～φ32サイズが使用される。24時間無人稼動を行う為にパレットのストッカー装置が備えられ、パレットのクランプ・搬送用としてφ16以下サイズのシリンダが複数使用される。装置内配置図は図 1.1.4 に示す。

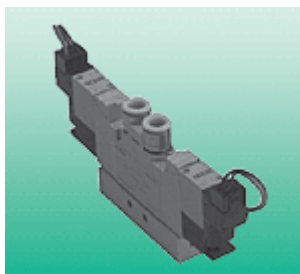


写真 1.1.1 小型電磁弁

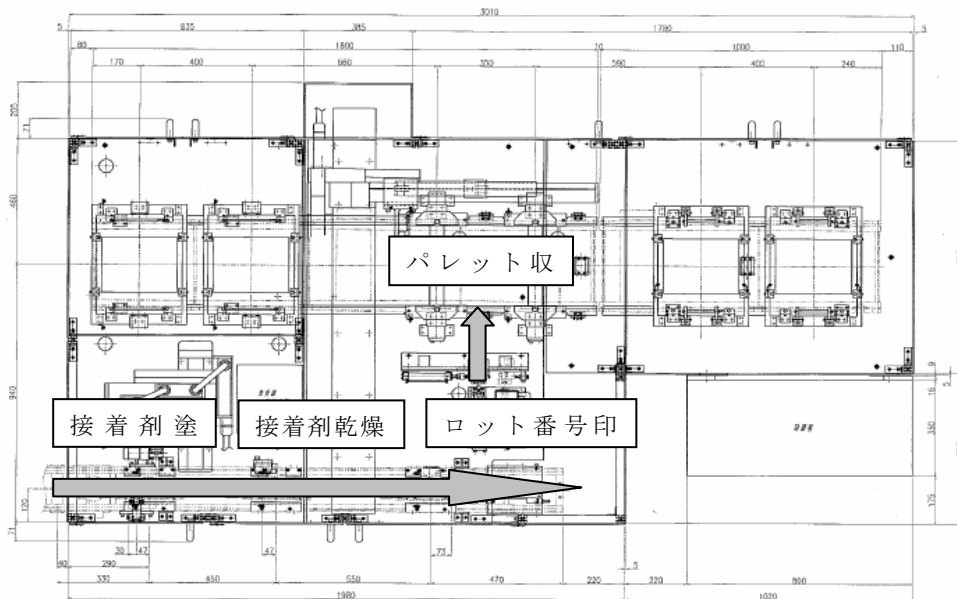


図 1.1.4 装置内配置図

b) 加工装置

本装置は電磁弁の本体加工装置であり、加工機に加えて取出し用ロボット・洗浄装置・ワーク検査装置・ワーク収納パレットを備える。

加工工程を図 1.1.5 に、加工機概要を図 1.1.6 に示す。

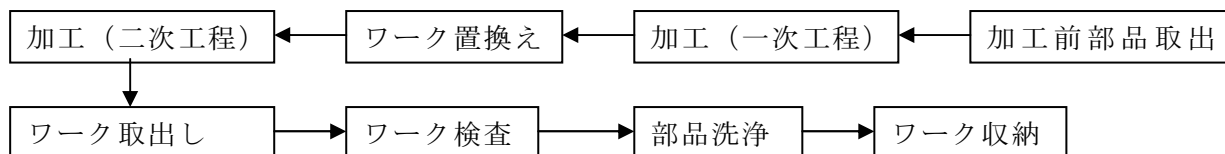


図 1.1.5 加工工程

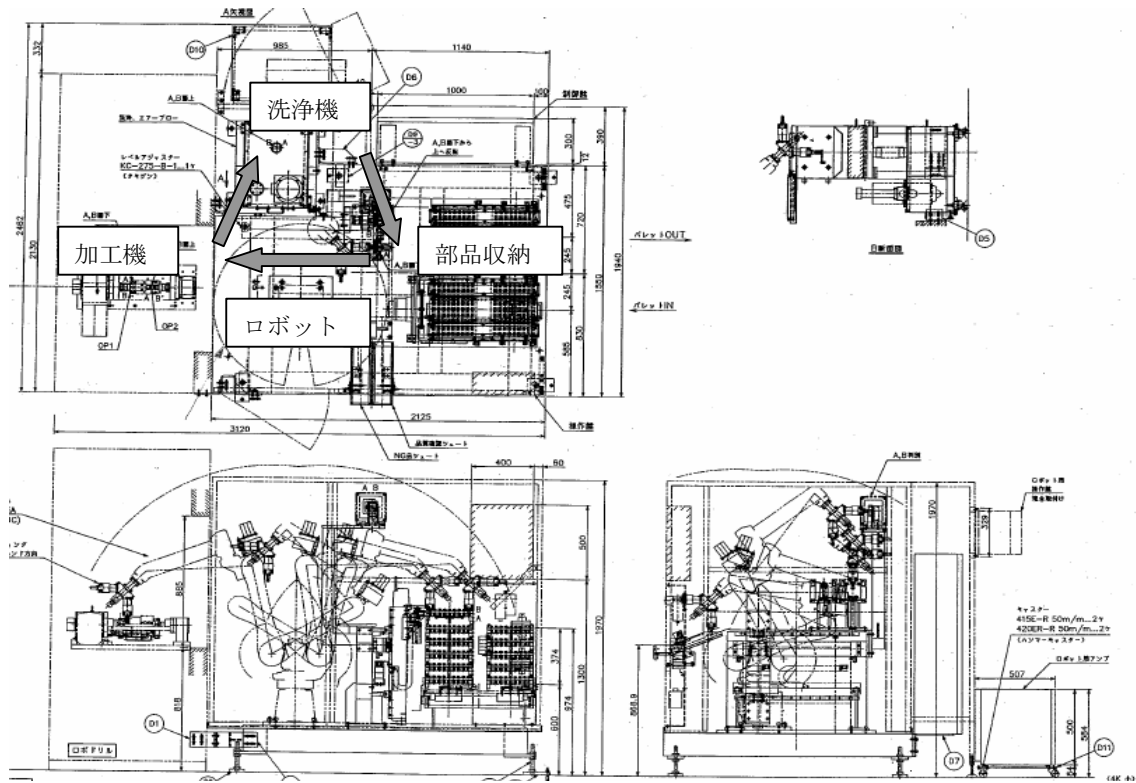


図 1.1.6 加工機概要

(4) 組立機の空気圧エネルギー計測試験

a) 試験方法

エアパワーメータを装置供給口に取り付け、計測を行なう。試験条件は以下のとおり。

供給圧力：0.35、0.4、0.45MPa

測定項目：空気圧エネルギー、圧力、流量

写真 1.1.2 にエアパワーメータ接続後の写真を、図 1.1.7 にエアパワーメータ接続部の空気圧回路を示す。両装置共に、工場配管から装置へ供給するライン内の装置直前にエアパワーメータを接続した。ただし、装置は常に稼動中であるため、供給ラインをいったん分岐させ、エアパワーメータを接続し、元のラインをハンドバルブにて遮断することにより、すべての供給空気がエアパワーメータを通過するように接続した。



写真 1.1.2 エアパワーメータ接続状態

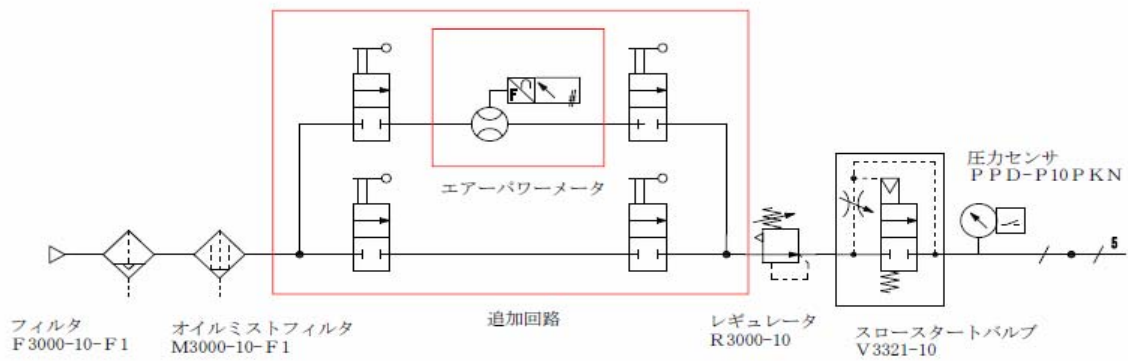
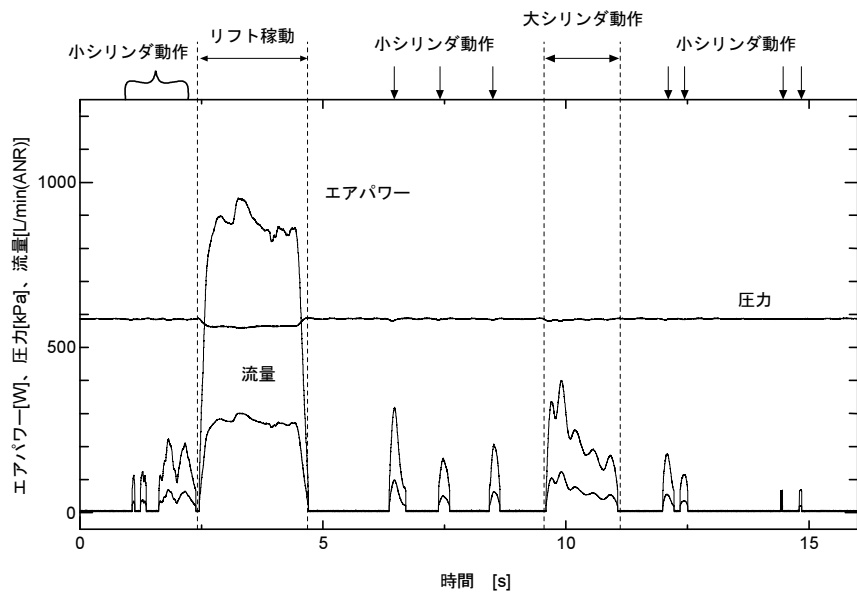


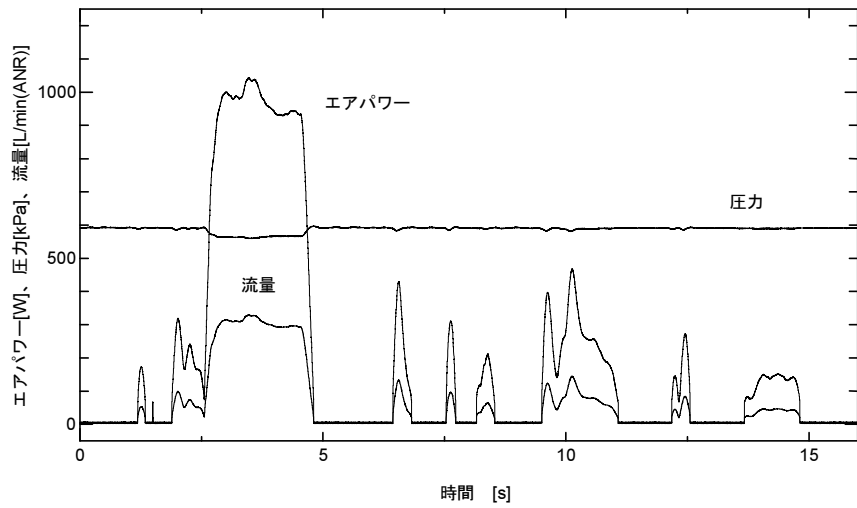
図 1.1.7 エアパワーメータ接続回路図

b) 試験結果

$P_s=0.4\text{MPa}$



$P_s=0.45\text{MPa}$



$P_s=0.3\text{MPa}$

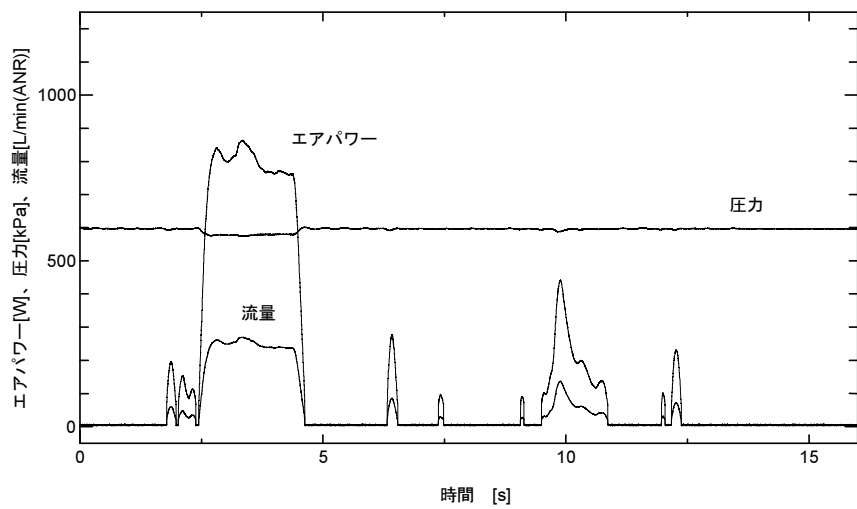


図 1.1.8 試験結果

図 1.1.8 に試験結果を示す。上から供給圧力が 0.4、0.45、0.35MPa 時の 1 サイクルの動作を表している。

まず圧力を見ると、エアパワーメータ接続箇所は装置入口であるため装置内のレギュレータで圧力を変更してもコンプレッサー側圧力は変わらないため 0.6MPa 弱で一定となった。

次に流量は、供給圧力が低くなるほど減少する傾向となった。

エアパワーについても同様に供給圧力が低くなるほど減少する傾向となった。

表 1.1.3 に空気圧エネルギー及び流量の最大瞬時値を示す。また、標準圧力 (0.4MPa) を基準とした空気圧エネルギーの変化率も併せて記載した。

供給圧力を約 0.05MPa 下げるだけで、エアパワー及び流量ともに減少しており、約 10% の削減率であった。

以上から装置構成を変更せずに供給圧力を下げるだけでも空気の消費エネルギーを減少させることが可能であることを確認した。

表 1.1.3 各測定結果の最大値

供給圧力	空気圧エネルギー	流量	空気圧エネルギー変化率
[MPa]	[W]	[L/min(ANR)]	[%]
0.4 (標準)	958	302	100.0
0.35	864	270	90.2
0.45	1044	330	109.0

(5) 加工機の空気圧エネルギー計測試験

a) 試験方法

エアパワーメータを装置供給口に取り付け、計測を行う。試験条件は以下のとおり。

供給圧力：0.35, 0.4, 0.5、0.57MPa

測定項目：空気圧エネルギー、圧力、流量

写真 1.1.3 にエアパワーメータの接続風景を、図 1.1.9 にエアパワーメータ接続部の空気圧回路を示す。組立機と同じように装置供給口とレギュレータの間を分岐させ、エアパワーメータを接続した。



写真 1.1.3 エアパワー接続状態

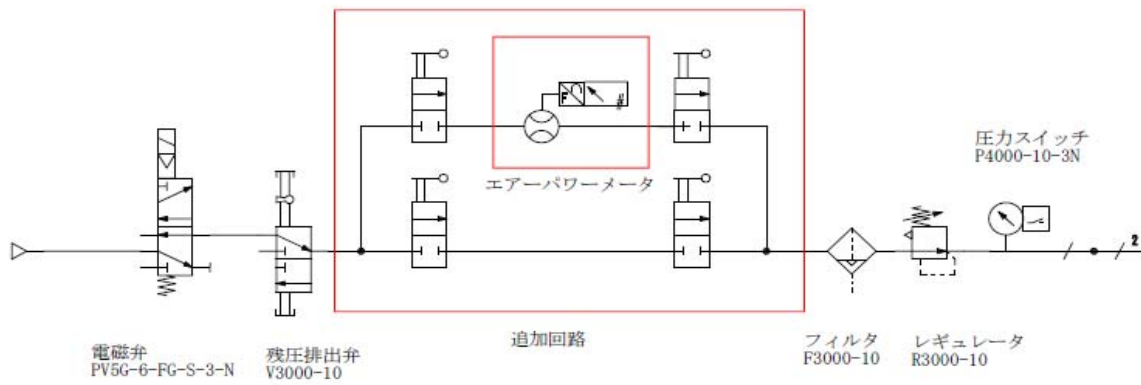


図 1.1.9 エアパワーメータ接続回路

b) 試験結果

図 1.1.10 に各圧力での測定結果を示す。加工機では、前半加工しながら適時シリンダが動作しており、加工後長時間エアブローを行なって 1 サイクル終了となる。全体を見るとシリンダ動作時のエア消費はエアブロー時の消費量に比べかなり小さく、エアブローが主な消費源であることがわかる。

しかし、本装置はエアブロー手前にもブロー専用のレギュレータを設置しているため、元圧を変化させてもエアブローの消費エネルギーはほとんど変化しなかった。

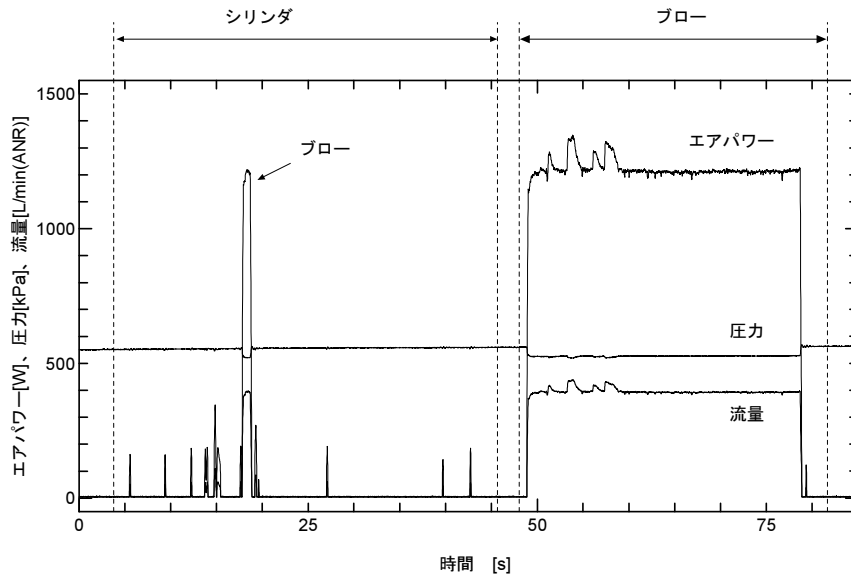


図 1.1.10-1 加工機測定結果 $P_s=0.35\text{MPa}$

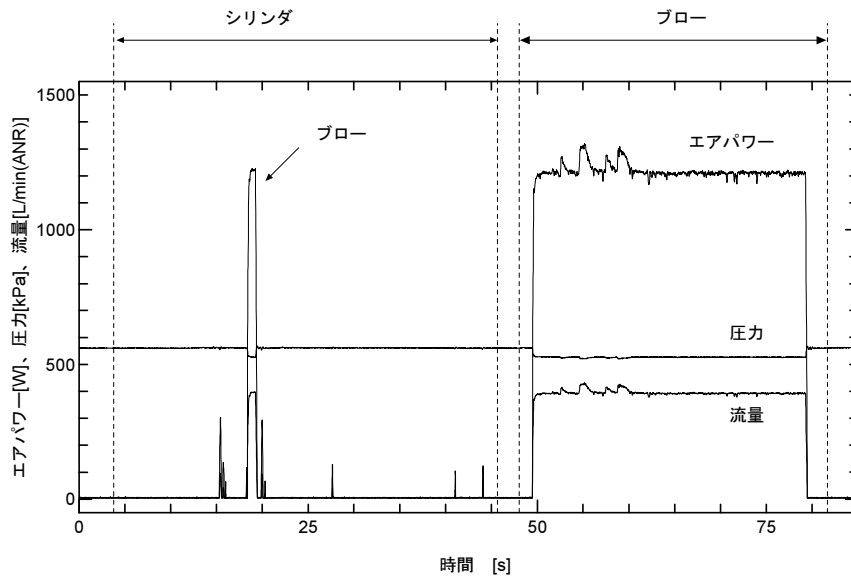


図 1.1.10-2 加工機測定結果 $P_s=0.35\text{MPa}$

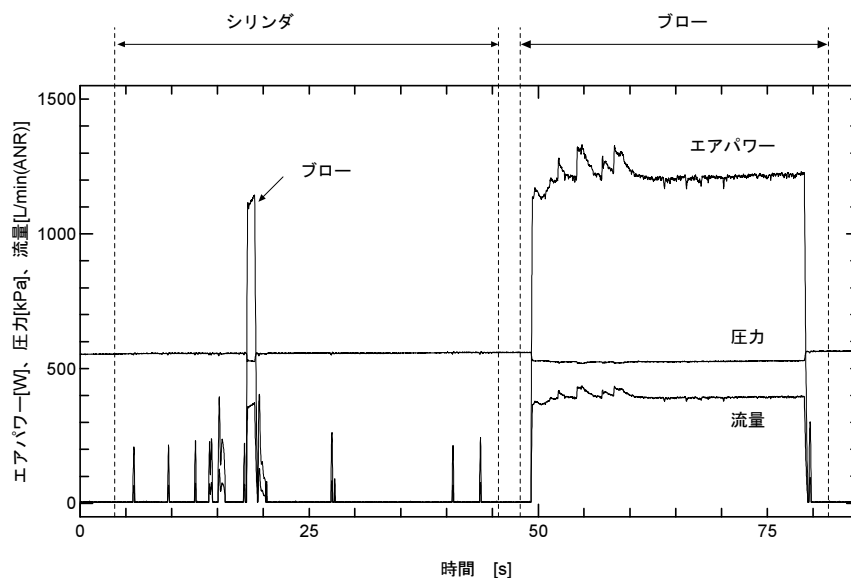


図 1.1.10-3 加工機測定結果 $P_s=0.5\text{MPa}$

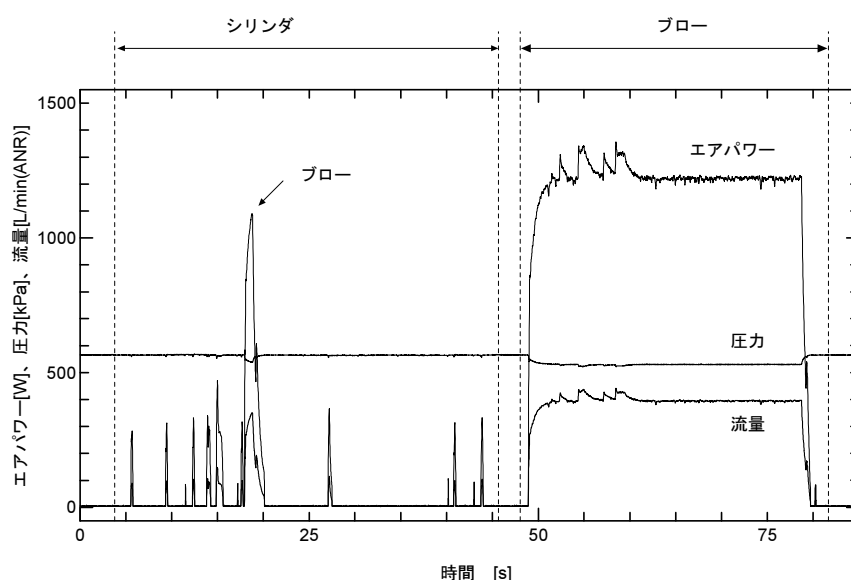


図 1.1.10-4 加工機測定結果 $P_s=0.57\text{MPa}$

表 1.1.4 にシリンダ及びブローの測定結果を示す。この値は、シリンダについては複数の最大値の平均、ブローはブロー安定後の平均値とした。また組立機と同じように標準圧力時の結果を基準とした変化率も併せて記載した。

シリンダは組立て機と同じように供給用レギュレータにより供給圧力が変化するため、元圧の上下により消費エネルギーが大きく変化した。

一方エアブローは、ブロー手前にブロー専用のレギュレータが付いており、ブロー圧力はそこで調整しているために、元圧を変化させても消費エネルギーに大きな変化は見られなかった。

表 1.1.4 空気圧エネルギー測定結果

供給圧力	シリンダ 空気圧エネルギー	空気圧エネルギー 変化率	エアブロー 空気圧エネルギー	空気圧エネルギー 変化率
[MPa]	[W]	[%]	[W]	[%]
0.4 (標準)	174	100	1213	100
0.35	119	68	1212	99.9
0.5	240	138	1206	99.4
0.57	329	189	1220	100.6

(6) まとめ

- ・ 装置への供給圧力を下げると装置全体の消費エネルギーは減少し、逆に上げると消費エネルギーは増加する。
- ・ シリンダなど供給圧力で直接駆動している空気圧機器は、供給圧力を直接調整することにより、空気の消費エネルギーを容易にコントロールすることが可能である。
- ・ ブローなど機器直前に、レギュレータで 1 段圧力を下げて使用している場合は元圧の変更だけでは消費エネルギーは変化しなかった。これらの消費エネルギーを減らすためには、最下流のレギュレータを調整する必要がある。

以上より、圧縮空気の持つエネルギーをエアパワーメータを用いて計測することを可能とし、圧縮機のエネルギー管理、また計測結果を元にした省エネルギー化に向けた空気圧システムの設計に有効であることを確認した。

1.1.3 フィールドテスト結果 2 - エアブローの消費エネルギー計測

(1) 目的

本試験では、製造現場における主要空気圧消費源であるエアブローを対象とし、圧力、配管系統の違いにおける空気圧エネルギーの排出量を計測することを目的とする。

試験では、エアパワーメータを用いてエアブローの圧力、流量、エアパワーの瞬時値を計測する。条件として供給圧力及び配管長さを数種類変更する。

(2) 試験対象

ノズル : Silvent 社製 920A 及び SL2005 の 2 種

ガン : Silvent 社製 2055A

(3) 試験回路

図 1.1.11 に試験回路を示す。コンプレッサー出口に十分大きなバッファータンクを接続し、その後にレギュレータ及び試験用チューブ配管、ノズルを接続する。

また、エアパワーメータは試験対象となるチューブ配管直前に接続した。

試験では、レギュレータにより所定圧力へ減圧させた後、エアブローを一定時間吐出さ

せ、安定時の圧力、流量及びエアパワーを計測した。

なお、チューブは内径φ6.3mmのものを用いた。

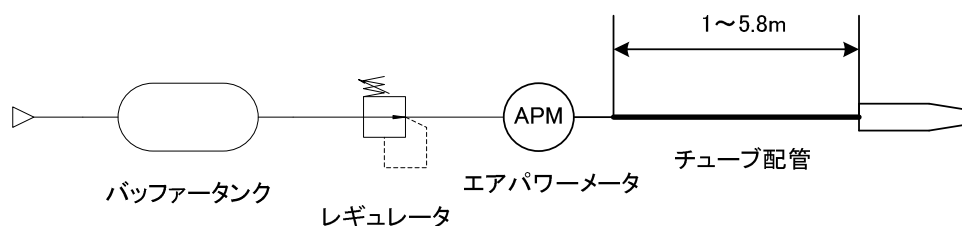


図 1.1.11 試験回路

(4) 試験結果

図 1.1.12 に設定圧力 0.4[MPa]、チューブ長 1[m]時の計測した波形を示す。図のように供給圧力が安定した状態からブローを 1 秒程度吐出させ、各値が安定していることを確認した後に吐出時の計測結果の平均値を試験結果とした。

以上より、条件を変更して行なった試験結果を表 1.1.5 に示す。また、試験結果を元に、チューブ長さ固定で供給圧力を変更した結果を図 1.1.13 に、チューブ長さを変更して行なった結果を図 1.1.14～図 1.1.15 に示す。

図 1.1.13 を見ると、供給圧力を下げると流量、エアパワー共に大きく下がることがわかる。よって必要流量に十分な余裕がある場合は、圧力を下げることにより容易に消費エネルギーを下げる可以说是。

図 1.1.14、図 1.1.15 より、同じ供給圧力をノズルに与えていてもノズルまでの配管が長いと末端でのエアパワーが低下していることがわかる。これはチューブによる圧力損失が原因であり、配管を長くする必要がある場合は、チューブ内径を大きくするなどしてできるだけ損失を少なくしたほうがよいことがこの結果からわかる。

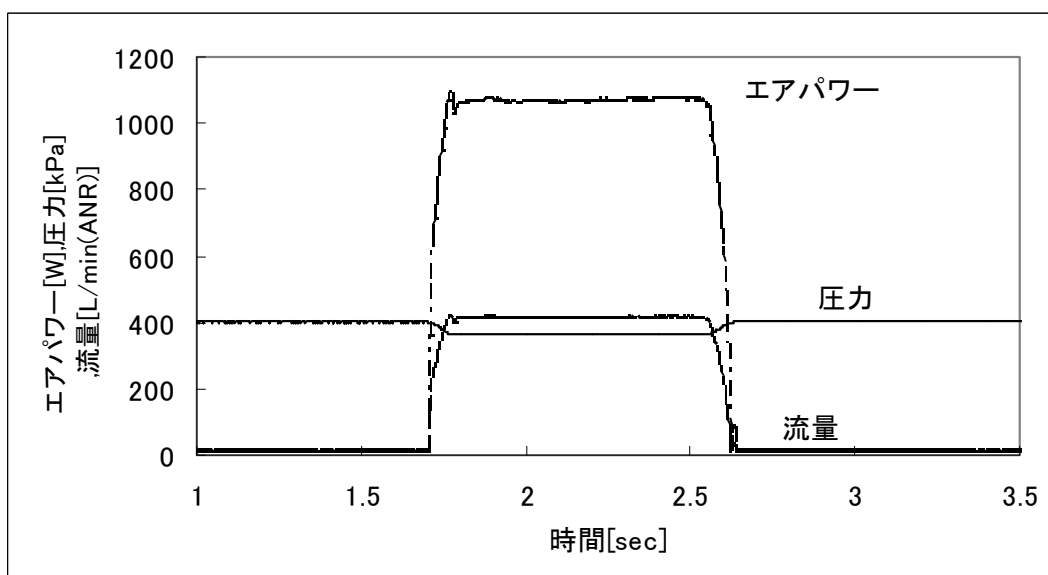


図 1.1.12 計測した波形 (チューブ長 1m)

表 1.1.5 試験結果

ガン タイプ	ノズル	設定圧	チューブ 長	エアパワ ー	ブロー圧 力	流量
		[MPa]	[m]	[W]	[kPa]	[L/min(ANR)]
2055A	920A	0.1	3	136	82	135
2055A	920A	0.2	3	378	175	220
2055A	920A	0.3	3	671	272	303
2055A	920A	0.4	3	994	367	383
2055A	920A	0.5	3	1343	460	463
2055A	920A	0.4	1	1070	365	413
2055A	920A	0.4	3	994	367	383
2055A	920A	0.4	5.8	911	370	348
2055A	SL2005	0.4	1	2108	330	903
2055A	SL2005	0.4	3	1651	344	712
2055A	SL2005	0.4	5.8	1323	356	581

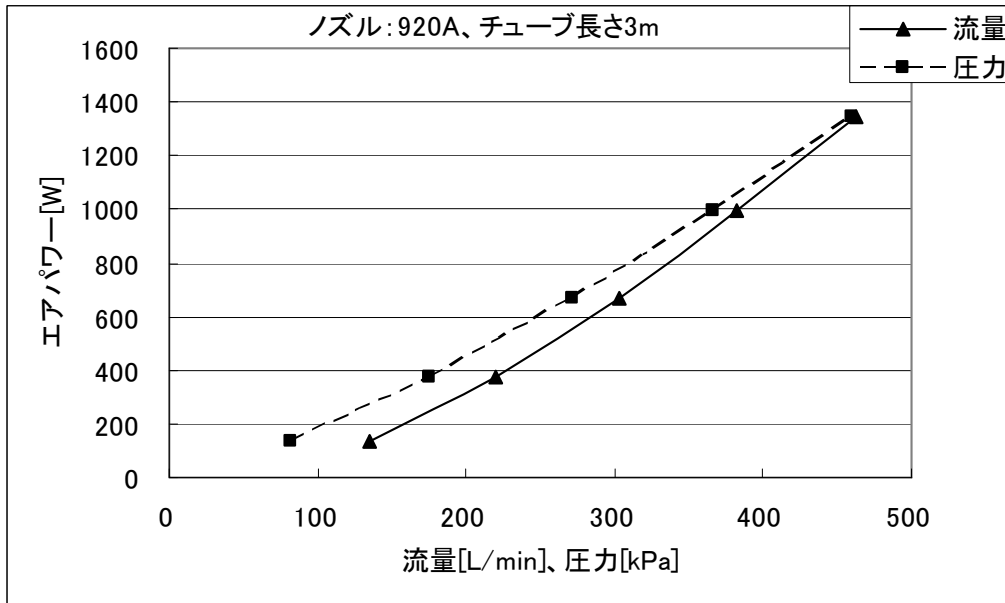


図 1.1.13 設定圧力変更時のエアパワー及び流量計測結果

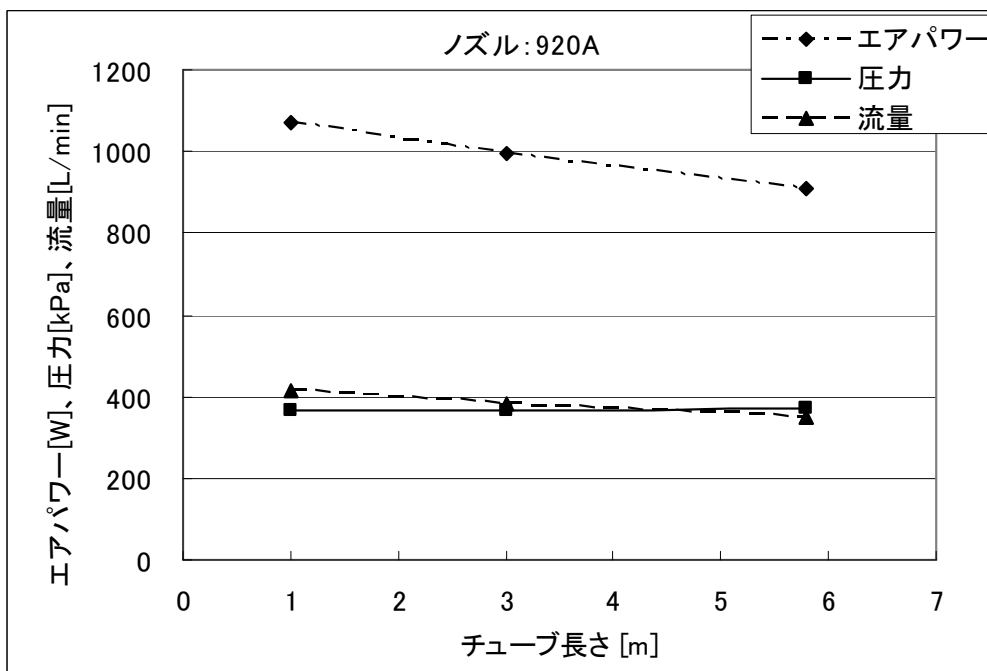


図 1.1.14 チューブ長さ変更時のエアパワー (ノズル: 920A)

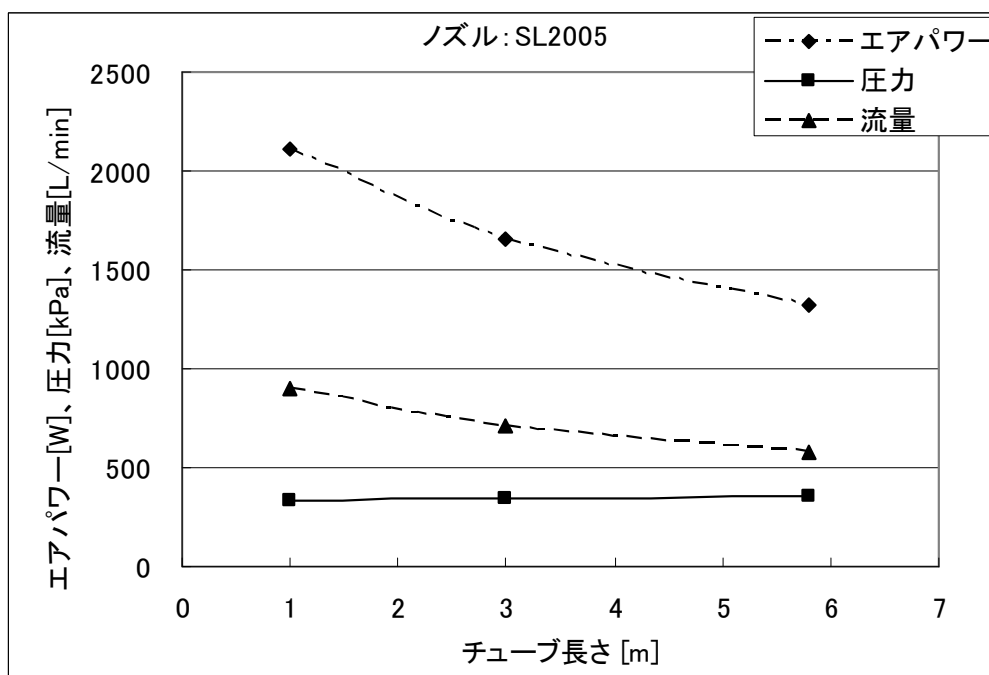


図 1.1.15 チューブ長さ変更時のエアパワー（ノズル：SL2005）

（5）まとめ

エアブローの空気圧パワーを計測した結果以下のことがわかった。

- ・ 供給圧力を下げることにより、容易に空気圧の消費エネルギーを削減することができる。
- ・ 配管が長くなると、その分圧力損失が生じ、空気圧パワーも同じように低下する。
- ・ 配管長を長く取る必要がある場合は、圧力損失が十分小さくなるような管径を選択することにより、空気圧のエネルギー損失を防ぐことが可能である。

以上より、空気圧の省エネルギー対策を実施する場合、システムの各部の空気圧パワーを計測することにより定量的に評価をすることが可能であることを確認した。

また、現状の空気圧システムにおいては省エネルギー対策といえば空気の漏れに重点をおいて行われているが、圧力及び流量から算出される空気圧エネルギーとして評価することにより、今まで以上の省エネルギー効果が期待できるといえる。

1.2 空気圧シリンダの APM による評価 空気圧シリンダの APM による評価

1.2.1 はじめに

空気圧シリンダは手軽に使える駆動機器として F A などに幅広く利用されている。電動モータと比べ、搬送に多い往復直線運動が容易に得られるとともに、速度制御弁を調節するだけで安定した速度制御をメータアウト回路で簡単にできることが大きな特徴である。現在空気圧シリンダは、工業分野において PTP (Point To Point) 搬送の代表的な存在となっている。この数十年、空気圧技術が発展してきたのは空気圧シリンダの普及によるといっても過言ではないだろう。しかし、従来からエネルギーを計測する手段が欠けていたため、空気圧シリンダの消費エネルギーを計測・評価する報告はほとんど見られないようである。そこで、本報告では、エアパワーメータを用いてメータイン回路とメータアウト回路の消費エネルギーを実験によって測定し比較を行う。

1.2.2 速度制御回路

空気圧シリンダの速度制御にはニードル構造の可変絞り弁とチェック弁の機能を併せもった速度制御弁が一般に使われる。こうした駆動回路は速度制御弁を用いて排気流量か給気流量を調整することによってメータアウト回路とメータイン回路に大別できる。図 1.2.1 と図 1.2.2 はそれぞれの回路図である。

メータイン回路では給気流量を調整して空気圧シリンダ速度を制御する方式であり、排気流量を調整するメータアウト回路と比べ同じ供給圧力で同じ負荷を駆動する場合にメータインの方は機器が小型化でき、消費空気量が少ないなどの利点を有する。しかしながら、駆動回路はメータイン回路よりもメータアウト回路のほうが主流となっている。各空気圧機器メーカーは「特別な場合を除いてメータアウト回路を使用する」と推薦している。この大きな理由は速度制御の容易性と安定性にあると考えられる。その容易性とは、速度が速度制御弁の開度に比例する性質をもつため速度の設定が容易にできるからであり、安定性とは、収束速度が負荷によらず負荷変動があっても速度が常に所定の速度に収束するからである。また、メータイン回路と比べメータアウト回路は次の二つのメリットもある。まずは作動初期に背圧があるため始動加速度が小さくメータイン回路のような飛び出しがない。次は作動中に排気側の圧力が一定の値に保たれるため終端部にあるクッションの能力を十分に引き出せる。

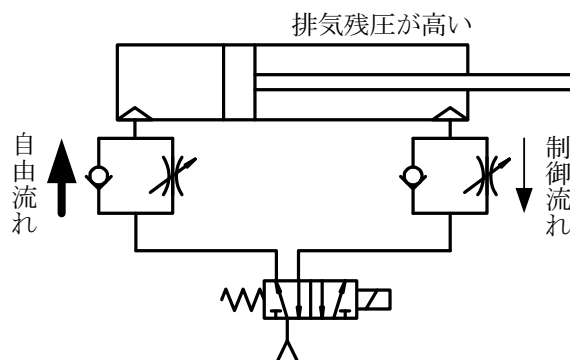


図 1.2.1 メータアウト回路

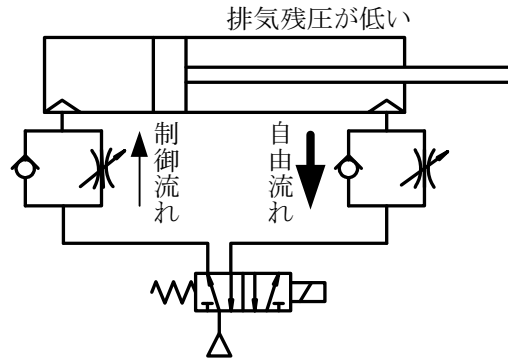


図 1.2.2 メータイン回路

1.2.3 メータアウト回路

前述したメータアウト回路の速度制御の容易性と安定性については、ここで基礎方程式を検討して理論的に解明していく。

(1) 基礎方程式

空気圧シリンダの駆動回路を図 1.2.3 に示す。このときシリンダの運動を表す基礎方程式は以下の通りである。

a) 状態方程式

給気側と排気側の室内空気の状態方程式をそれぞれ微分すると、

$$V_c \frac{dP_c}{dt} = -S_c P_c u + R \theta_c G_c + \frac{P_c V_c}{\theta_c} \frac{d\theta_c}{dt} \dots\dots\dots(1)$$

$$V_d \frac{dP_d}{dt} = S_d P_d u + R \theta_d G_d + \frac{P_d V_d}{\theta_d} \frac{d\theta_d}{dt} \dots\dots\dots(2)$$

が得られる。ただし、 S はピストンの受圧面積、 θ_a は大気温度、下付き添字 c と d はそれぞれ給気側と排気側を表す。

b) エネルギー方程式

熱伝達率を一定としてエネルギー収支から次の温度変化の式はそれぞれ求められる。

$$\frac{C_v P_c V_c}{R \theta_c} \frac{d\theta_c}{dt} = C_v G_u (\theta_a - \theta_c) + R \theta_a G_c - S_c P_c u + h_c S_{hc} (\theta_a - \theta_c) \dots\dots\dots(3)$$

$$\frac{C_v P_d V_d}{R \theta_d} \frac{d\theta_d}{dt} = R \theta_d G_d + S_d P_d u + h_d S_{hd} (\theta_a - \theta_d) \dots\dots\dots(4)$$

ここに、 C_v は空気の定積比熱、 h は熱伝達率、 S_h は伝熱面積である。

c) 運動方程式

ピストンの摩擦力はおよそ次式で表示できる。

$$F_f = \begin{cases} F_s & u = 0 \\ F_c + Cu & u \neq 0 \end{cases} \dots\dots\dots(5)$$

よって、ピストンの運動方程式は

$$M \frac{du}{dt} = S_c P_c - S_d P_d - P_a (S_c - S_d) - F_f - Mg \sin \alpha \dots\dots\dots(6)$$

となる。ただし、 P_a は大気圧である。

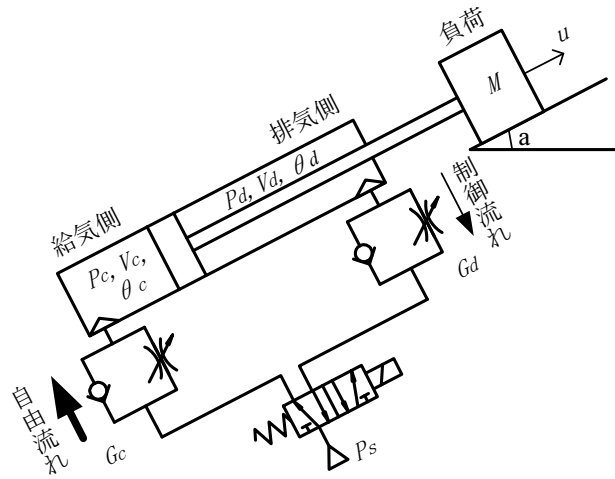


図 1.2.3 負荷を駆動するメータアウト回路

d) 流量式

自由流れの給気の流量と制御流れの排気の流量は、前々回に述べたようにそれぞれ次式で与えられる。

$$G_c = C_c P_s \rho_0 \sqrt{\frac{\theta_0}{\theta_c}} \phi(P_s, P_c) \dots\dots\dots (7)$$

$$G_d = -C_d P_d \rho_0 \sqrt{\frac{\theta_0}{\theta_d}} \phi(P_d, P_a) \dots\dots\dots (8)$$

$$\phi = \begin{cases} 1 & P_2/P_1 \leq b \\ \sqrt{1 - \left(\frac{P_2/P_1 - b}{1-b}\right)^2} & P_2/P_1 > b \end{cases} \dots\dots\dots (9)$$

ただし、 C と b はそれぞれ流れ通路の音速コンダクタンスと臨界圧力比、 ρ_0 と θ_0 は標準状態における空気密度と空気温度である。

上述した式(1)-(9)を連立すると、空気圧シリンダ両側の圧力と温度、ピストンの変位と速度は求まる。

(2) 消費エネルギー

図 1.2.4 に示すように、シリンダを用いて負荷を下から上まで移動させる動作を検討する。シリンダ動作の最終状態は、供給圧力状態の空気がシリンダのすべての容積 V に充滿することとなる。空気の状態変化を等温変化とし、消費エネルギー E を次式で概算することができる。

$$E = P_s V \ln\left(\frac{P_s}{P_a}\right) \dots\dots\dots (10)$$

シリンダが負荷を移動させる際に消費したエネルギーは供給圧力のみに関係することがわかった。

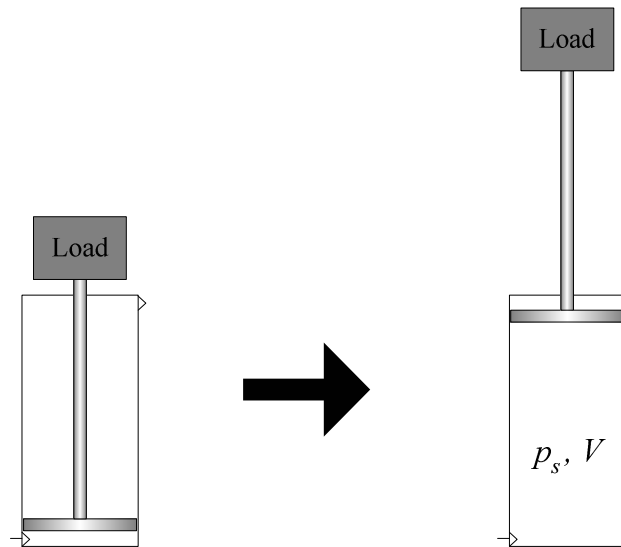


図 1.2.4 シリンダの消費エネルギー

(3) 消費エネルギーの評価実験

実験回路は図 1.2.5 のように構成される。シリンダは縦置きとなりピストンの先端に負荷を取り付ける。シリンダの排気側に直径の 0.4[mm]オリフィスがあり、給気側は直接に減圧弁に接続される。実測したオリフィス流量特性は図 1.2.6 に示す。C と b 値はそれぞれ約 0.04[dm³/(s · bar)]と 0.5 である。また、供給側に瞬時流量と瞬時エアパワーを計測可能なエアパワーメータ (APM) を用いて消費エネルギーを測定する。実験開始の前では、ピストンが下の位置にあり、給気室が大気圧力、排気室が供給圧力の状態にある。その後、電磁弁を開き実験を開始する。減圧弁を調節することによって供給圧を変えて実験を行った。使用した負荷は 5kg と 16kg となる。シリンダ(MBF 40-200、SMC Co., Ltd)は内径φ 40[mm]、ストローク 200[mm]のものである。

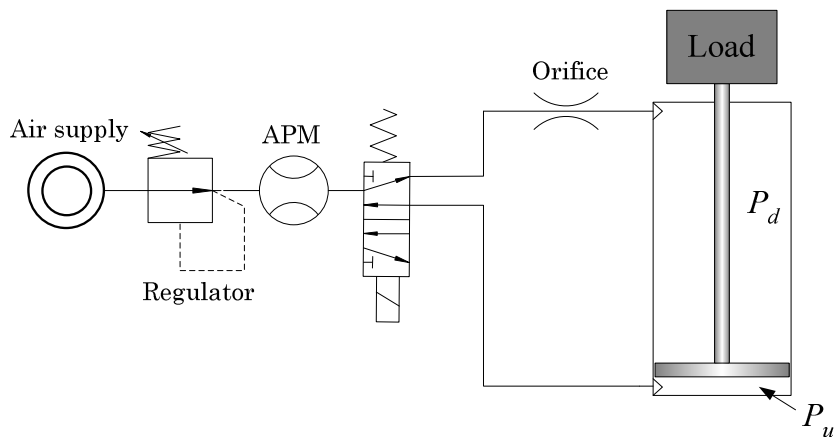


図1.2.5 メータアウト回路

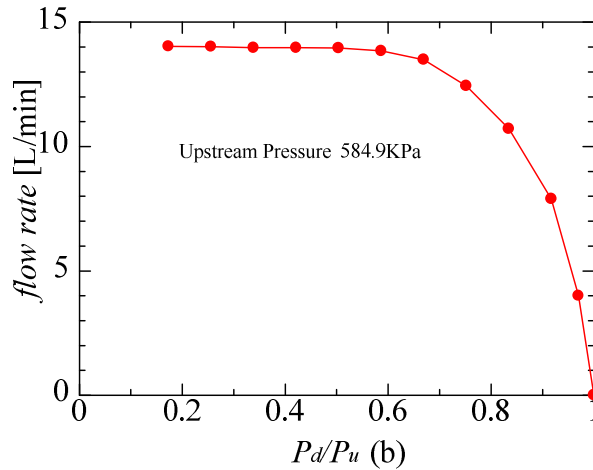


図1.2.6 オリフィスの流量特性

次に、供給圧と平衡速度の関係を図 1.2.7 にまとめる。供給圧の増加につれて平衡速度が上がっていくが、供給圧が 350[kPa(abs)]以上になると平衡速度が負荷や供給圧などに関係せずに一定となることがわかった。これはメータアウト回路の重要な性質であり排気側のオリフィスがチョークしているためである。一方、供給圧と消費エネルギーの関係を図 1.2.8 に示す。前述したようにシリンダが負荷を移動させる際に消費したエネルギーは供給圧力のみに関係することから、各負荷の曲線がほぼ同じとなり、供給圧の増加によって消費エネルギーが増えていくことが確認できた。また、参考までに各条件の実験結果は図 1.2.9 にまとめている。

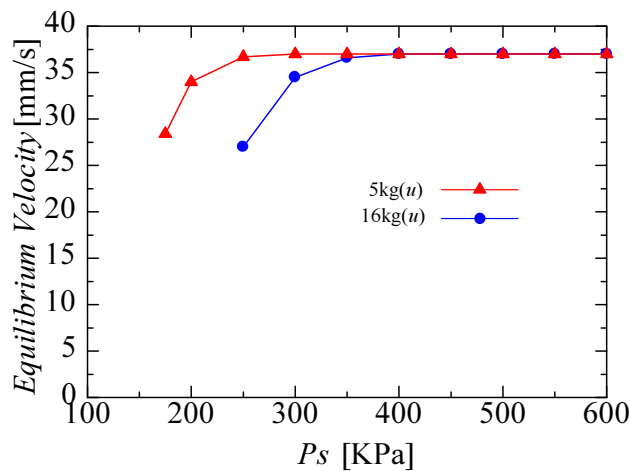


図1.2.7 供給圧と平衡速度との関係

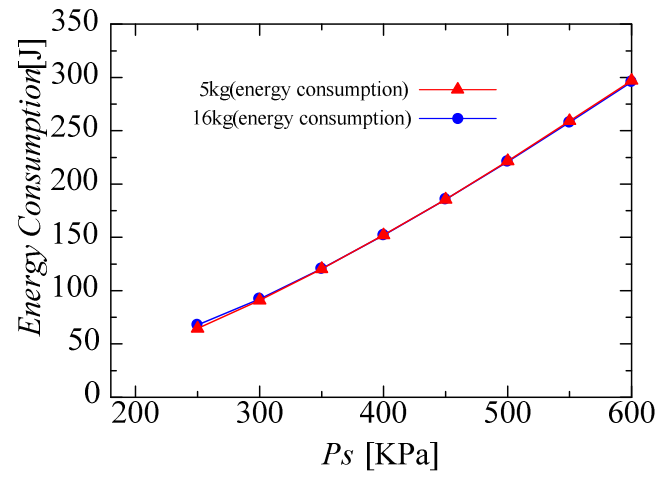
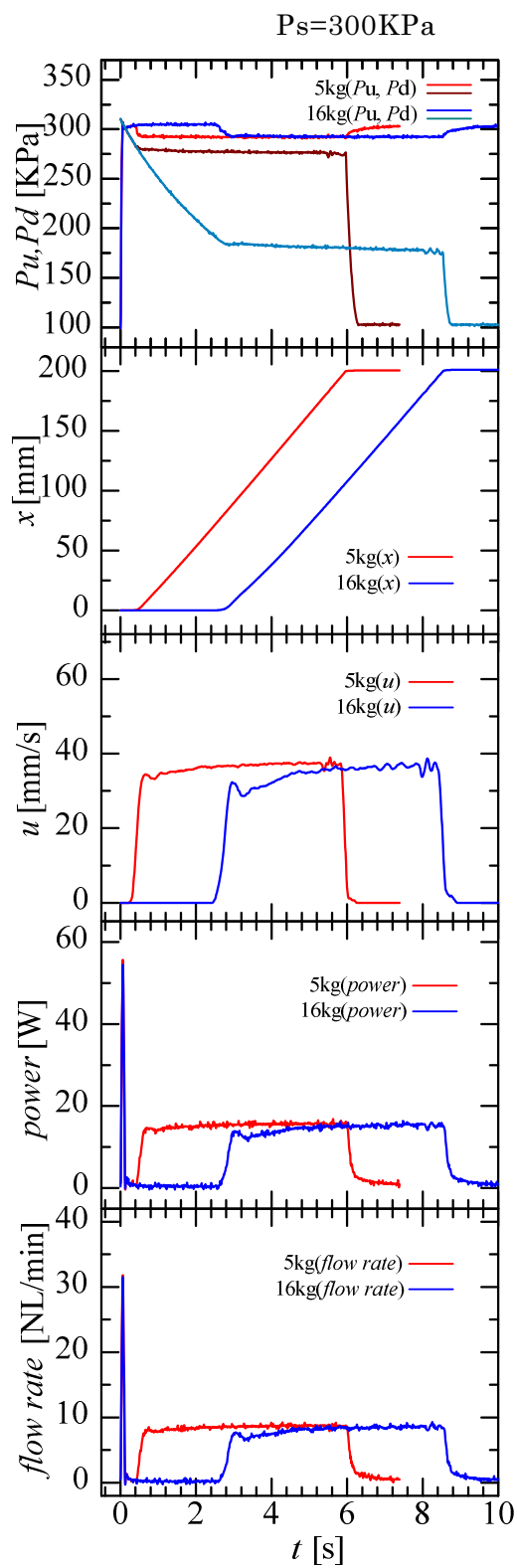
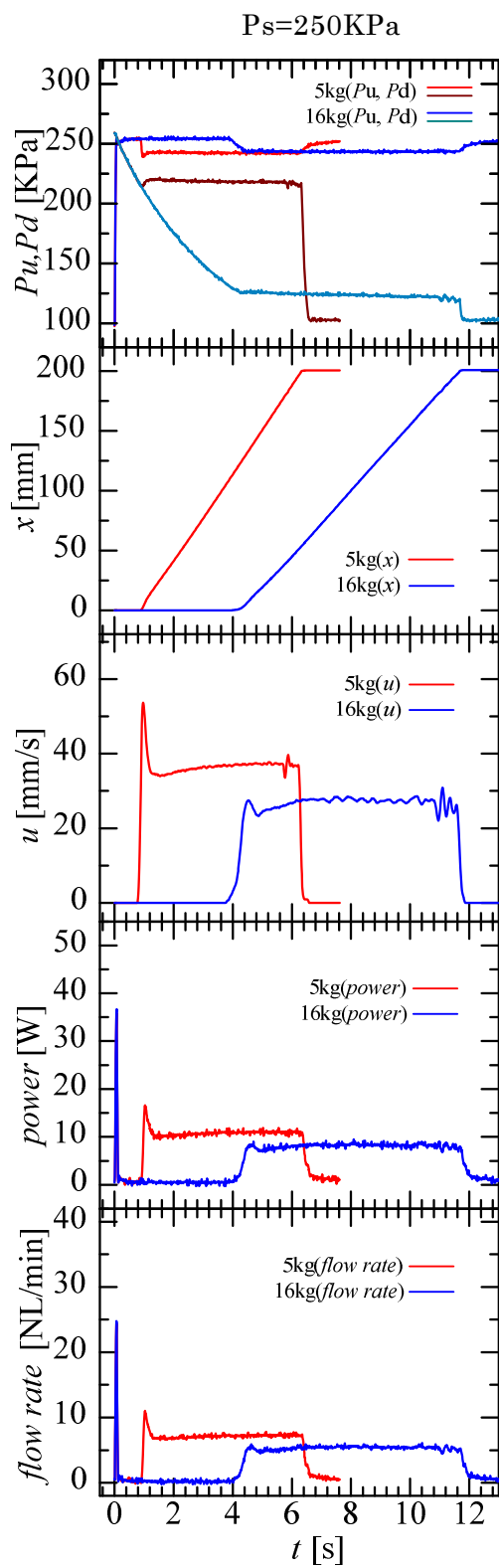
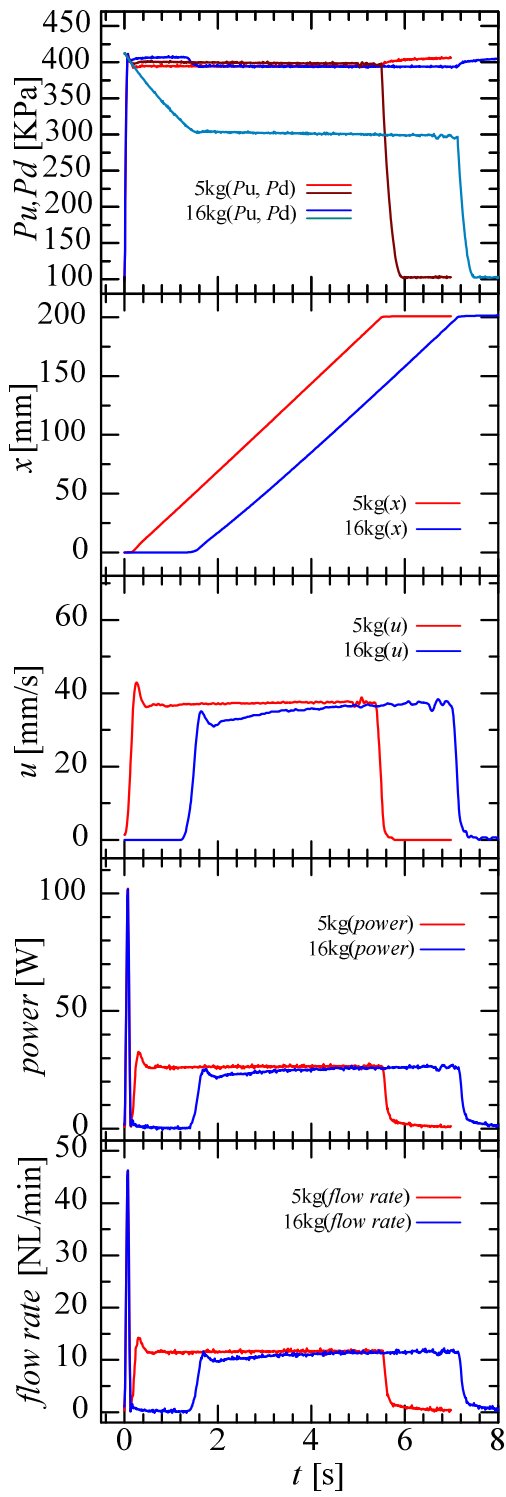


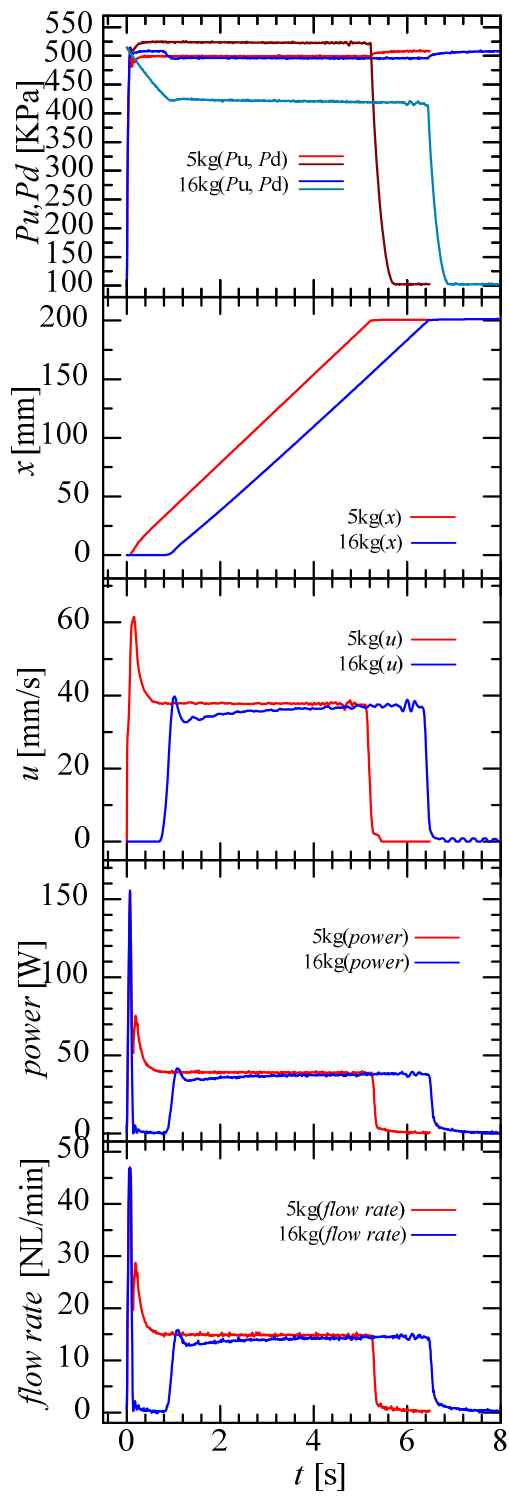
図1.2.8 供給圧と消費エネルギーとの関係



$P_s=400\text{KPa}$



$P_s=500\text{KPa}$



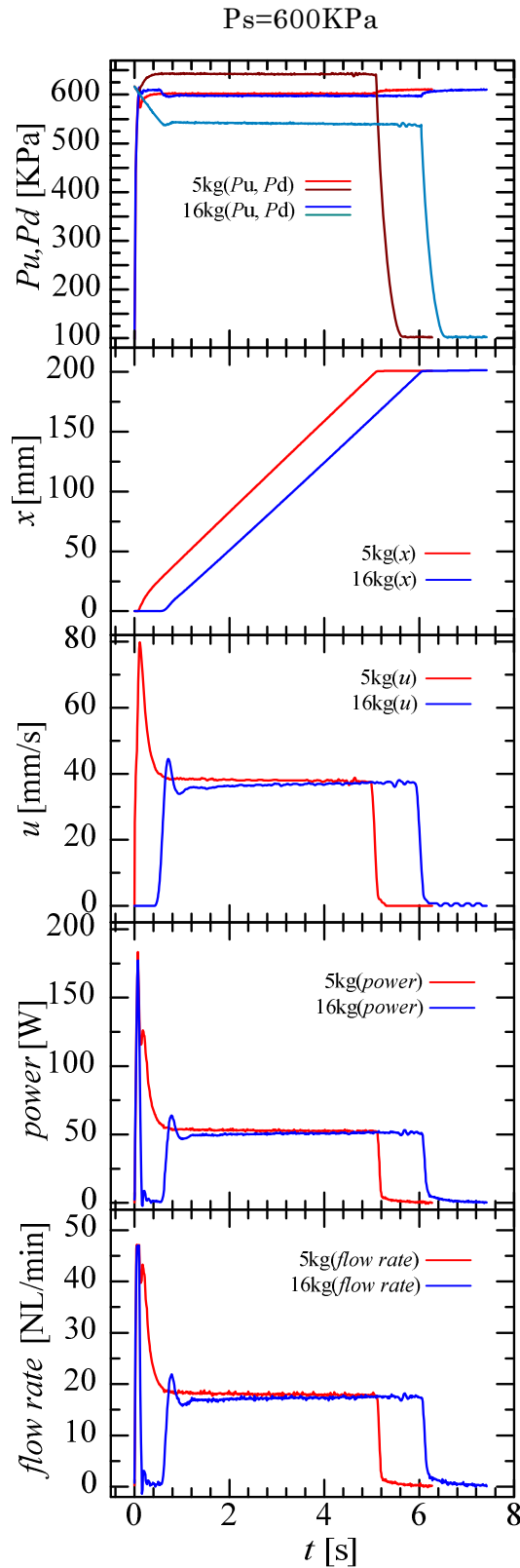


図 1.2.9 メータアウト回路の実験結果

1.2.4 メータイン回路

メータイン回路は図 1.2.10 に示す。オリフィスが給気側に設置される。メータアウト回路の基礎方程式と消費エネルギーの計算式はメータイン回路にも適用できるので、ここで

省略する。図 1.2.13 に各条件の実験結果をまとめる。供給圧力が低く設定される場合には、負荷が上昇する過程において平衡速度に達するが、供給圧が高く設定されると、ピストンが大きな速度で飛び出し、図面から平衡速度に到達するかを判断しにくい。平衡速度の代わりにピストンが上までに到達する所要時間と供給圧力との関係を図 1.2.11 にまとめた。供給圧力が高ければ高いほど到達する時間が少ないことがわかった。また、供給圧力と消費エネルギーの関係は図 1.2.12 に整理され、メータアウトと同じ傾向を示す。消費エネルギーは式(10)で概算することができる。

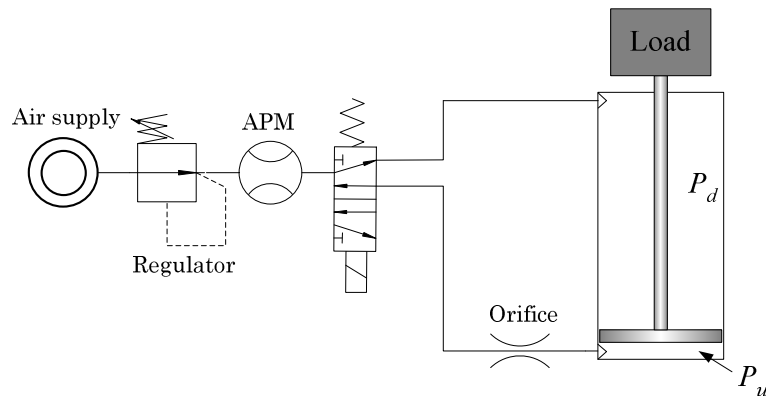


図1.2.10 メータイン回路

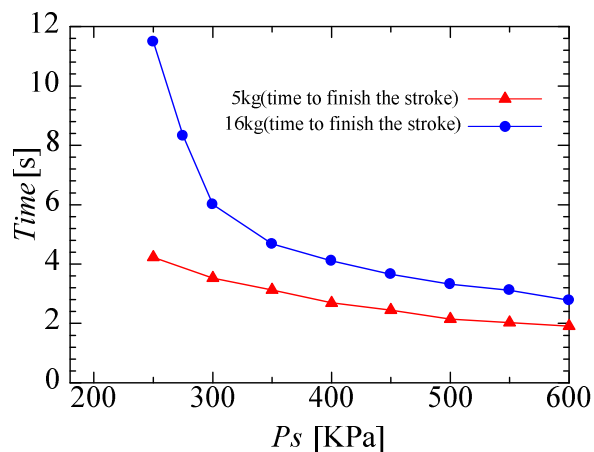


図 1.2.11 供給圧力と到達時間との関係

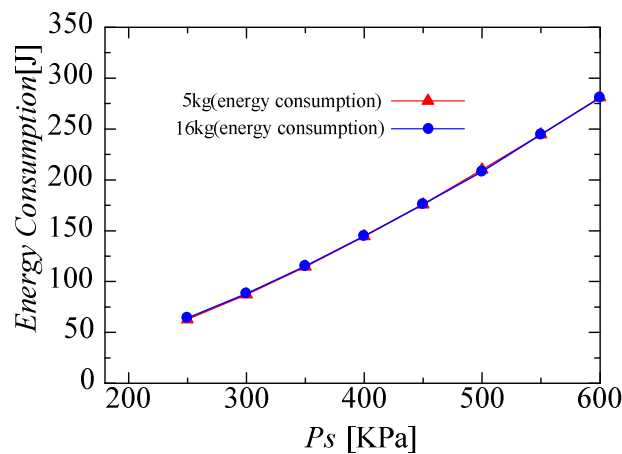
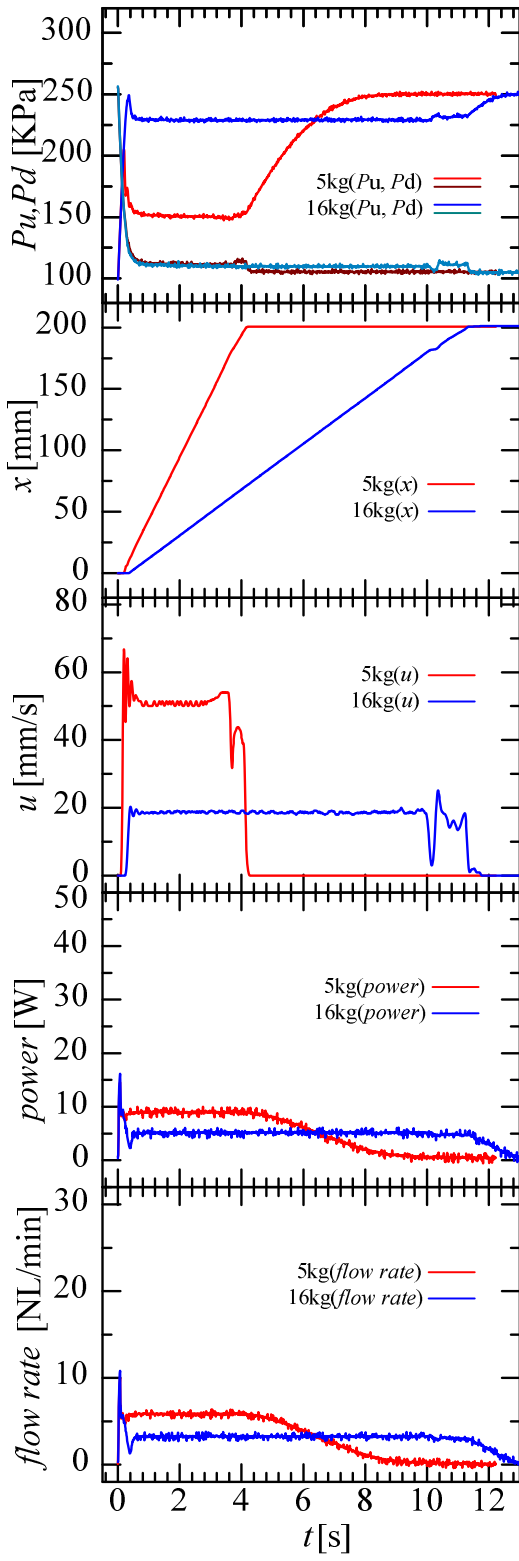
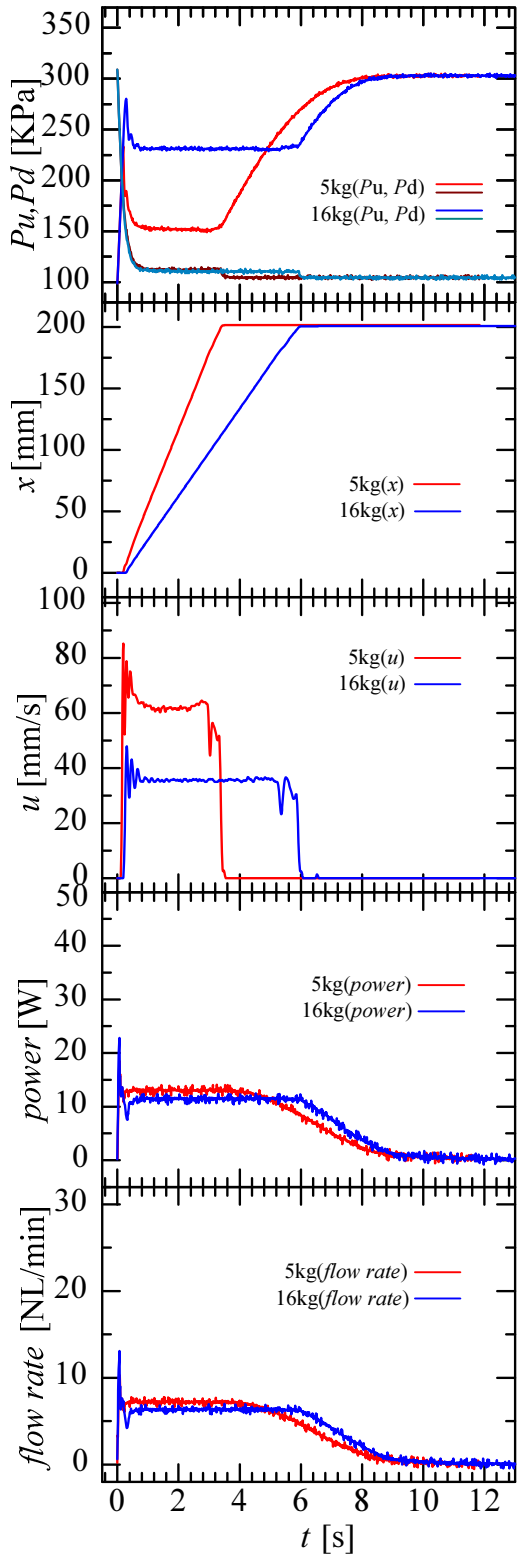


図 1.2.12 供給圧力と消費エネルギーとの関係

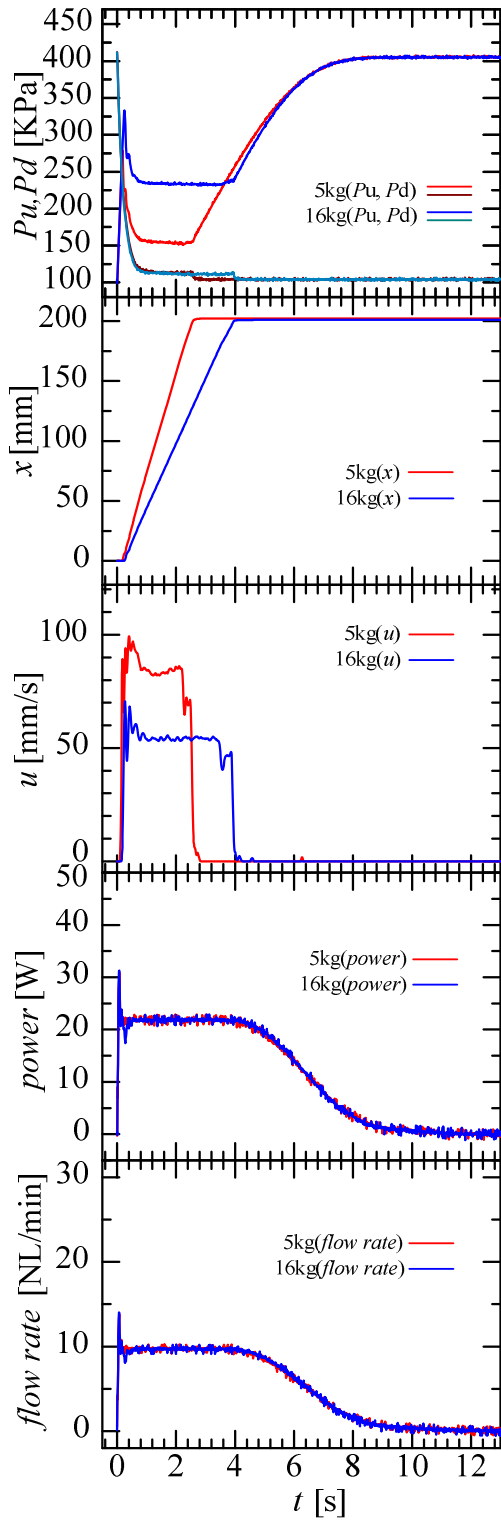
$P_s=250\text{KPa}$



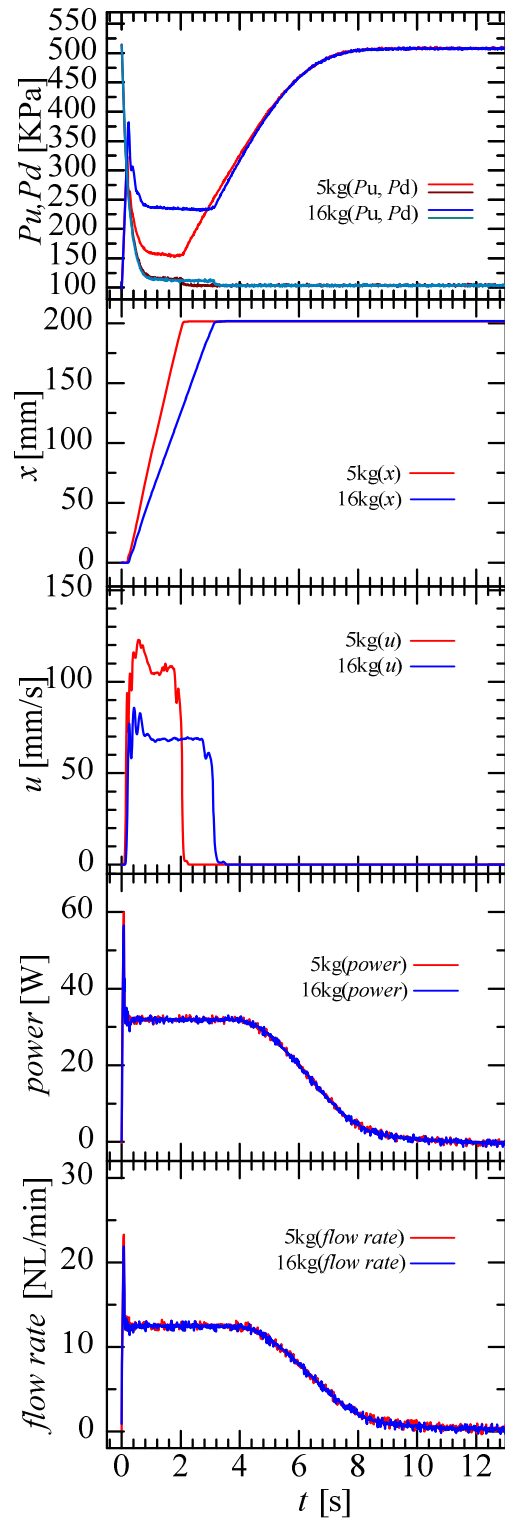
$P_s=300\text{KPa}$



$P_s=400\text{KPa}$



$P_s=500\text{KPa}$



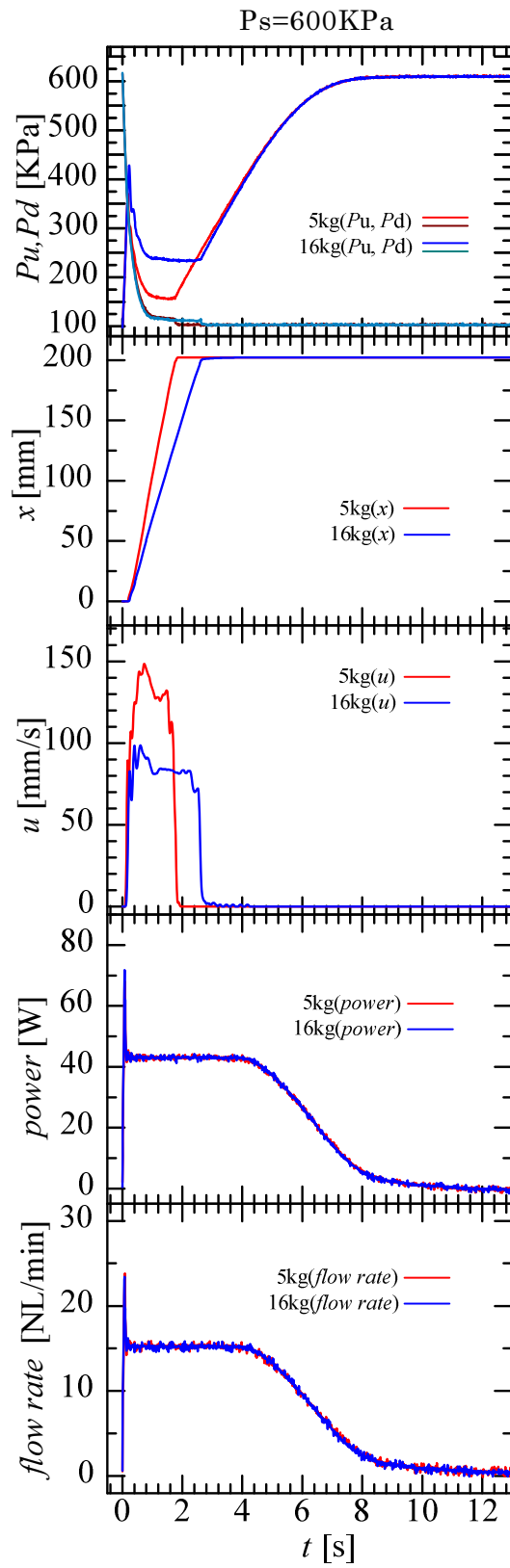


図 1.2.13 メータインの実験結果

第2章 工業会規格の審議・作成

2.1 目的と必要性

空気圧システム業界内外での普及の基礎とするため、エクセルギーによるエネルギー評価方法の定義及び計算方法などの基本部分を、本調査研の内容を反映させた上で（社）フルードパワー工業会規格 JFPS 2018:2008 として制定した。

2.2 工業会規格 空気圧—空気圧エネルギーの表示方法

以下に規格の全文を記載する。

日本フルードパワー工業会規格

JFPS

2018 : 2008

空気圧—空気圧エネルギーの表示方法

Pneumatic fluid power--Expression method for pneumatic energy

1 適用範囲

この規格は、一般産業用空気圧システムを流れる空気圧エネルギー測定方法及び計算方法について規定する。特に、この規格は、空気圧の省エネルギー活動における評価に利用することを意図している。

2 引用規格

次に掲げる規格は、この規格に引用されることによって、この規格の規定の一部を構成する。これらの引用規格は、その最新版（追補を含む。）を適用する。

JIS B 0142 油圧及び空気圧用語

3 用語及び定義

この規格で用いる主な用語及び定義は、**JIS B 0142** によるほか、次による。

3.1

断熱空気動力

空気圧縮機の吸込み—吐出しサイクルに関して、吸込み・吐出し圧力及び吐出し流量から、空気が断熱変化するものとして計算で求めた圧縮に必要な最大の動力。

3.2

等温空気動力

空気圧システムの空気の流入・放出サイクルに関して、入口圧力、出口圧力及び入口流量から、空気が等温変化するものとして計算で求めたシステムの最大出力（動力）。

注記 等温空気動力は系が外部にする仕事のため負の値で示されることもあるが、この規格では正の値で表示する。

3.3

全断熱効率

空気圧縮機の軸駆動動力に対する断熱空気動力の割合。

3.4

全等温効率

等温空気動力に対する空気圧システムの実出力の割合。

3.5

伝達動力

流路を通過する空気のゲージ圧力と体積空気流量の積。

4 空気圧エネルギーの表示

空気圧システムを通過する流体エネルギーの表示は等温空気動力で表す。なお、空気圧システムに空気圧縮機が含まれる場合には、この部分の流体エネルギーのみ断熱空気動力で表す。

4.1 等温空気動力の計算式

空気圧システム内のある位置における等温空気動力の計算は、次による。

$$P_i = p Q \log_e(p/p_0) = p_0 Q_0 \{\log_e(p/p_0)\} (T/T_0)$$

ここに、

- P_i : 等温空気動力 (kW)
- Q : 体積空気流量 (L/s)
- p : 空気の圧力 (MPa,abs)
- T : 空気の絶対温度 (K)
- Q_0 : 標準参考空気 (20°C, 100 kPa,abs, 相対湿度 65%) の状態に換算した体積空気流量 (L/s, ANR)
- p_0 : 標準参考空気の絶対圧力 (= 0.1 MPa)
- T_0 : 標準参考空気の絶対温度 (= 293 K)

なお、仕事(単位 J)を求める場合には、空気流量項(L/s)を空気量(L)に置き換える。

注記 断熱空気動力の計算は、次による。

$$P_{ad} = \{\kappa / (\kappa - 1)\} p_0 Q_0 \{(p/p_0)^{(\kappa-1)/\kappa} - 1\} (T/T_0)$$

ここに、

- P_{ad} : 断熱空気動力 (kW)
- κ : 比熱比 (断熱指数=1.4)

4.2 等温空気動力による効率計算

空気圧システムのエネルギー変換効率の計算は、次による (図 1 参照)。

$$\eta = E / (P_{i1} - P_{i2})$$

ここに、

- η : 空気圧アクチュエータの効率
- E : 空気圧アクチュエータ出力 (kW)

$$P_{i1} = p_0 Q_{01} \{\log_e(p_1/p_0)\} (T_1/T_0)$$

$$P_{i2} = p_0 Q_{02} \{\log_e(p_2/p_0)\} (T_2/T_0)$$

ここに、 添え字₁: 入口

添え字₂: 出口

注記 入口と出口の等温空気動力の差に対する空気圧アクチュエータ出力が、変換効率になる。

$Q_{01} = Q_{02} = Q_0$, $T_1 = T_2 = T$ 及び $p_2 = p_0$, すなわち、等温、漏れなし及び大気放出など一般的な条件で使用される空気圧アクチュエータの変換効率の計算は、次による。

$$\eta = E / P_{i1}$$

4.3 等温空気動力による圧力降下損失表示

配管や絞りのように外部に仕事をしない部分の、入口と出口間の圧力降下による等温空気動力の損失の計算は、次による（等温、漏れなしの場合、**図1**参照）。

$$\Delta P_i = p_0 Q_0 \log_e(p_1 / p_2) = -p_0 Q_0 \log_e(1 - \Delta p / p_1)$$

ここに、 ΔP_i : 等温空気動力の損失 (kW)

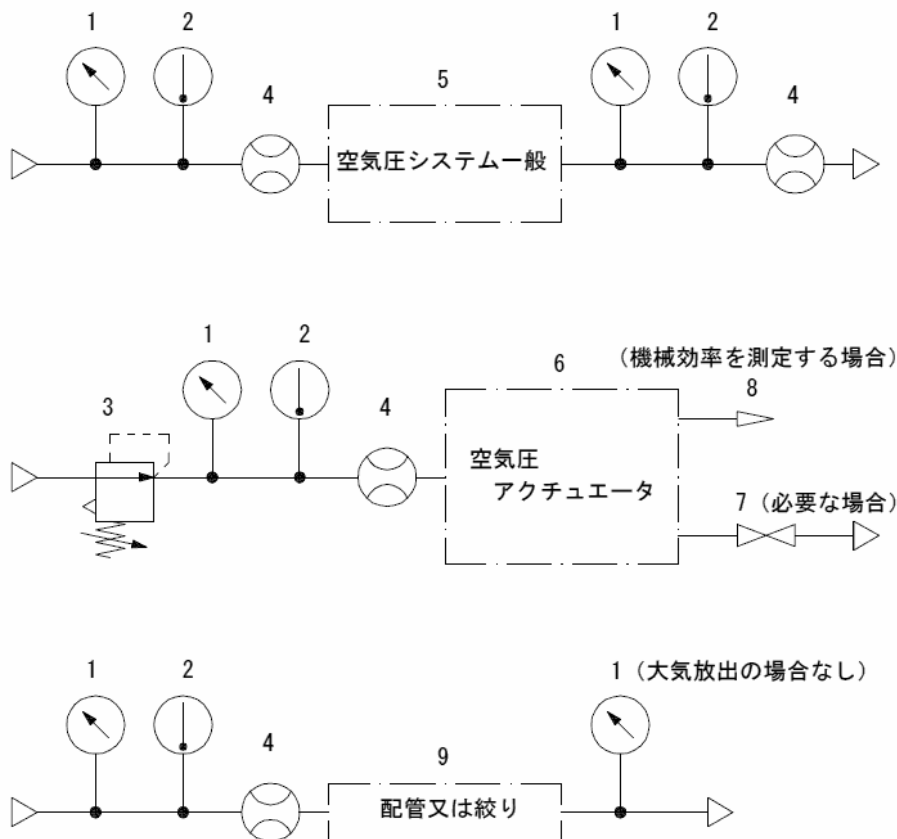
Δp : 圧力降下(= $p_1 - p_2$) (MPa)

添え字₁: 入口

添え字₂: 出口

等温空気動力損失率 $\Delta P_i / P_{i1}$ の計算は、次による。

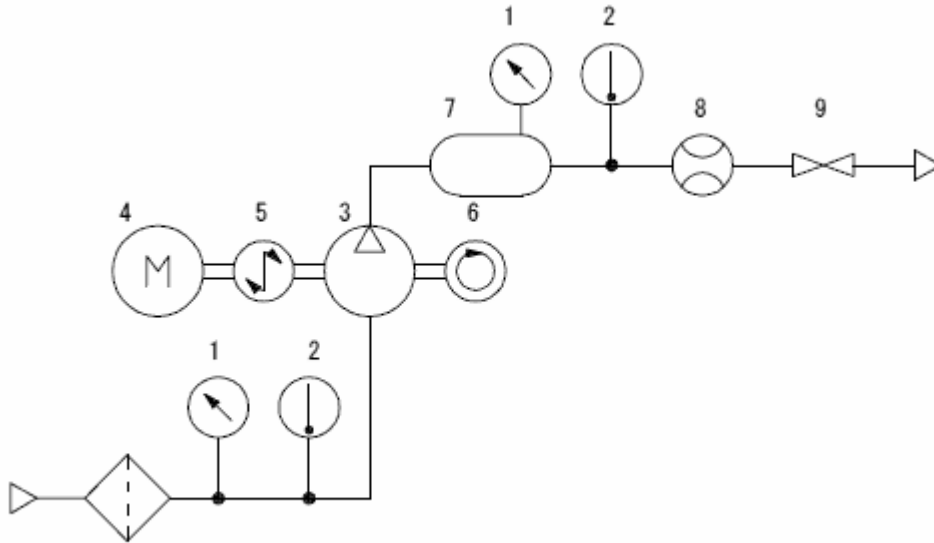
$$\Delta P_i / P_{i1} = -\log_e(1 - \Delta p / p_1) / \log_e(p_0 / p_1)$$



- | | |
|-------------|----------------------|
| 1 圧力計 | 6 空気圧アクチュエータ |
| 2 温度計 | 7 流量（速度）調節弁 |
| 3 圧力制御弁 | 8 機械出力 |
| 4 流量計 | 9 漏れ・外部出力のない配管又は絞りなど |
| 5 空気圧システム一般 | |

図1—等温空気動力の測定回路例

注記 断熱空気動力の測定回路例を次の**図2**に示す。



- | | |
|----------|---------|
| 1 圧力計 | 6 回転速度計 |
| 2 温度計 | 7 空気タンク |
| 3 空気圧縮機 | 8 流量計 |
| 4 モータ | 9 流量調節弁 |
| 5 トルクメータ | |

図2—断熱空気動力の測定回路例

附属書 A
(参考)
空気圧—空気圧エネルギーの表示方法
—伝達動力

この附属書は、本体に関連する事柄を補足するもので、規定の一部ではない。

A.1 伝達動力

JFPS 2018 : 2008 の等温空気動力は、空気が空気圧システム内部において等温で大気圧まで膨張するときの動力を含んでおり、理論上の最大値を示す。等温空気動力からこの膨張動力を除いた動力をこの**附属書 A** では、伝達動力と呼ぶ。伝達動力の計算は、次による。

$$P_v = (p - p_0) Q = p_0 Q_0 (T / T_0) (1 - p_0 / p)$$

ここに、

P_v : 伝達動力(kW)

p : 空気の圧力(MPa)

T : 空気の絶対温度 (K)

Q_0 : 標準参考空気 (20°C, 100 kPa, abs, 相対湿度 65 %) の状態に換算した体積空気流量(L/s, ANR)

p_0 : 標準参考空気の絶対圧力 (=0.1 MPa)

T_0 : 標準参考空気の絶対温度 (=293 K)

A.2 非膨張作動の効率

一般の空気圧シリンダなどでは、膨張動力を用いず、伝達動力のみを利用する非膨張形の作動を行うが、この形式のアクチュエータの、等温空気動力を基準にした効率表示（機械効率を含まない）は、次式の値になる。

$$P_v / P_i = (1 - p_0 / p) / \{\log_e(p / p_0)\}$$

空気圧—空気圧エネルギーの表示方法

解説

序文

この解説は、本体及び附属書に規定・記載した事柄、参考に記載した事柄、並びにこれらに関連した事柄を説明するもので、規定の一部ではない。

1 制定の趣旨と経緯

この規格は、省エネルギー法施行などに伴う空気圧システムのエネルギー消費削減を実施する際必要な、空気圧エネルギーの適切な測定及び評価の基準とするために制定した。従来は、空気圧縮機で使用されていた断熱空気動力を流用してこれに当てていたが、これは、空気を圧縮するのに必要な理論的な最大の動力を示すものであり、空気圧システム（機器）が出力に変換できる最大の動力を示してはいないこと、また、空気圧システムでは、 $p-V$ 線図上の計算サイクルが逆回りになること及び断熱空気動力では圧縮機出口の値としている空気流量を、空気圧システムでは入口の空気流量に変更する必要があることなど、一般の空気圧エネルギー管理者にはよく理解できない点を含んでおり妥当性に欠けていた。この規格では、これらの問題点を改めあるいは明瞭にすることで、よりの確に空気圧システムの省エネルギー対策が行われるようにした。

なお、この規格の原案の作成は空気圧システム分科会が担当し、平成18年4月から原案作成と審議を行ってきた。途中この規格との関連が強い平成19年度～平成20年度日機連委託補助事業「空気圧エネルギー評価の標準化と省エネルギー化への応用に関する調査研究」委員会において引続き原案の審議承認を経て完了し、平成20年12月に発行された。

2 審議中問題となった事項

- a) 等温変化として空気圧を扱うのが空気圧エネルギーの表現に適することは、東京工業大学の香川教授がすでに「エアパワー」という呼び方で提言されておりこの規格でもこの考え方を導入したが、規格本体の3用語及び定義ではこの呼び方にまでは取り込んでいない。また、この表現は省エネルギー法の指針で推奨されている変化の前後で外界との温度平衡が達成され、機械的エネルギーへの変換が最大限に達成された場合のエネルギー「エクセルギー」とも一致する。
- b) 等温空気動力という用語・概念は、空気圧縮機においても使用できるが、一般的には使われていない。しかし、空気圧縮機と空気圧システムでのエネルギーの変換状況を断熱と等温という対比で示すのが最もわかりやすいので、この用語を使用した。
- c) 漏れについては、空気圧縮機では吐出効率をパラメータとして表す方式で用いられており、本規格の等温空気動力で測定した、入口・出口の状態を用いても同様な効率を算出できるが、この規格では漏れに対する効率の表現については触れていない。

3 CO₂排出量

環境省の温室効果ガス排出量算定方法ガイドラインでは、電気消費に対するCO₂排出係数を0.378 kg/(CO₂・kWh)としている。これから平均的な6～8 m³/(kWh)の吐出量(0.7 MPa)の空気圧縮機の圧縮空気1 m³ (ANR)当たりのCO₂排出量は、47～63 gとなるが、今後は消費電力に対する空気圧システムの出力エネルギー

ギヤ効率に加え、このような CO₂ 排出量の算出及び表示も考慮し、社会的な評価法の動向に対応する必要がある。現時点では、個々の空気圧システムについては一部の事業所で CO₂ 排出量を求めていると思われるが、本規格の空気圧エネルギー表示方法を用いることにより、より細密な CO₂ 排出量を算出することが可能になると推定される。

4 作成委員会の構成表

原案作成委員会の構成表を次に示す。

空気圧システム分科会構成表

	氏名	所属
(主査)	大川 滋	株式会社コガネイ
(委員)	張 護 平	SMC株式会社
	上間 丈 司	クロダニューマティクス株式会社
	高橋 隆 通	甲南電機株式会社
	増尾 秀 三	CKD株式会社
	高崎 邦 彦	株式会社TAIYO
	山本 郁	TACO株式会社
	白井 壯 一	豊興工業株式会社
	長岐 忠 則	株式会社妙徳
	太田 浩	ロス・アジア株式会社
(事務局)	三浦 吉 成	社団法人日本フルードパワー工業会

空気圧エネルギー評価の標準化と省エネルギー化への応用に関する調査研究委員会構成表

	氏名	所属
(委員長)	香川 利 春	東京工業大学
(主査)	高橋 隆 通	甲南電機株式会社
(委員)	妹尾 満	SMC株式会社
	渡邊 勇 治	クロダニューマティクス株式会社
	長岐 忠 則	株式会社妙徳
	田苗 俊 和	株式会社コガネイ
	両角 忠 幸	株式会社日本ピスコ
	島田 晴 示	ニッタ・ムアー株式会社
	中島 博 美	株式会社TAIYO
	増尾 秀 三	CKD株式会社
	赤司 正 明	テンコーポレーション株式会社
	蔡 茂 林	北京航空航天大学
	柳 澤 通 雄	キャノン株式会社
	梅 木 耕 二	トヨタ自動車株式会社
	中村 忠 浩	パナソニックエレクトロニクス株式会社
	谷口 宏 次	東急車輛製造株式会社

	藤野謙司	東日本旅客鉄道株式会社
	山本円朗	東京メータ株式会社
	小林薫	株式会社カシフジ
(事務局)	三浦吉成	社団法人日本フルードパワー工業会
		(解説文責 高橋 隆通)

2.3 利用方法

この規格によって測定したエアパワーの測定値の使用例をいくつか次に示す。

- (1) 圧縮機吐出口値／圧縮機軸動力 (定常値)
＝ 空気圧システムの利用可能なエネルギーを指標とする圧縮機の効率
- (2) 圧縮機吐出配管入口値－出口値 (定常値)
＝ 配管部の放熱、漏れ及び圧力損失エネルギー
- (3) 温度変化・漏れのない配管入口値－出口値 (定常値)
＝ 配管の圧力降下による損失エネルギー
- (4) 漏れのない機器の入口値－出口値 (定常値)
＝ 機器の圧力降下による損失エネルギー
- (5) アクチュエータ仕事／駆動電磁弁の入口値 (1 サイクル積算値)
＝ 排気を大気放出するアクチュエータシステムの効率
- (6) アクチュエータ駆動電磁弁の出口値 (1 サイクル積算値)
＝ 大気へ放散する排気空気のエネルギー
- (7) アクチュエータ 1 サイクル仕事／{(5)－(6)}
＝ アクチュエータ自身の効率
- (8) エアブローの機械的仕事／エアブローノズル入口値 (定常値)
＝ エアブローが機械的仕事をするときの効率
- (9) エアブローノズル出口の運動エネルギー／エアブローノズル入口値 (定常値)
＝ ノズル効率

以上のように、エアパワーを利用して各種の有用な効率を表すことができる。

第3章 省エネルギーに関するアンケート調査

3.1 アンケート調査票

3.1.1 一般製造業種向け調査票

最も基本となるエネルギーの使用の合理化に関する法律（以下省エネルギー法）の“エネルギー使用の合理化に関する事業者の判断の基準”などの国の定める規定への対応、及び空気圧エネルギーの測定方法や評価方法に関し、空気圧縮機及び空気圧消費装置を使用されるユーザにおける現時点での実体を把握するため、このアンケート調査を実施することとした。本アンケートの結果をまとめ空気圧機器メーカー、同使用者側へ広くアピールすることにより、空気圧の省エネルギー、CO₂削減に寄与する指針を提示できるものと考ええる。

本アンケートの依頼先については、環境省の温室効果ガス排出量公表事業所及び資源エネルギー庁のエネルギー管理指定工場名簿より抽出しお願いした。

平成20年度は、A. 前回の調査内容に対する現状の空気圧設備の省エネルギー化の動向について質問し、次いで、B. 省エネルギー化の基本指針である昨年改正された省エネルギー法の判断基準に定められた項目について、空気圧設備向けの解釈を加え質問し、同法への対応状況を調べ、更に、C. 複雑なエアブローの省エネルギーについて、前回より、詳細にかつわかりやすく質問し、この方面の問題点を更に明確する。

「空気圧エネルギー評価の標準化と省エネルギー化への応用に関する調査研究」 アンケート調査 設問用紙

A. 空気圧設備の省エネルギー化の動向

次の、空気圧設備の省エネルギーに関する現在及び今後の動向に関してお答え下さい。

問1. 現在の省エネルギー化活動のベース

貴社の省エネルギー活動は、何を指針としていますか。

- A. 省エネルギー法 B. ISO 14001（環境ISO） C. CO₂ 排出削減
D. コスト低減

問2. 現在の省エネルギー評価基準

現在の何をパラメータとして空気圧システムの省エネルギー評価をしていますか。

- ① 圧縮機駆動電動機の消費電力
A. 積算電力
B. 負荷運転時間と定格電流から計算した電力
C. 負荷運転中の積算電力
D. 電圧、電流および力率を常時モニタリングしデータを分析
- ② 圧縮機の空気吐出量
A. 空気吐出口の流量測定値
B. 圧縮機の負荷運転時間と定格吐出量から求めた空気量
- ③ 個々の空気圧システムの空気消費量
A. 空気圧システム入口の空気流量測定値

- B. 空気圧システムの運転回数／頻度から計算した空気消費量
- C. 空気圧システム入口の圧力－流量から計算した空気圧エネルギー

④ 空気漏れ

- A. 個々の空気漏れ箇所での漏れ測定値
- B. 空気源停止時のシステムの圧力降下から計算した漏れ量
- C. 空気源停止時のシステムの流量測定値から求めた漏れ量
- D. 回路を部分遮断した状態の圧力降下から計算した漏れ量

⑤ その他のパラメータ

問 3. 空気圧設備の電力消費率

現状の空気圧縮設備の電力消費率は、事業所（工場）の全電力消費のおおよそ何％ですか。

問 4. 空気圧設備電力消費の傾向

現在の空気圧設備の電力消費率はどのような傾向にありますか。

- A. 増加傾向 B. 変化なし C. 減少傾向 D. 不明

問 5. 空気消費の区分と順位

圧縮空気は、どのように消費されていますか。消費の多いものから順に 3 種選んで下さい。

- A. クランプ・搬送などのアクチュエータ（作動機器）
- B. エアブロー（大気中での空気噴流による仕事）
- C. 真空エジェクタ（真空発生装置）
- D. 浸透膜／吸着式ドライヤの再生空気消費
- E. 空気漏れ
- F. 燃焼、容器充填及び窒素分離など原材料
- G. その他の雑消費

問 6. 機器と省エネルギー

これからの省エネルギー化推進にもっとも関係すると思われる機器は何ですか。

- A. 空気圧縮機 B. アクチュエータ C. ブローノズル／ブローシステム
- D. エアドライヤ E. 配管／継手（漏れ、圧損）
- F. 真空エジェクタ／真空ポンプ
- G. ドレン処理機器

問 7. 機器選定にかかわる指標

これからの空気圧機器／システム選定に当たって重要と思われる指標をあげてください。

- A. エネルギー変換効率（省エネルギー） B. CO₂ 排出量（換算値）
- C. LCA（ライフサイクルセサメント） D. コスト（設備、ランニング）
- E. リサイクル特性（廃棄、リユース、再資源化）
- F. リスクアセスメント（機械安全）

B. 省エネルギー法への対応

H18.4.1 改正省エネルギー法 第3章／第1節／第5条の抵抗などによるエネルギーの損失の防止及び電気の動力への変換の合理化などの項目が空気圧設備すなわち圧縮機駆動電動機、空気圧縮機及び空気圧システムなど省エネルギーに関連します。

また、同法による告示には、第一種／第二種エネルギー管理指定工場に対し、「判断基準に沿ったエネルギーの使用合理化を行なう義務及び目標」として次の項目を定めています。

- ・ 事業者すべてが遵守すべき「基準部分」

→管理標準を設定し①管理、②計測記録、③保守点検、④新設にあたっての措置を行なう

- ・ 事業者の自主的な取り組みの目標とすべき「目標及び措置部分」

→エネルギー消費原単位を年平均1%以上の低減を図る

注. 第一種：原油換算エネルギー使用量 3,000 kL/年以上、第二種：1,500 kL/年以上

問1. エネルギー管理指定工場

貴事業所は、第一種／第二種エネルギー管理指定工場に該当していますか。

- A. 第一種 B. 第二種 C. 非該当／不明

以下、管理指定工場該当の有無／不明にかかわらず質問に回答して下さい。

問2. 空気圧設備の管理標準

貴事業所の管理標準には空気圧設備（圧縮機及び空気圧システム）の省エネルギーが考慮されていますか（空気圧システムは、圧縮機にかかわる設備を除いた空気圧設備）。

- A. 空気圧設備について規定 B. 圧縮機のみ規定
C. 空気圧システムのみ規定 D. 規定なし

問3. 事業所ごとにエネルギー消費年平均1%以上の低減目標

上記低減目標に対して、空気圧設備の本年度予測は、

- ① A. 達成可 B. 達成困難 C. 空気圧設備だけでは評価できない
② 達成困難の理由
③ 昨年度事業所全体の実績

次の問4～14は、省エネルギー法関連告示「エネルギー使用の合理化に関する事業者の判断の基準」に示された項目の中で、特に空気圧設備に関連するものを抽出し、さらに用語を空気圧に関連する用語に書き直したものです。これらの基準への対応状況について回答して下さい。

問4. 管理標準による省エネルギー

空気圧設備を構成する空気圧縮機、ポンプ、ファン、エアドライヤ及び配管などは、機器及び設備全体の効率改善に必要な事項の計測及び記録に関する管理標準を設定し、これに基づき各事項を定期的に計測・記録する。

- A. 実施（予定） B. 設備全般管理標準の中で省エネルギーを考慮 C. 未定

問5. 可変流量システム

空気圧縮機を負荷変動の大きい状態で使用するとき、負荷に応じた運転制御を行うことができるようにするため、台数制御や回転数制御装置などによる可変流量システムを採用する。

- A. 自動運転システムを設備
- B. 運転記録を基に運転調整
- C. 採用していない

問 6. ドレン排出管理

自動ドレントラップ不良などによる空気の漏えいを防止するため、保守点検管理標準を設定し、これに基づき定期的に保守及び点検を行う。

- A. 高乾燥ドライヤにより無ドレン化
- B. 実施
- C. 管理者が手動で定期排水
- D. 採用していない

問 7. 無負荷電流

圧縮機アンロード運転時の電力損失を低減するよう、始動電力消費との関係を勘案して管理標準を設定し、不要時の停止を行う。

- A. 動停止システムを設備
- B. 管理標準により手動で実施
- C. 時間の長い休憩時のみ停止
- D. 操業中は停止しない

問 8. 稼働台数配分

複数の空気圧縮機を使用するときは、それぞれの電動機の適正な負荷稼働率が維持されるように管理標準を設定し、稼働台数の調整及び負荷の適正配分を行う。

- A. 稼働率および稼働圧縮機配分自動制御システムを設備
- B. 管理標準により手動で実施
- C. 未対応（一部に稼働が偏ることがある）

問 9. 漏れ及び圧力降下

空気圧縮機、冷却水ポンプ、冷却ファンなどの流体機械は、流体の漏えいを防止し、流体を輸送する配管の抵抗を低減するよう保守及び点検に関する管理標準を設定し、これに基づき定期保守及び点検を行う。

- A. 実施
- B. 設備設計および立ち上げ調整時考慮
- C. 定期点検整備で対応

問 10. 廃熱利用

将来年間を総合して空気圧縮機排熱の十分な利用が可能であると見込まれる場合には、コージェネレーション設備の設置を検討する。

- A. 各種熱源として利用
- B. 冬季暖房用のみ
- C. 利用価値を見込めない。

問 11. インバータモータ駆動

電動機を負荷変動の大きい空気圧縮機に使用するときには、負荷に応じた運転制御を行うことができるようにするため、インバータ回転数制御装置などを設置するよう検討する。

- A. 主要な圧縮機に設置
- B. 空気消費量変動補償用に一部インバータ制御し、他は台数制御とする。
- C. 大きな空気消費量変動には、空気タンクおよびメイン配管の増設も行う。
- D. 集中的な空気消費が起こらないように設備全体を制御する。

問 12. 圧縮機の集中／分散

空気圧縮機を設置する場合において、小型化し、分散配置することによりエネルギーの使用の合理化が図れるときは、その方法を検討する。

- A. 電動機および圧縮機効率を高くするため、圧縮機を最少台数に集約している。
- B. 配管の圧損および漏れ損失を小さくするため圧縮機を複数分散設置している。

- C. 圧縮機故障時のファイルセーフのため圧縮機台数を数台に分割している。
- D. 空気圧力の範囲が広いので、高・低圧ラインに分割して圧縮機を設置している。
- E. 生産量の変動に合わせ、その都度圧縮機を増設する方式が実利的である。

問 13. エアブローの空気源

圧力の低いエアの用途には、空気圧縮機による高圧空気を減圧して使用せず、低圧用のブロワ又はファンの利用を検討する。

- A. 高低圧別の供給ラインを設けている。
- B. 低圧ラインは圧損が大きいので、ブロワ又はファンは分散設置。
- C. 低圧分散供給は干渉が大きいので、ブロワ又はファンは個別設置。
- D. 供給ラインが一つで済むため空気圧縮機の高圧空気を使用。
- E. 風量変動が大きいので圧力エネルギーを蓄積できる高圧空気を使用。
- F. 高圧空気を低圧大流量に変換する流量増幅ノズルを使用。

問 14. エクセルギー

熱移動を含め圧縮空気の効率的利用をはかるためには、有効エネルギー（エクセルギー）の観点からの総合的なエネルギー使用状況のデータを整備するとともに、熱利用の温度的な整合性改善についても検討する。

- A. エクセルギーによるエネルギーデータの整備と評価を実施している。
- B. エクセルギーではないが圧力と流量データを合わせエネルギー管理をしている。
- C. 熱的なエネルギーの考慮はしていない。

注. エクセルギーは、ある熱平衡状態から他の熱平衡状態に移る間に外部にする機械的仕事を意味し、空気圧では理論的に利用可能な最大仕事に相当します。

C. エアブローの省エネルギー

エアブロー（空気の噴流による作業）は、業種によっては最も多く空気を消費する要素となっている事例もありますが、次の質問1のようにきわめて多様な形態で利用されることから、情報供給が不十分であり、多くの場合現場での効果を見ながらのその調整・管理が行われています。

ここでは、このような状況確認のため生産現場におけるエアブローに関して質問します。

問 1. エアブローの用途

エアブローを利用して行う作業は何ですか。事例が多いものをいくつかチェックして下さい。

- ① 物質の除去
 - A. ダスター（工作機械など作業で発生した屑及び汚れ除去）
 - B. 水切り（高速空気による洗浄水、冷却水などの除去）
 - C. 乾燥（高温又は低湿度高速空気による湿分の乾燥）
- ② パルス(爆風の利用)
 - A. バグフィルタ再生
 - B. 型成形加工物の跳ね出し
 - C. 穀物選別
- ③ 吸引及び誘引

- A. 真空エジェクタ B. エジェクターポンプ（危険流体の排出）
 - C. インジェクタ（他流体の高圧部への誘引）
 - D. ショットブラスト（表面浄化）
 - E. ショットピーニング（表層硬化）
 - F. 薄膜剥離（印刷用紙引出し、ラベル剥離）
 - G. 繊維誘引（紡績） H. 非接触真空吸着（ウエハ搬送など）
- ④ 微細化
- A. スプレー（塗装、加湿） B. ミスト潤滑 C. セミドライ切削加工
 - D. 粉体／繊維製造（グラスウールなど）
- ⑤ 熱源
- A. 切削／研削部の冷却 B. ガラス板焼入（高速空気噴流による高速除熱）
 - C. ボルテックスチューブ（配電盤、ヘルメットなどのスポット冷却）
 - D. 降雪装置（低温水の高速噴流中での微粒固化）
- ⑥ エアーフィルム
- A. エアーコンベア B. 空気軸受け C. エアーカーテン（熱、汚染遮断）
- ⑦ バブル（液中への気泡噴出）
- A. 暴気層 B. 酸素供給（醸造など） C. 液体攪拌層 D. 気泡ポンプ
 - E. 港湾波浪遮断 F. 船舶の境界層制御
- ⑧ その他

問 2. エアブローの圧力と圧力源

- ① ブローノズルの入口圧力の代表値をいくつか選択して下さい。
- A. 0.001 MPa(100 mmAq) B. 0.002 MPa(200 mmAq)
 - C. 0.005 MPa(500 mAq) D. 0.01 MPa(1 mAq)
 - E. 0.02 MPa(2 mAq) F. 0.05 MPa(5 mAq)
 - G. 0.1 MPa(1 bar) H. 0.2 MPa(2 bar)
 - I. 0.3 MPa(3 bar) J. 0.4 MPa(4 bar)
 - K. 0.5 MPa(5 bar)

エアブローの圧力源は何ですか。ノズル数をベースにしたおおよその割合を記入下さい。

- ② 空気圧縮機 (%) ③ ブローワ (%)
- ④ ファン (%)

注. 空気圧縮機 0.1 MPa 以上 / ブローワ 0.1 MPa 未満 0.01 MPa 以下 / ファン 0.01 MPa 未満

問 3. エアブローの使用状態

エアブローの代表的使用状態について、ノズル径、ノズル入口圧力及び用途、の組合せで回答ください。できれば代表例を3例程度記入下さい。

回答	ノズル径 mm	× 圧力 MPa	用途
①	×	①'	
②	×	②'	
③	×	③'	

概略は計算で求めることができます。

問 8. ブロー応答遅れ（動特性）

- ① ブローノズルと制御弁の間の配管距離及びブロー距離が長い場合の応答遅れ対策について
- A. 遅れは問題にならない B. 配管は最短としている
C. ブロー距離は最短としている D. 遅れはあるが未対策
E. 制御弁の遅れの方が問題
- ② 問題になる応答遅れ時間はどの程度ですか。
- A. 0.005 s 未満 B. 0.005 s 以上 0.01 s 未満 C. 0.01 s 以上 0.02 s 未満
D. 0.02 s 以上 0.05 s 未満 E. 0.05 s 以上 0.1 s 未満
F. 0.1 s 以上 0.2 s 未満 G. 0.2 s 以上 0.5 s 未満
H. 0.5 s 以上 1 s 未満 I. 1 s 以上 2 s 未満
J. 2 s 以上 5 s 未満

問 9. 配管の空気消費

ブローノズルと制御弁の間の配管に溜まる空気の消費について

- A. 対策済み又は対策が必要 B. 空気消費に対する影響は小さい
C. 配管は最短としている D. 未対応

問 10. エアブロー作業の検出

- ① エアブローの検知・検出方法
- A. 電磁弁への通電 B. ノズル入口圧力 C. ノズル入口の流速
D. ノズル上流の流量 E. ブロー作用点の風速／風圧 F. ブロー作用点の温度
- ② ブロー作業安定に特に必要なブローノズル入口の圧力の監視について
- A. システム全体の入口圧力の点検調整のみ
B. 主要なノズル入口圧力については個別点検調整
C. ノズル入口圧力は、設備設置時に確認
D. ノズル入口近傍には圧力検査ポート設置
E. 主要なノズル入口圧力については常時監視及び異常時アラーム発生

問 11. エアブロー空気量の増減

エアブローの使用量は近年漸増傾向にあると推測されますが、貴社の今後の増減予測をお聞かせ下さい。

- A. 増える B. 減る C. 予測不能

問 12. その他

エアブローの省エネルギーに関わる問題点やユーザとしてのご要望があればご記入下さい。

3.1.2 歯車加工業種向け調査票

今回（社）日本フルードパワー工業会（前身：日本油空圧工業会）では、空気の省エネルギー化について、省エネルギーセンター殿の協力を得て、同会員から該当事業所を抽出し、別紙の、「アンケート調査」をお願いしたが、今回は上記に該当されない事業所にも枠を広げ、特に空気の使用比率の高い加工機の例として、（社）日本歯車工業会殿の協力を得て、歯車機械（ホブ盤）（ノズル3～5本から常時空気をブロー）を対象に加える必要があると考え、アンケートをお願いすることにした。

なお、省エネルギー化に関しこれらと対比されるセミドライ・クーラント方式等も調査項目に加えた。

アンケート調査 設問用紙

問1. 貴社で現在使用されている歯車加工機の

- ・ 種類、台数
- ・ 刃物の冷却・潤滑・切り粉除去のための供給流体方式の種類
- ・ 空気及び液体の使用量（液体ではポンプの動力）
- ・ 流体供給の「主目的」

を下表の空欄に回答下さい。

回答 No	加工機 の種類	流体の方式(種類)	流量/台 L/min (ポンプ動力)	台数 配分 (%)	圧力 (MPa)	主目的(各々該当欄に◎・○)			
						切粉 除去	潤滑	冷却	その他(メモ)
① ② ③	ホブ盤 (歯切盤)	ドライカット(エア) セミドライ(混合) クーラント(液体)	(Kw)						
④ ⑤ ⑥	歯研削盤 (内・外 ・他用)	ドライカット(エア) セミドライ(混合) クーラント(液体)	(Kw)						
⑦ ⑧ ⑨	他加工機 (内・外 ・他用)	ドライカット(エア) セミドライ(混合) クーラント(液体)	(Kw)						

※ 下記の記入例を参考に記入して下さい。圧力はノズル入口圧力です。

例. ① 500L/min エアノズル3本を稼働率80%使用： 時間使用量=500×3×0.8=1200L/min

例. ③ 100L/min 切削液ノズル2本を稼働率90%で使用：時間使用量=100×2×0.9=182L/min
(ポンプ動力併記)

問2. 貴社で現在、加工で消費する流体の省エネ・省資源を考えられていますか。

該当項目の英字記号を○で囲み、詳細区分を上記問1の回答No. で記入して下さい。

A. 考えている (特に問1：回答No. 1- ①、②、③、④、⑤、⑥、⑦、⑧、⑨ に該当)

B. 考えていない

C. 考えられない場合の理由

a, 機械の安定運転：1- ○、 b, 品質が心配：1- ○、 c, その他：1- ○

問3. 空気及びクーラントをノズルから吹付ける場合、その**効果**は流量、供給圧力、ポンプ吐出圧力などよりも、「**ノズル**」の**入口圧力**、**吹出速度・流量**及び噴流の**形状**及び**騒音**などの管理がポイントになりますが、これらの詳細部まで検討されたことが有りますか。

A. 考えている B. 考えていない

C. 是非知りたい (特に上記問1：回答No. 1- ○に該当、内容は：)

D. 実施したが失敗した (できれば理由： No. 1- ○に該当)

問4. ホブ盤メーカー及び大手のユーザの加工現場では、システムの開発・改良業者と連携し供給流体改善による加工時間短縮、加工精度向上、品質改善、刃物長寿命化、リサイクル及び低騒音化等含めて改善を進める傾向にありますが、このような動向に興味がありますか。

A. 知っている B. 知らない

C. 是非知りたい (特に上記問1：回答No. 1- ○に該当、内容は：)

D. 実施したが失敗した (できれば理由： No. 1- ○に該当)

問5. 問題点・疑問点などについて次に記入下さい。

例1. エアーの効力UPシステムを知りたい。

例2. クーラントの目詰まり対策を知りたい。

例3. クーラントのリサイクル対策を知りたい。

3.2 調査結果

アンケートの各項目に対する調査結果は次に示すように表・グラフにより表示し個々の項目ごとの分析を加えた。

3.2.1 一般製造業種向け調査結果

3.2.1.1 A. 現状の空気圧設備の省エネルギー化の動向

①現在の省エネルギー化活動のベースとしては、省エネルギー法、ISO 14001(環境 ISO)、

CO₂ 排出削減、コスト低減など、現在対応が要求されている省エネルギー化のための規格・法規及びコスト低減などの推進指標については、ほぼ均等に配慮されている。

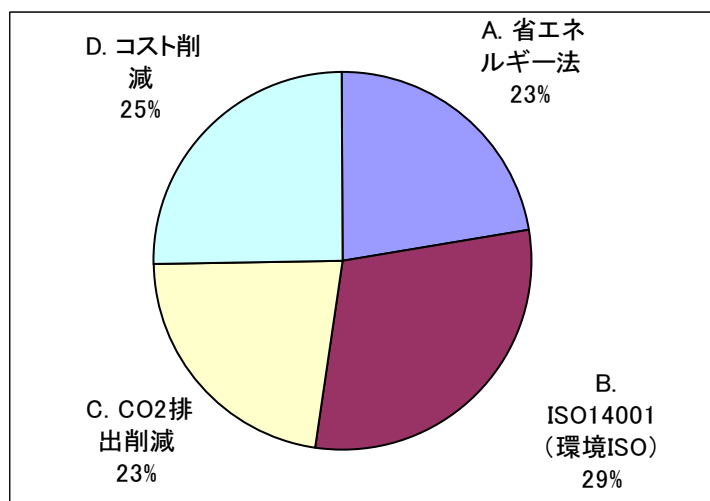
- ②現在の省エネルギー評価基準としては、圧縮機駆動電動機の消費電力(31.3%)、圧縮機の空気吐出量(23.7%)、空気漏れ(23.7%)、個々の空気圧システムの空気消費量(21.4%)の順の回答となった。
- ③現状の空気圧縮設備の電力消費率は、事業所（工場）の全電力消費の平均 16.2%（回答平均）で、平成 6 年度のアンケート調査での回答の中心は 15～20%と大きな変動は見られない。
- ④圧縮空気の用途ごとの消費順位は、クランプ・搬送などのアクチュエータ（作動機器）(40%)、エアブロー（大気中での空気噴流による仕事）(33%)、真空エジェクタ（真空発生装置）(10%)で、平成 6 年度のアンケートでのアクチュエータ 53%、エアブロー28%、漏れ・雑消費 11.5%と比べ、最近いわれているエアブロー消費増加傾向と一致する結果となった。
- ⑤これからの省エネルギー化推進にもっとも関係すると思われる機器として、空気圧縮機、ブローノズル／ブローシステム、配管／継手（漏れ、圧損）を挙げ、これらで回答数の 84%を占めた。
- ⑥これからの空気圧機器／システム選定に当たって重要と思われる指標として、エネルギー変換効率（省エネルギー）とコスト（設備、ランニング）が等しく計 71%を占め、次いで、CO₂ 排出量、リスクアセスメント（機械安全）が挙げられた。

以下、個々の項目ごとの調査結果を表・グラフにより示す。

A. 空気圧設備の省エネルギー化の動向

問 1. 現在の省エネルギー化活動のベース

活動のベース	回答数
A. 省エネルギー法	16
B. ISO14001（環境 ISO）	21
C. CO ₂ 排出削減	16
D. コスト削減	18

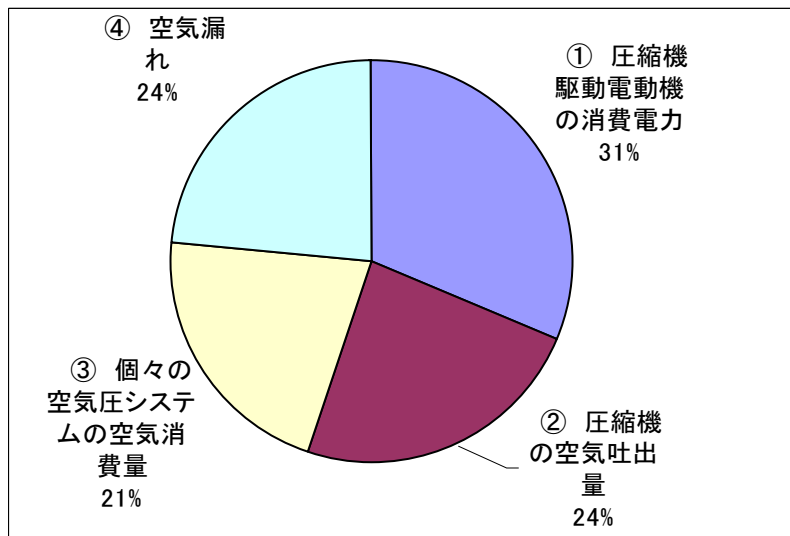


現在対応が要求されている省エネルギー化のための規格・法規及びコスト低減などの推進指標については、ほぼ均等に配慮されている。

平成 6 年の調査項目になかった CO₂ 排出削減を除くと、前回と比較して大きな変化はない。

問 2. 現在の省エネルギー評価基準

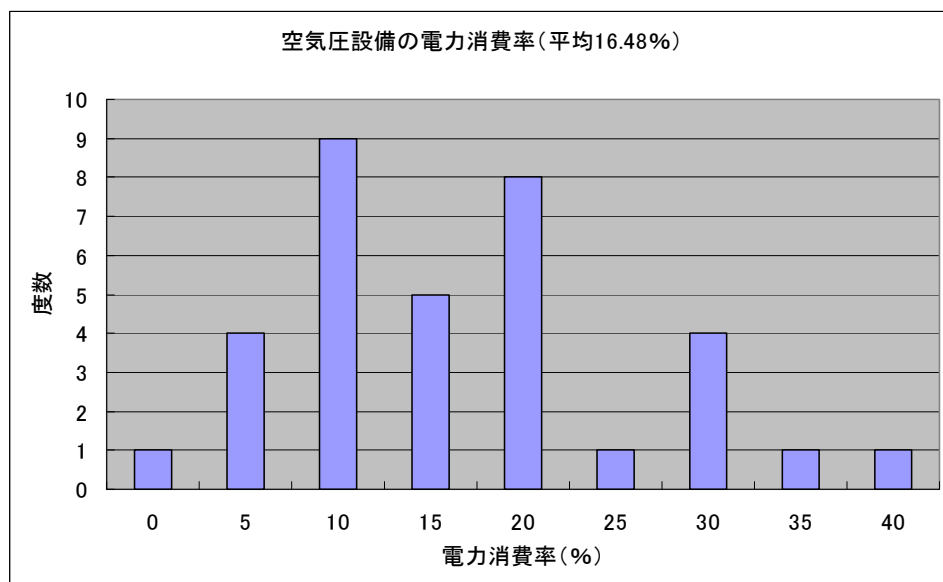
評価基準	回答数
① 圧縮機駆動電動機の消費電力	41
② 圧縮機の空気吐出量	31
③ 個々の空気圧システムの空気消費量	28
④ 空気漏れ	31



評価パラメータとしては、直接的な①圧縮機駆動電動機の消費電力が若干大きい比率を占めているが、ほぼ均等に評価している。

問 3. 空気圧設備の電力消費率

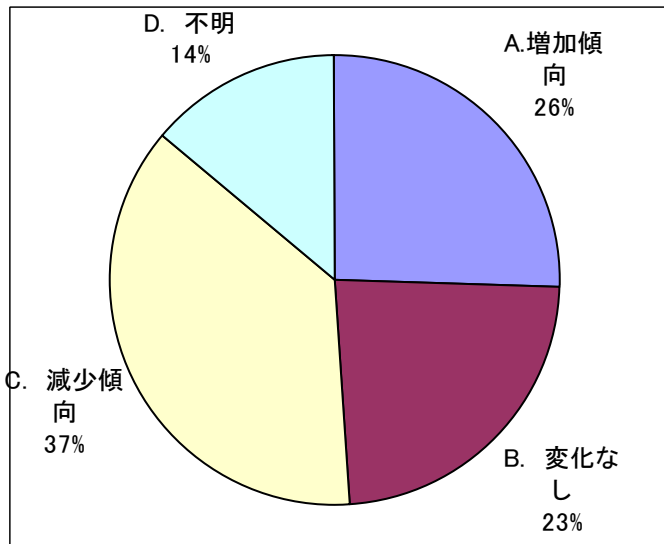
消費率%	回答数
0	1
5	4
10	9
15	5
20	8
25	1
30	4
35	1
40	1



平成 6 年度のアンケート調査でも回答の中心は 15~20%であり、前回と比べて大きな変動は見られない。

問4. 空気圧設備電力消費の傾向

- A. 増加傾向 11
- B. 変化なし 10
- C. 減少傾向 16
- D. 不明 6



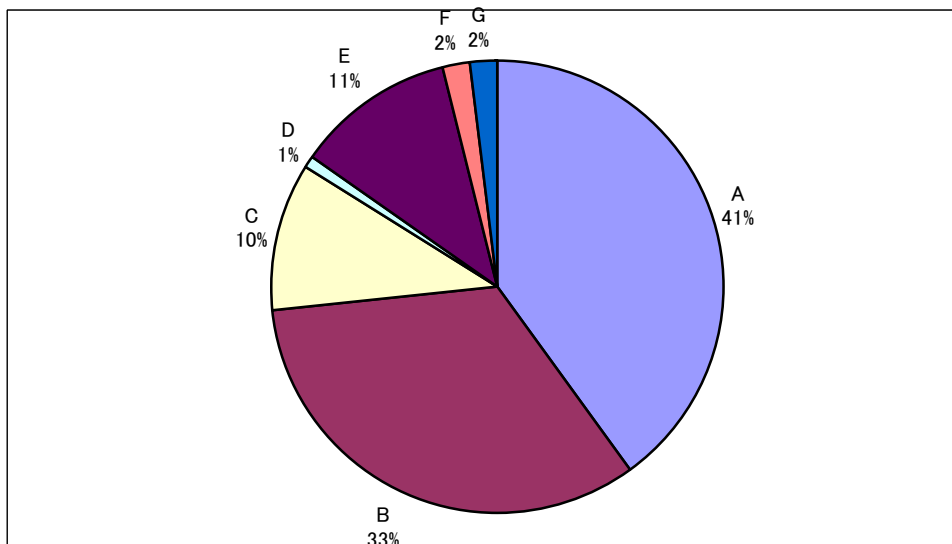
増加傾向より減少傾向が多少上まわっており、省エネ対策が進んでいる効果と思われるが、有意な差はない。

問5. 空気消費の区分と順位

上位3種選定項目の順位を付けない回答数

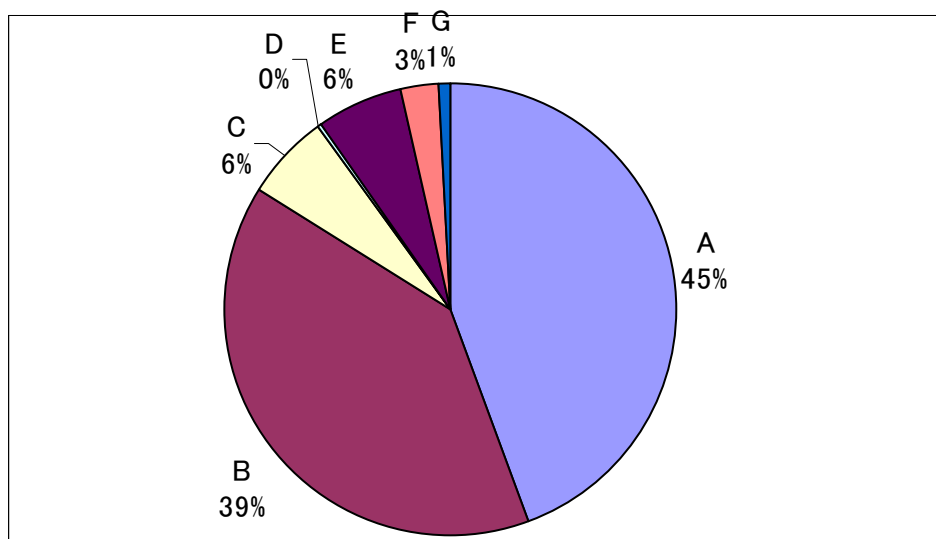
A.クランプ・搬送などのアクチュエータ(作動機器)	A	42
B.エアブロー(大気中での空気噴流による仕事)	B	35
C.真空エジェクタ(真空発生装置)	C	11
D.浸透膜/吸着式ドライヤの再生空気消費	D	1
E.空気漏れ	E	12
F.燃焼、容器充填及び窒素分離など原材料	F	2
G.その他の雑消費	G	2

任意記入 バリ取り及びスピンドル



1位に3、2位に2、③位1の重み付け集計結果

A.クランプ・搬送などのアクチュエータ(作動機器)	A	102
B.エアブロー（大気中での空気噴流による仕事）	B	90
C.真空エジェクタ（真空発生装置	C	14
D.浸透膜／吸着式ドライヤの再生空気消費	D	1
E.空気漏れ	E	14
F.燃焼、容器充填及び窒素分離など原材料	F	6
G.その他の雑消費	G	2



前述の平成6年度のアンケートでは、Aのアクチュエータ53%、Bのエアブロー28%、Cの真空エジェクタ3.5%、Dのドライヤ再生3.4%、E+G=7.0%は雑消費11.5%となっていたが、試みに重み付けしたものの分布と比較すると、A: -8%、B: +11%、C: +2.6%、D: -3%、E+G: -4.5%となり、最近いわれているエアブロー消費増加傾向と一致する結果となった。

3.2.1.2 B. 省エネルギー法の指針に対する対応

回答記入事業所の85%がエネルギー管理指定工場で、本アンケート結果は、おもにそのような事業者における状況を示している。

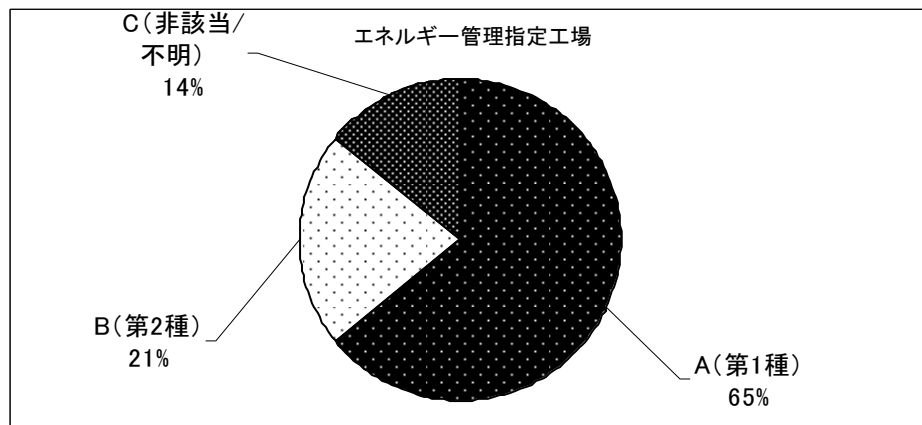
- ・空気圧設備全体又は圧縮機の管理標準の中で省エネ管理を行うとする回答が合わせて70%、省エネ管理規定なしが19%、空気圧システム独自に省エネ管理する回答が11%となった。空気圧システム独自に省エネ管理されている事例は少ない。
- ・事業所ごとにエネルギー消費年平均1%以上の低減目標に対して、空気圧設備の本年度予測は、達成可31%、不可11%に対し、空気圧設備だけでは評価できないとするものが57%で過半を占め、事業所全体の目標達成の方が重要視されている。
- ・複数の空気圧縮機の稼働台数の調整及び負荷の適正配分については、大半が稼働率および稼働圧縮機配分自動制御システムを設備している。
- ・負荷に応じた運転制御を行うことができるようにするためのインバータ回転数制御装置は、少なくとも主要な圧縮機の一部設置されており、他を台数制御とする方式が過半を占めている。

このように、空気源（圧縮機）関連では省エネルギー法の指針にそって設備が更新されているが、空気を消費する空気圧システムでは、使用法によるアクチュエータ効率、漏れ及びブロー空気消費に対して十分な対策がなされていない、特にブロー空気消費については理解度が低く今後に残している。

B. 省エネルギー法への対応

問 1. エネルギー管理指定工場

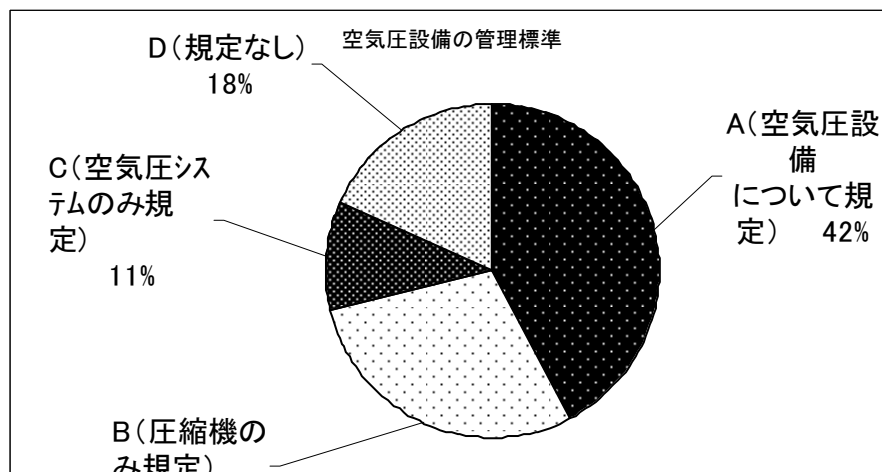
A	B	C
第1種	第2種	非該当/不明
27社	9社	6社



回答記入事業所の 86%が第 1 種または第 2 種のエネルギー管理指定工場であった。本アンケート結果は、おもにそのような事業者における状況を示している。

問 2. 空気圧設備の管理標準

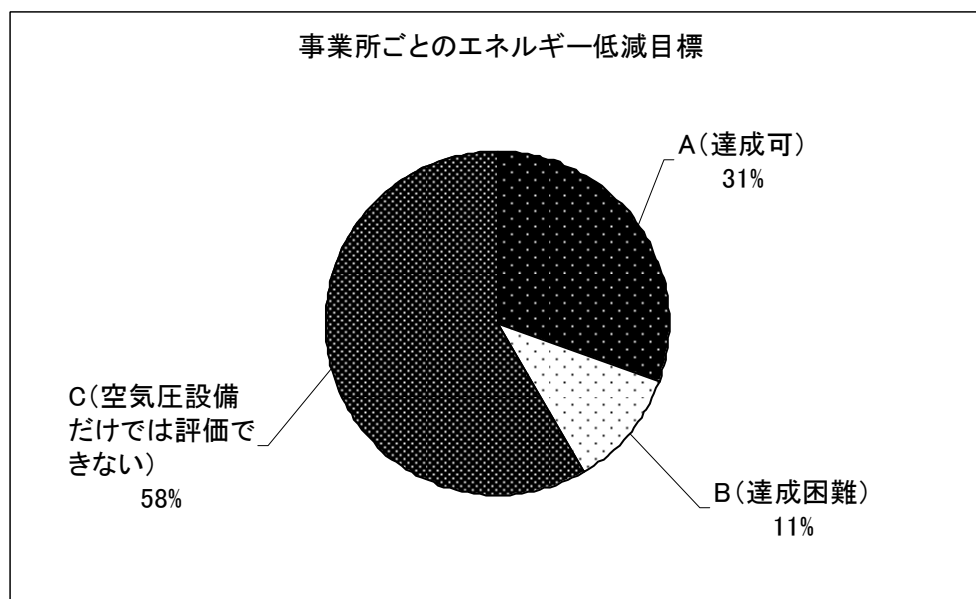
A	B	C	D
空気圧設備について規定	圧縮機のみ規定	空気圧システムのみ規定	規定なし
16社	11社	4社	7社



空気圧設備全体又は圧縮機の管理標準の中で省エネ管理を行うとする回答が合わせて71%、省エネ管理規定なしが18%、空気圧システム独自に省エネ管理する回答は11%であり、空気圧システム独自に省エネ管理されている事例は少ない。

問3. 事業所ごとにエネルギー消費年平均1%以上の低減目標

A	B	C
達成可	達成困難	空気圧設備だけでは評価できない
11社	4社	21社



達成可31%、不可11%に対し、空気圧設備だけでは評価できないとするものが58%で過半を占め、事業所全体の目標達成の方が重要視されている。

②達成困難の理由

- ・生産拡大による増加
- ・加熱における消費が多く天候に左右される。生産変動にも依存。
- ・把握が難しい
- ・既に着手済設備であるため
- ・生産数量の増加
- ・配管抵抗などの損失をクリアするためのシステムの大幅な変更が必要になるため。

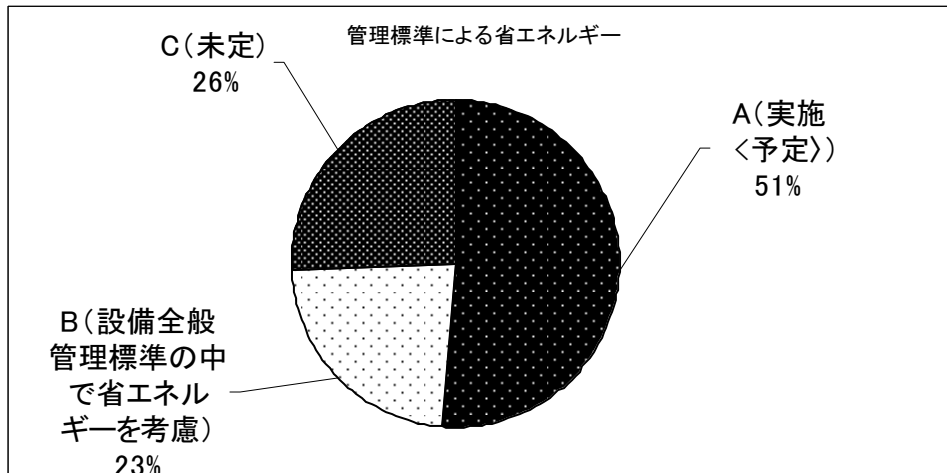
空気圧設備単独で省エネ計測・評価をすることが難しい理由が示された。また、生産量などに左右される実態が示されている。

③昨年度事業所全体の実績

電力消費以外の量でなされた回答が多いため統計整理や判断は難しいが、消費が増えたと読みとれる回答が多く寄せられた。これはアンケート時点での経済動向が影響していると推定される。

問 4. 管理標準による省エネルギー

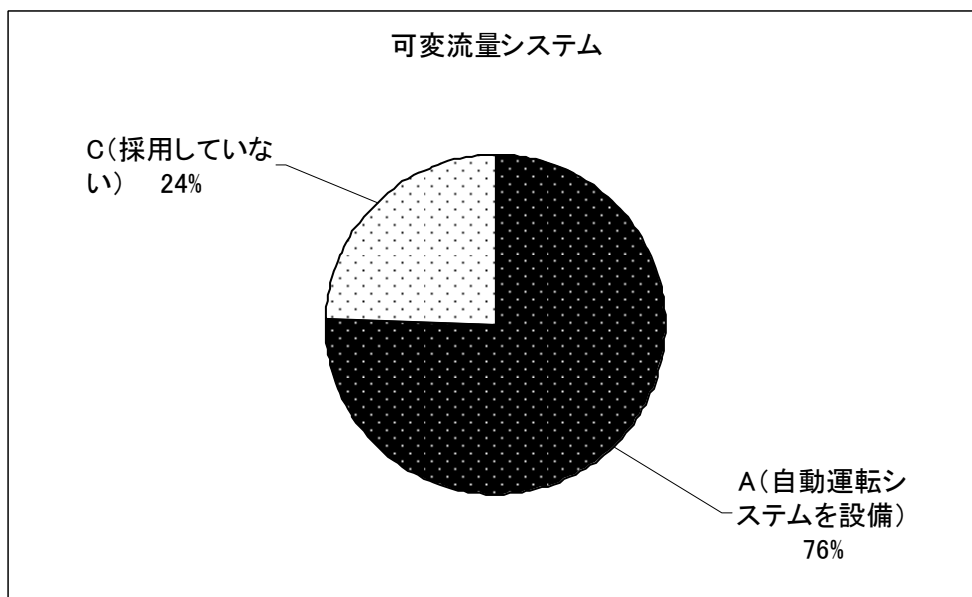
A	B	C
実施(予定)	設備全般管理標準の中で省エネルギーを考慮	未定
20社	9社	10社



実施及び全体の管理標準の中で省エネルギーを行うとするもので74%に達している。省エネルギーに対する高い関心が伺える。

問 5. 可変流量システム

A	B	C
自動運転システムを設備	管理標準により手動で実施	採用していない
31社	0社	10社

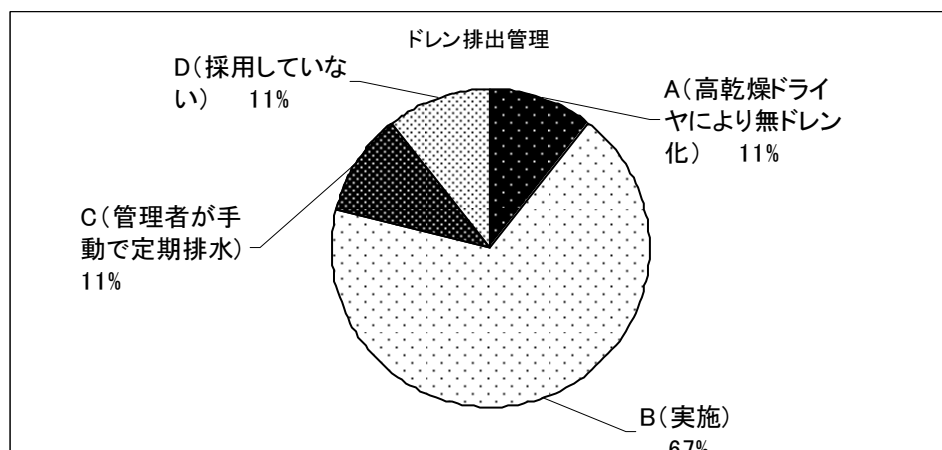


主なアンケート先であるエネルギー管理指定工場では、大半が自動運転による可変流量

システムを採用している。

問 6. ドレン排出管理

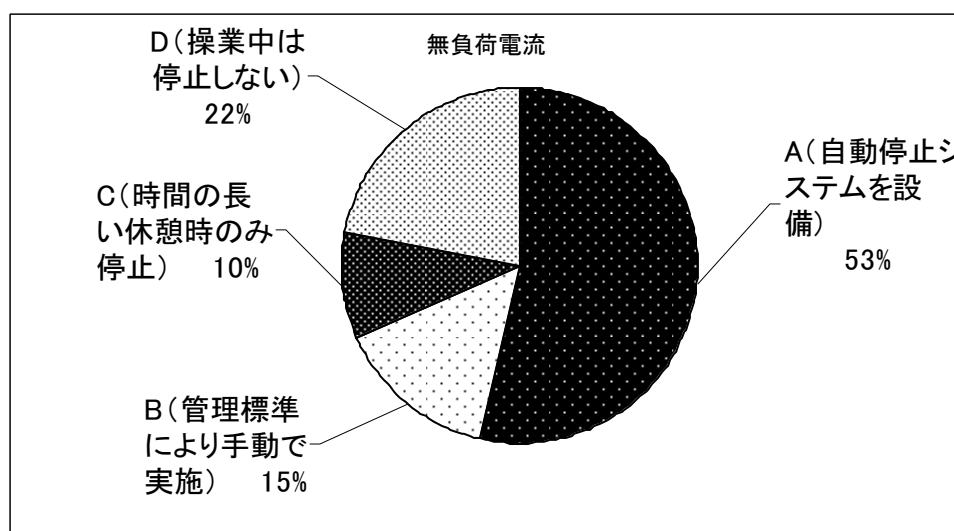
A	B	C	D
高乾燥ドライヤにより無ドレン化	実施	管理者が手動で定期排水	採用していない
4社	26社	4社	4社



自動ドレントラップ(オートドレン)が最も不具合を起こしやことが認識されているためか、本項目に対しては、高い実施率が示された。

問 7. 無負荷電流

A	B	C	D
自動停止システムを設備	管理標準により手動で実施	時間の長い休憩時のみ停止	作業中は停止しない
22社	6社	4社	9社

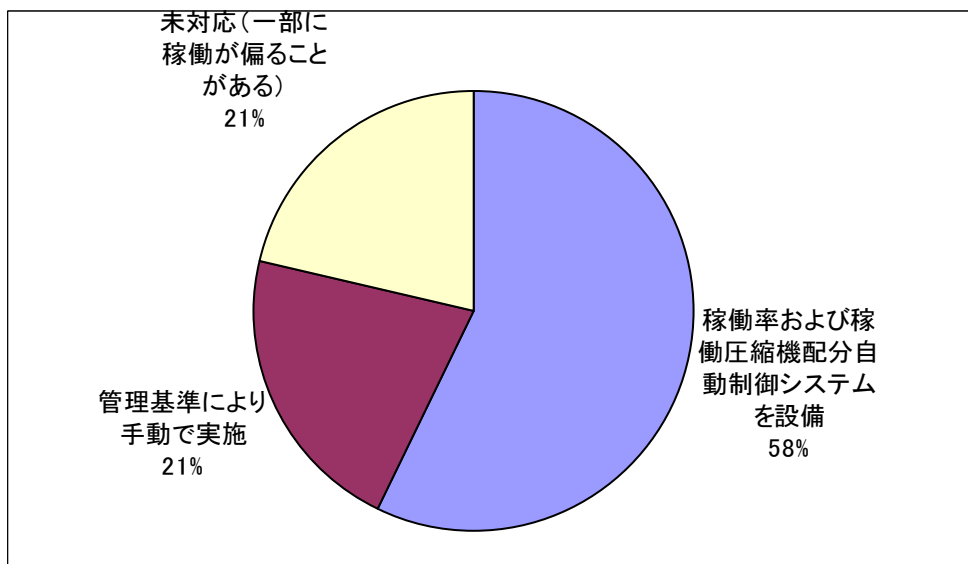


アンロード率による自動停止システムを 53%が設備している。停止しないとする回答も 22%あるが、これには連続操作のため止める必要性がない事例なども含まれるものと思わ

れる。

問8. 稼働台数配分

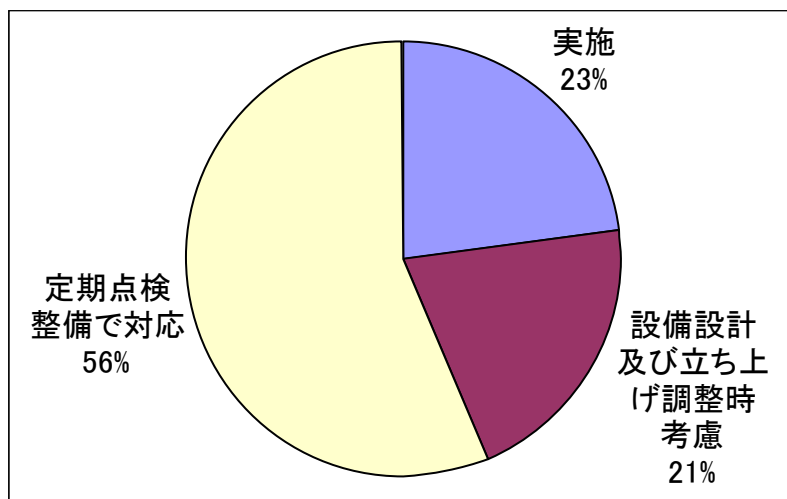
稼働率適正化	回答数	割合[%]
稼働率および稼働圧縮機配分自動制御システムを設備	24	57
管理基準により手動で実施	9	21
未対応(一部に稼働が偏ることがある)	9	21



最近の稼働台数制御システムには稼働率を適正に配分する機能が付いているためこのような回答になったものと思われる。

問9. 漏れ及び圧力降下

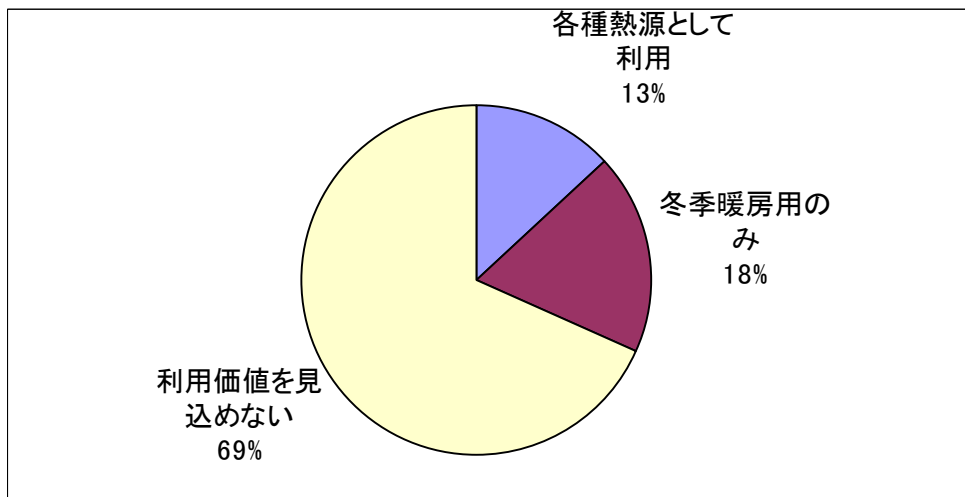
流体機械設備の漏れ・圧力降下管理	回答数	割合[%]
実施	9	23
設備設計及び立ち上げ調整時考慮	8	21
定期点検整備で対応	22	56



流体機械一般に対する質問で、定期点検整備で対応するものとする回答が多くなったものと思われる。

問 10. 廃熱利用

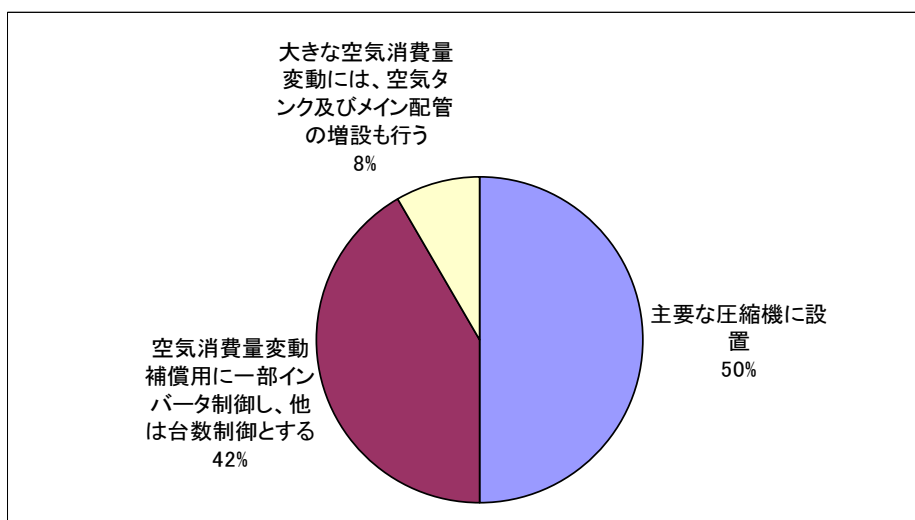
廃熱利用	回答数	割合[%]
各種熱源として利用	5	13
冬季暖房用のみ	7	18
利用価値を見込めない	26	68



空気圧縮機排熱を利用するには何らかの熱循環設備が必要になるため、一般的に定着するには至っていないものと思われる。

問 11. インバータモータ駆動

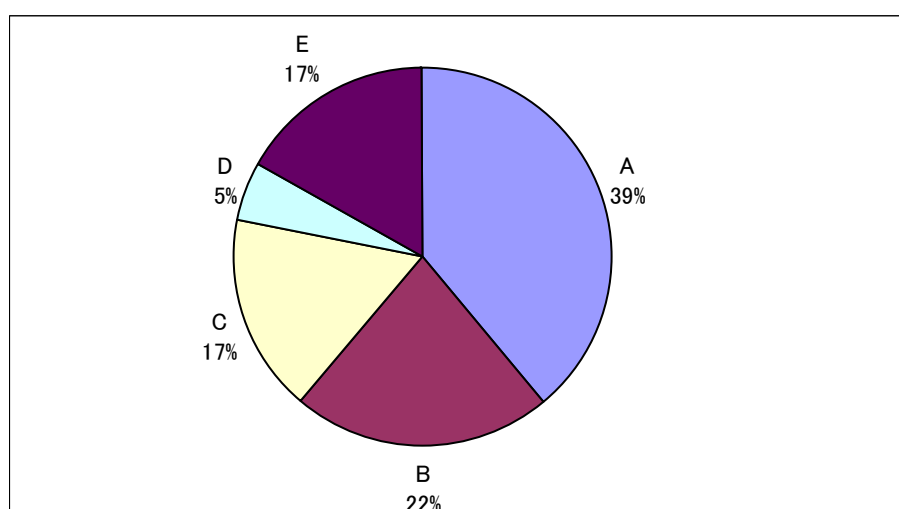
インバータモータ利用	回答数	割合[%]
主要な圧縮機に設置	18	50
空気消費量変動補償用に一部インバータ制御し、他は台数制御とする	15	42
大きな空気消費量変動には、空気タンク及びメイン配管の増設も行う	3	8



今回のアンケート先については、自動停止制御方式より吐出圧力が安定するインバータモータ駆動方式がほぼ導入されている。

問 12. 圧縮機の集中／分散

圧縮機配置	回答数		割合[%]
電動機及び圧縮機効率を高くするため、圧縮機を最少台数に集約している	A	16	39
配管の圧損及び漏れ損失を小さくするため圧縮機を複数分散設置している	B	9	22
圧縮機故障時のフェイルセーフのため圧縮機台数を数台に分割している	C	7	17
空気圧力の範囲が広いため、高・低圧ラインに分割して圧縮機を設置している	D	2	5
生産量の変動に合わせ、その都度圧縮機を増設する方式が実利的である	E	7	17

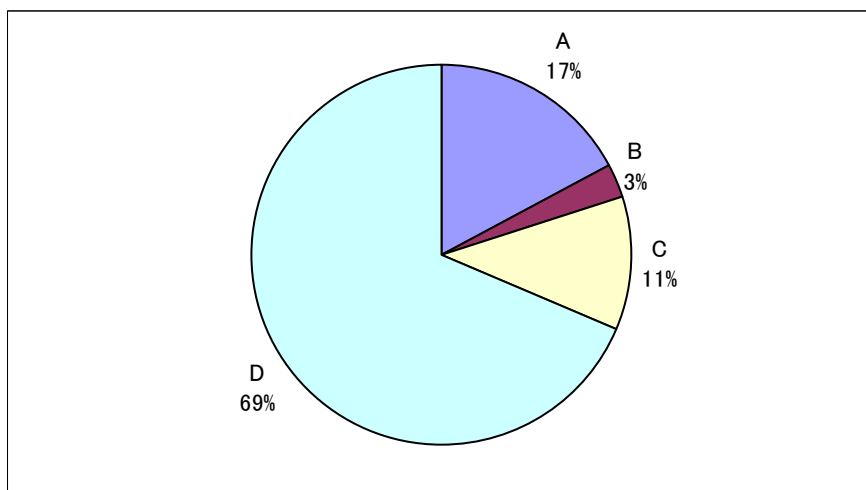


圧縮機は最小台数にする方式が主流であるが、事業所の大きさや生産方式によっては、分散設置又はその都度の増設方式も少なからず用いられている。

問 13. エアブローの空気源

エアブローの空気源	回答数		割合[%]
高低圧別の供給ラインを設けている	A	6	17
低圧ラインは圧損が大きいので、ブロワ又はファンは分散設置	B	1	3
低圧分散供給は干渉が大きいので、ブロワ又はファンは個別設置。	C	4	11
供給ラインが一つで済むため空気圧縮機の高圧空気を使用。	D	24	69
風量変動が大きいため圧力エネルギーを蓄積できる高圧空気を使用	E	0	0
高圧空気を低圧大流量に変換する流量増幅ノズルを使用。	F	0	0

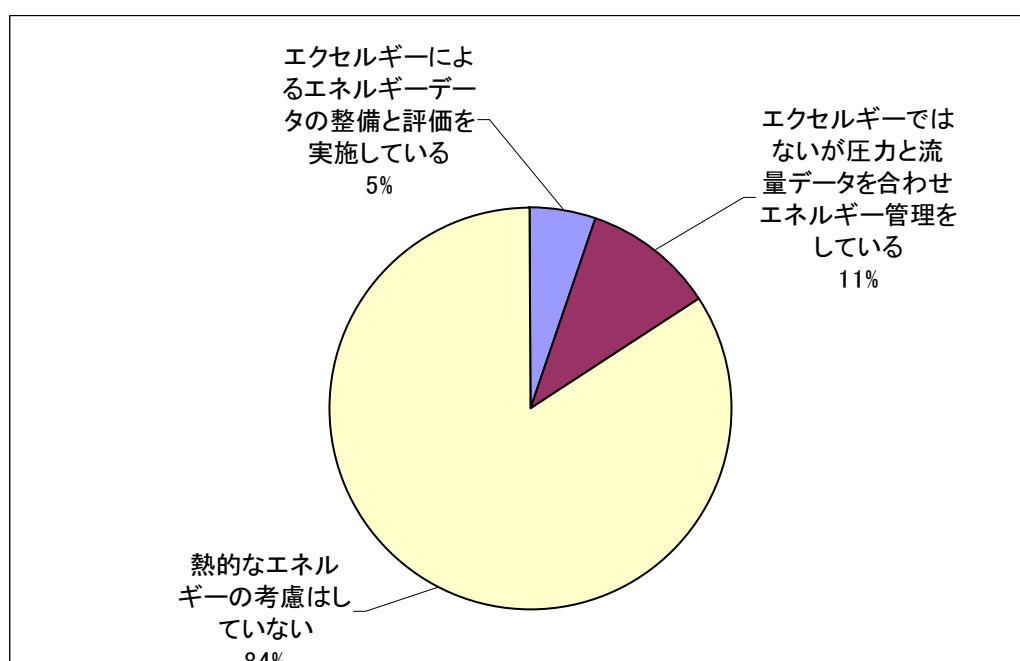
任意記入 N2 パージがほとんど



高・低圧ラインを併設する方式は実績に乏しく、既設工場では配管の増設も必要になるため、局所的にブロワ・ファンを設置できる場合を除き、ブロワ又はファンは導入され難い状況にあるものと推定される。

問 14. エクセルギー

エクセルギー利用	回答数	割合[%]
エクセルギーによるエネルギーデータの整備と評価を実施している	2	5
エクセルギーではないが圧力と流量データを合わせエネルギー管理をしている	4	11
熱的なエネルギーの考慮はしていない	32	84



より厳密なエネルギーの把握と外界の熱利用のためエクセルギー表記を利用することが望ましいが、冷暖房や本格的熱機関でない空気圧システムにおいても利用する意味があることが浸透していないため、このような結果になっているものと思われる。

3.2.1.3 C. 最もエネルギーを消費しているエアブローへの対応

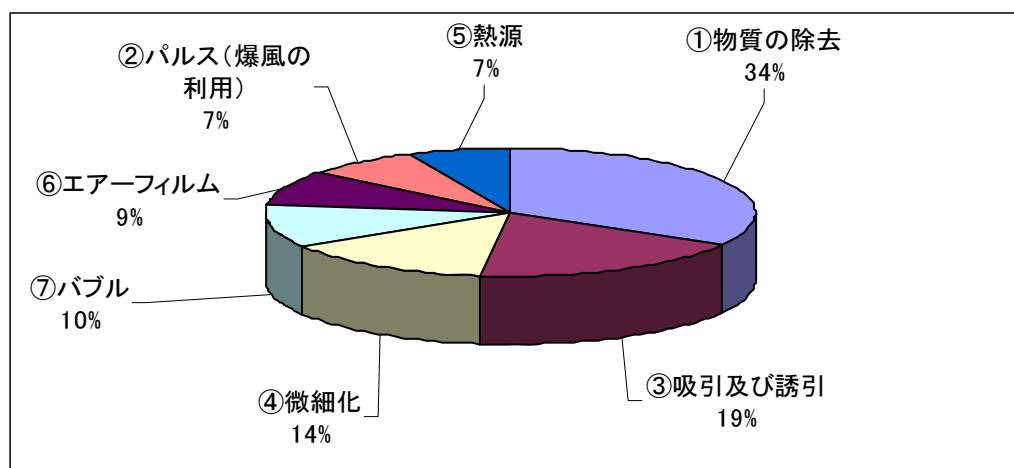
- ・物理的には加工面上の液体、固体粉除去のような噴流による機械的仕事の利用が最多で、次いで真空エジェクタのような噴流による他流体・粉体の吸引仕事が多く、用途としては機械清掃などのダスターが最多で、他の用途については多様に分散している。
- ・エアブローのノズル径の平均=3.56 mm、圧力の平均=0.419 MPa であるが、両者の分布には相関性は見られず、恐らく現場でブロー効果を見ながら設置・調整が行われているため、このような結果になったものと思われる
- ・エアブローの噴出距離は 20 mm～500 mm が 78% を占める。平均ノズル径 3.56 mm の 5.6～140 倍に相当し、噴流のコアの近傍から、成長拡大（流速が減り、流量が増大）する範囲まで幅広い流れの状態で使用されていることを示している。

問 1. エアブローの用途

C. エアブローの省エネルギー

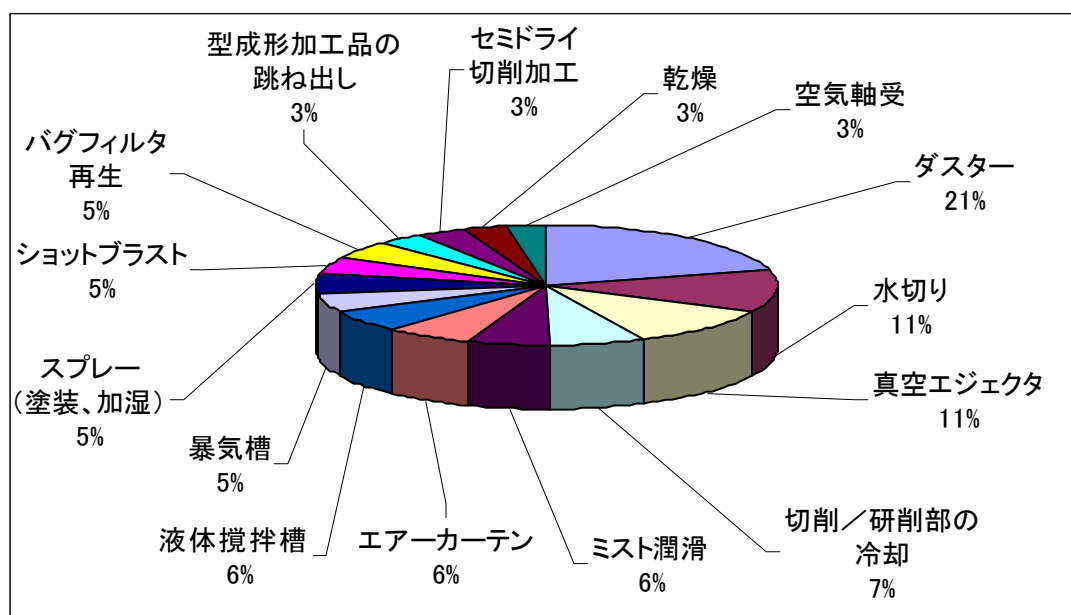
大分類回答(機能的)

機能項目	回答数	構成率%
①物質の除去	54	34
③吸引及び誘引	30	19
④微細化	23	14
⑦バブル	17	10
⑥エアフィルム	15	9
②パルス(爆風の利用)	12	7
⑤熱源	11	7
合計	162	100



小分類回答（用途）

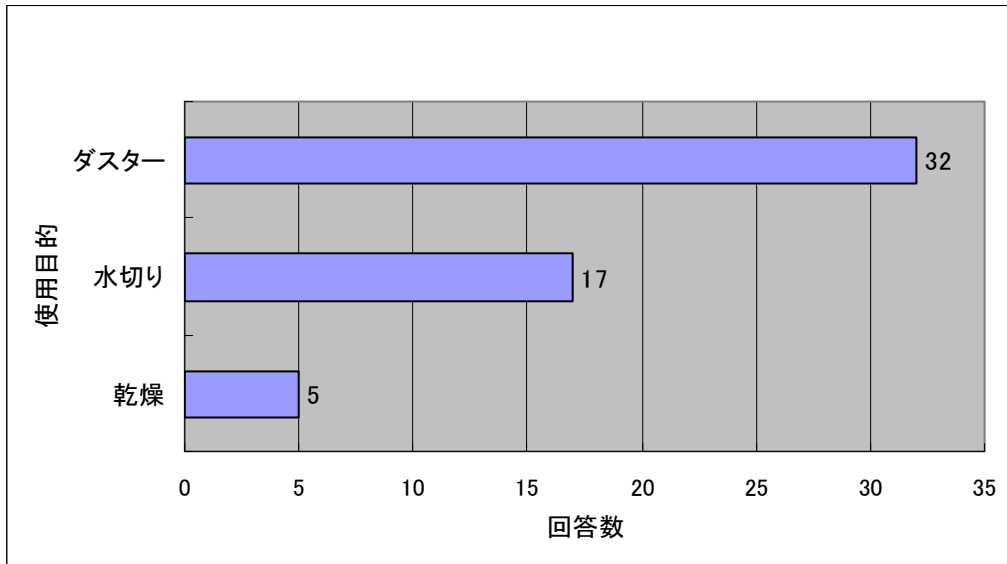
用途項目	回答数	構成率%
ダスター	32	21
水切り	17	11
真空エジェクタ	16	11
切削／研削部の冷却	10	7
ミスト潤滑	9	6
エアーカーテン	9	6
液体攪拌槽	9	6
暴気槽	8	5
スプレー（塗装、加湿）	8	5
ショットブラスト	7	5
バグフィルタ再生	7	5
型成形加工品の跳ね出し	5	3
セミドライ切削加工	5	3
乾燥	5	3
空気軸受	4	3
合計	151	100



加工面上の液体、固体粉除去のような噴流による機械的仕事の利用が最多で、次いで真空エジェクタのような噴流によるほか液体・粉体の吸引仕事が多く、以下多様な用途に用いられている。

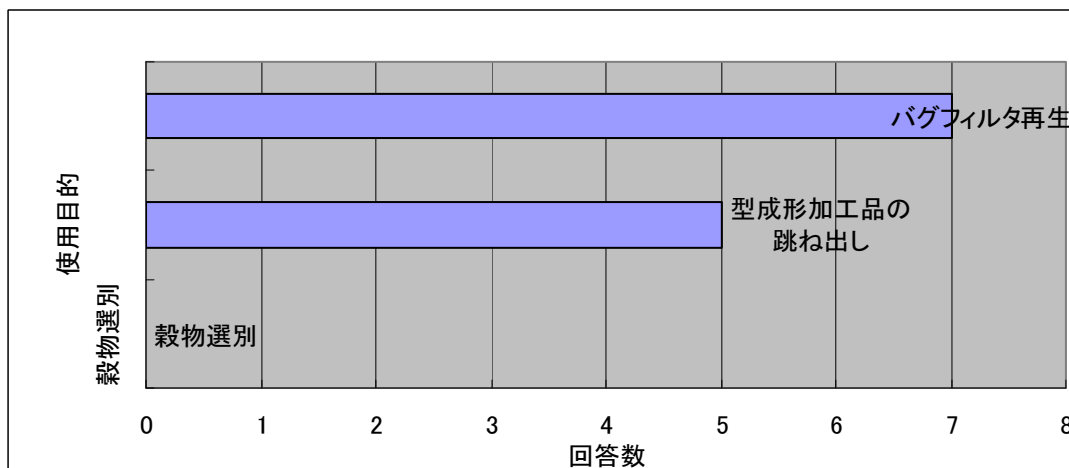
① 物質の除去

用途	回答数
乾燥	5
水切り	17
ダスター	32



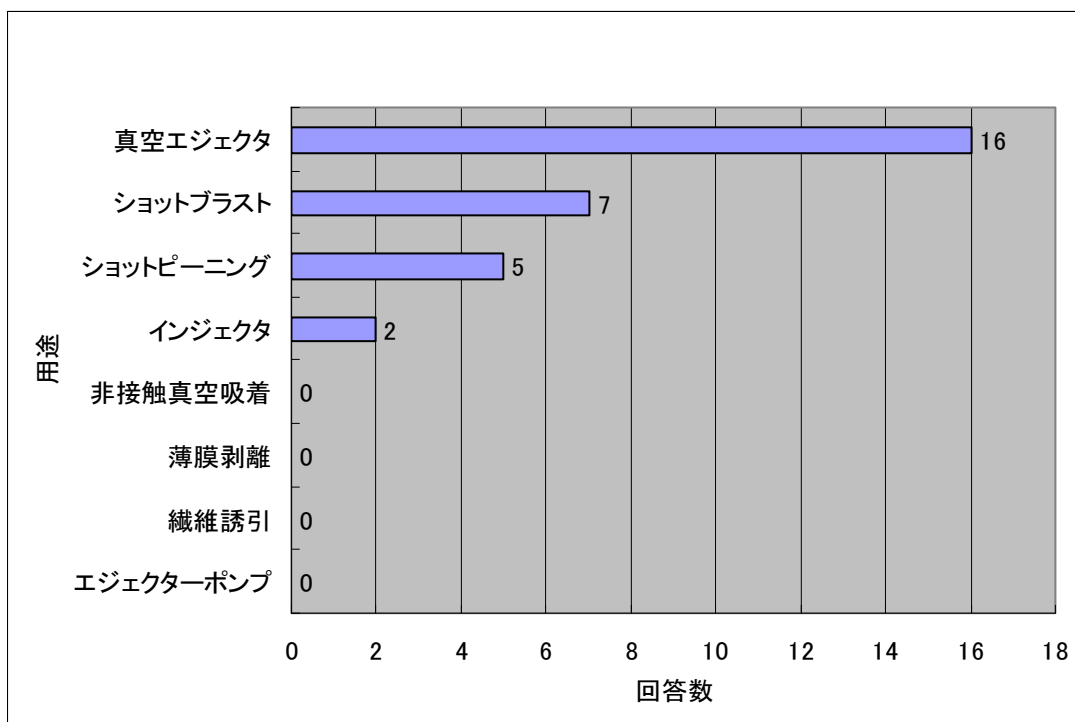
② パルス(爆風の利用)

用途	回答数
穀物選別	0
型成形加工品の跳ね出し	5
バグフィルタ再生	7



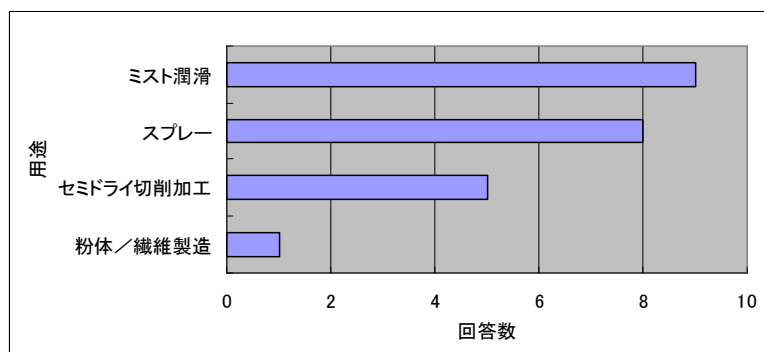
③ 吸引及び誘引

用途	回答数
エジェクターポンプ	0
繊維誘引	0
薄膜剥離	0
非接触真空吸着	0
インジェクタ	2
ショットピーニング	5
ショットブラスト	7
真空エジェクタ	16



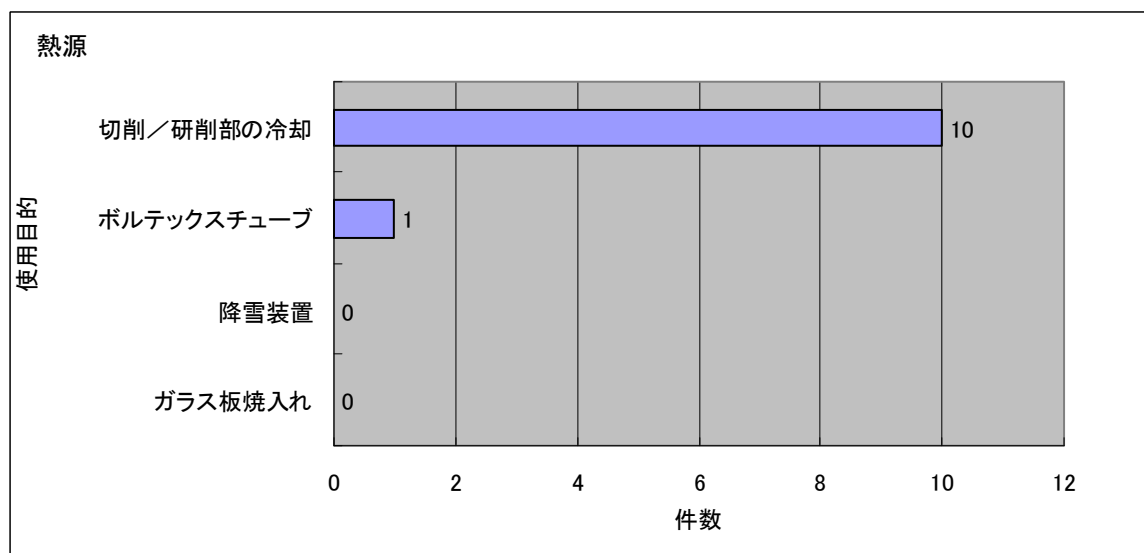
④ 微細化

用途	回答数
粉体／繊維製造	1
セミドライ切削加工	5
スプレー	8
ミスト潤滑	9



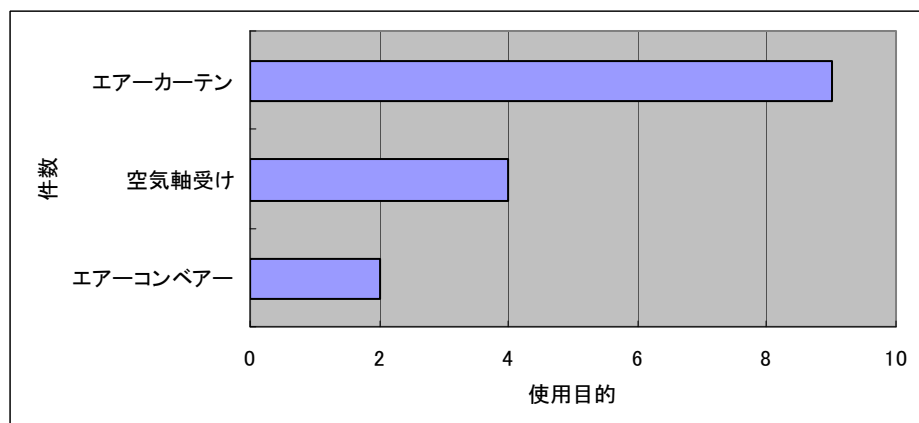
⑤ 熱源

用途	回答数
ガラス板焼入れ	0
降雪装置	0
ボルテックスチューブ	1
切削／研削部の冷却	10



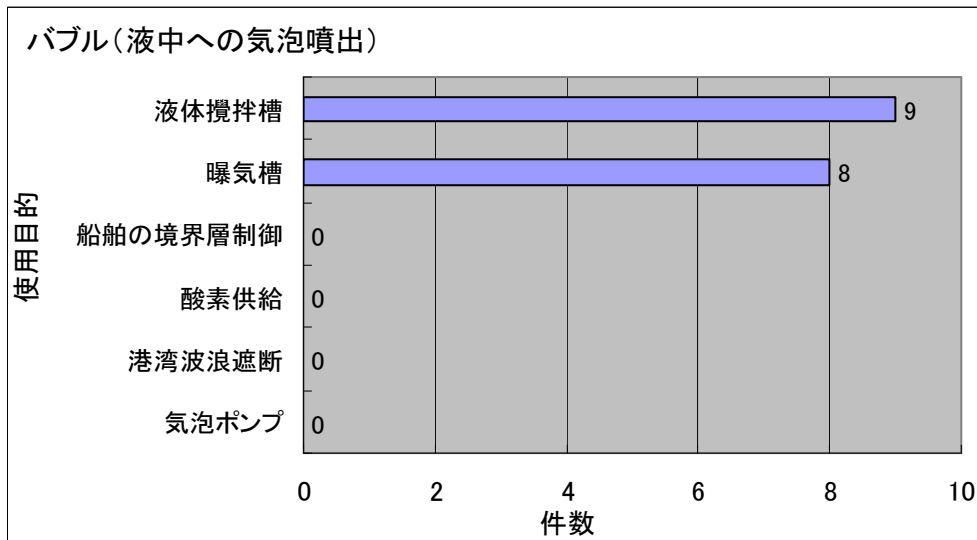
⑥ エアーフィルム

用途	回答数
エアコンベアー	2
空気軸受け	4
エアーカーテン	9



⑦ バブル（液中への気泡噴出）

用途	回答数
気泡ポンプ	0
港湾波浪遮断	0
酸素供給	0
船舶の境界層制御	0
曝気槽	8
液体攪拌槽	9



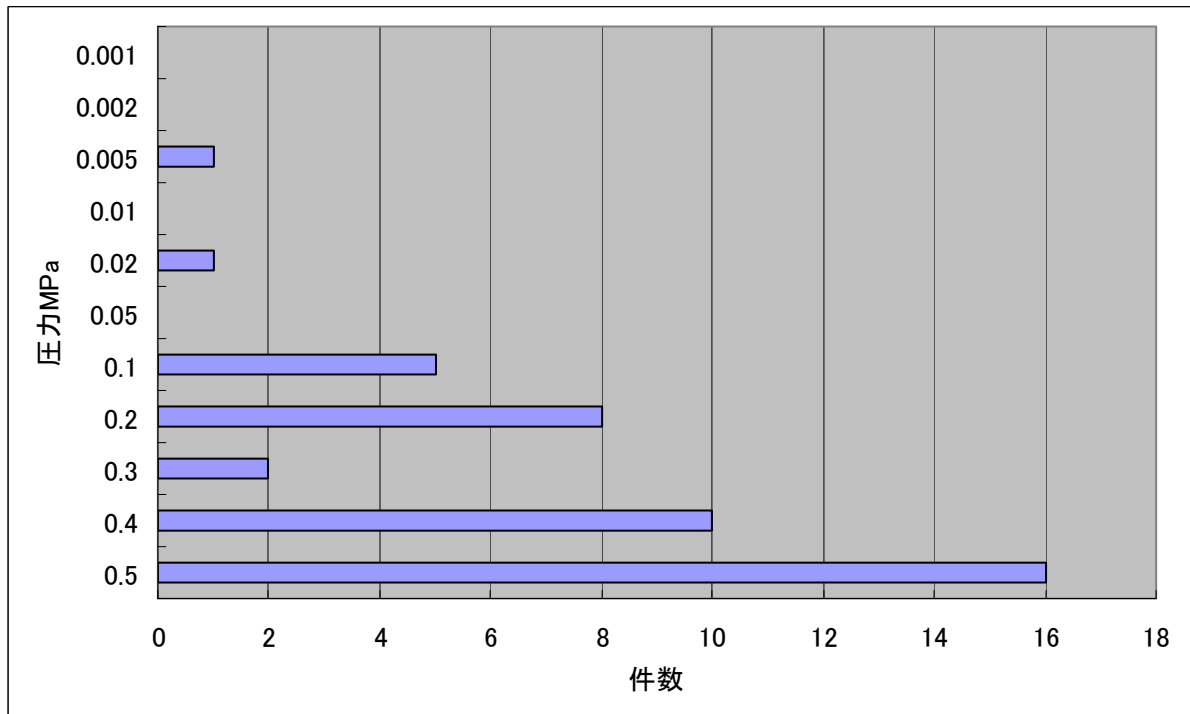
⑧ その他

用途	回答数
フラックス塗布	1
離型剤噴霧バックエアー	1

問2. エアブローの圧力と圧力源

① ブローノズルの入口圧力の代表値

圧力MPa	件数	構成率%
0.5	16	37
0.4	10	23
0.3	2	5
0.2	8	19
0.1	5	12
0.05	0	0
0.02	1	2
0.01	0	0
0.005	1	2
0.002	0	0
0.001	0	0
合計	43	100

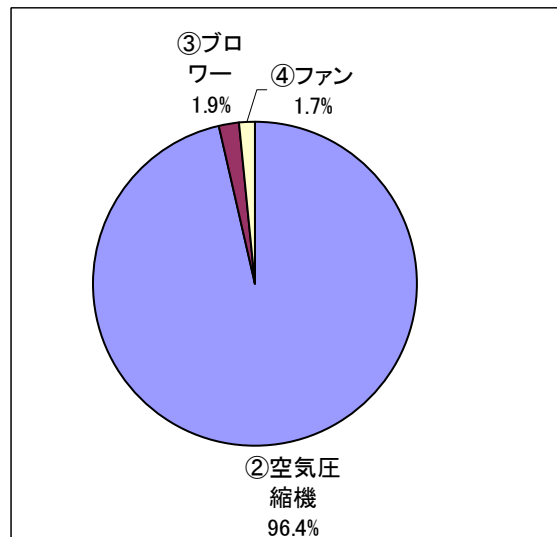


0.2MPa～0.5MPa の空気圧縮機から送られる空气に相当する圧力帯が 84%を占める結果となった。

エアブローの圧力源

$\Sigma(\text{回答数} \times \text{使用率}) / \text{回答数}$

②空気圧縮機	96.5%
③ブロワー	1.9%
④ファン	1.7%

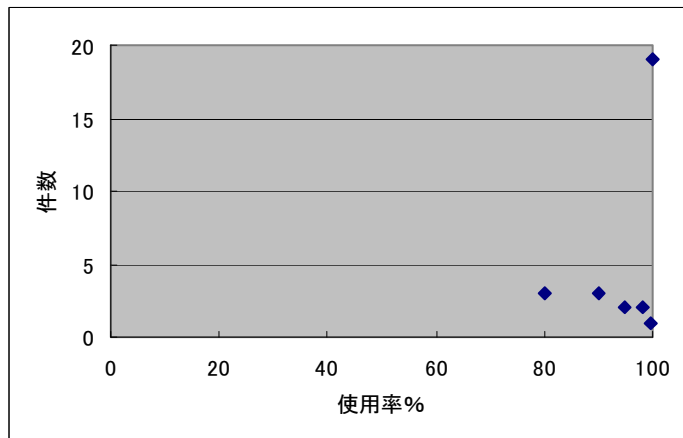


②空気圧縮機

使用率分布

%	回答数
100	19
99.5	1
98	2
95	2
90	3
80	3

平均 96.50%

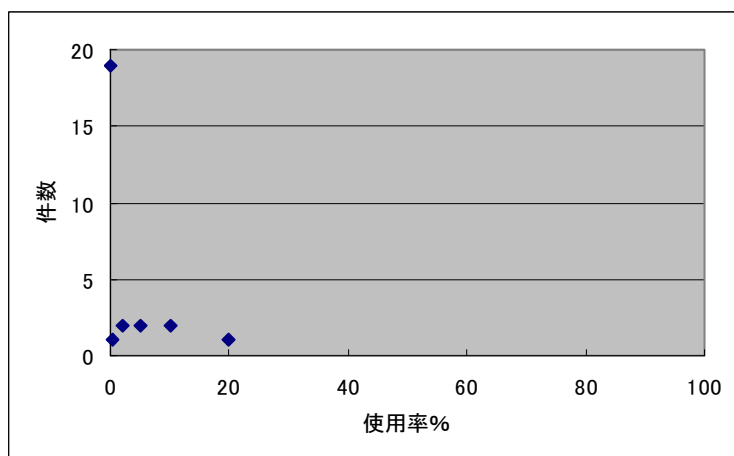


③ブロワー

使用率分布

%	回答数
20	1
10	2
5	2
2	2
0.5	1
0	19

平均 1.87%

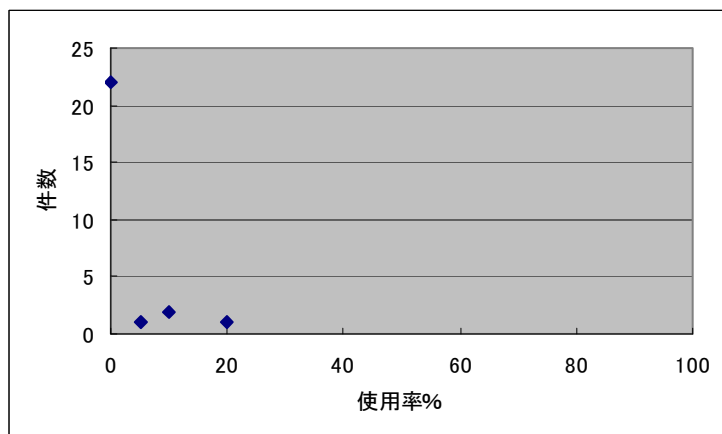


④ファン

使用率分布

%	回答数
20	1
10	2
5	1
0	22

平均 1.73%

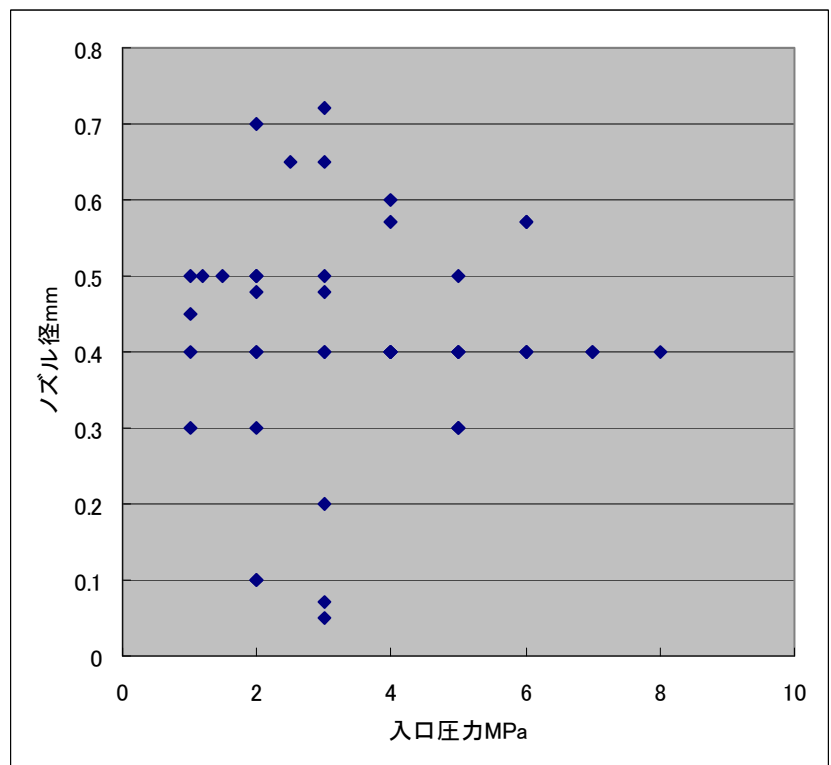


圧力源としては空気圧縮機を使用するケースが 90%以上となり、低圧ブローであっても工場設置の空気圧ラインをそのまま使用しているものと思われる。

問3. エアブローの使用状態

ノズル径、ノズル入口圧力の組合せ

径 mm	入口圧力 MPa
1	0.3
1	0.4
1	0.45
1	0.5
1.2	0.5
1.5	0.5
2	0.1
2	0.1
2	0.3
2	0.4
2	0.4
2	0.48
2	0.5
2	0.5
2	0.7
2.5	0.65
3	0.05
3	0.07
3	0.2
3	0.4
3	0.4
3	0.5
3	0.65
3	0.72
3	0.48
4	0.4
4	0.4
4	0.4
4	0.4
4	0.57
4	0.6
5	0.3
5	0.3
5	0.4
5	0.4
5	0.4
5	0.5
6	0.4
6	0.4
6	0.4
6	0.57
6	0.57
7	0.4
7	0.4
8	0.4
平均	3.56 0.419

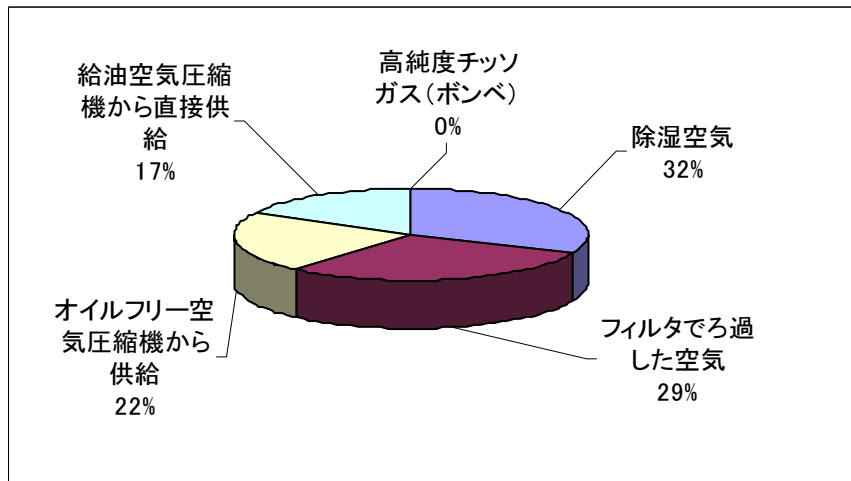


ノズル径の平均=3.56 mm、圧力の平均=0.419 MPa であるが、両者の分布には相関性は見られない。

問4. ブロー空気の清浄度

① 空気の供給源

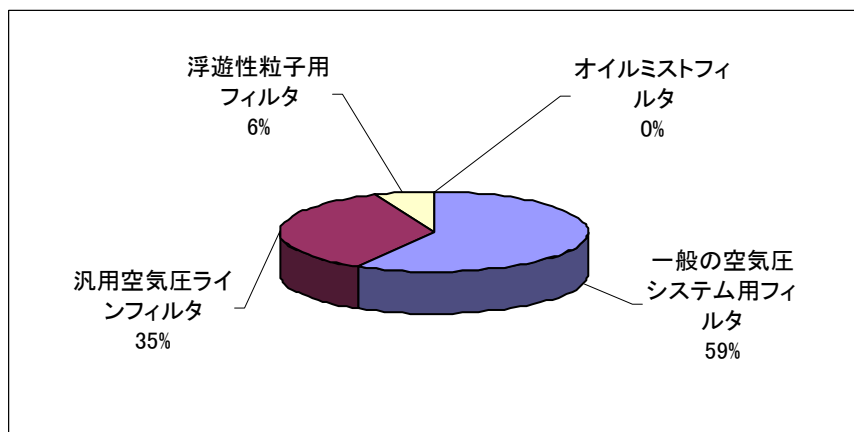
項目	件数	構成比率%
除湿空気	13	32
フィルタでろ過した空気	12	29
オイルフリー空気圧縮機から供給	9	22
給油空気圧縮機から直接供給	7	17
高純度チツソガス(ポンベ)	0	0
合計	41	100



ブロー空気についての統一性、一貫性は見受けられず、使用に当たり特別な配慮はなされていない。

② フィルタでろ過する場合のフィルタの種類

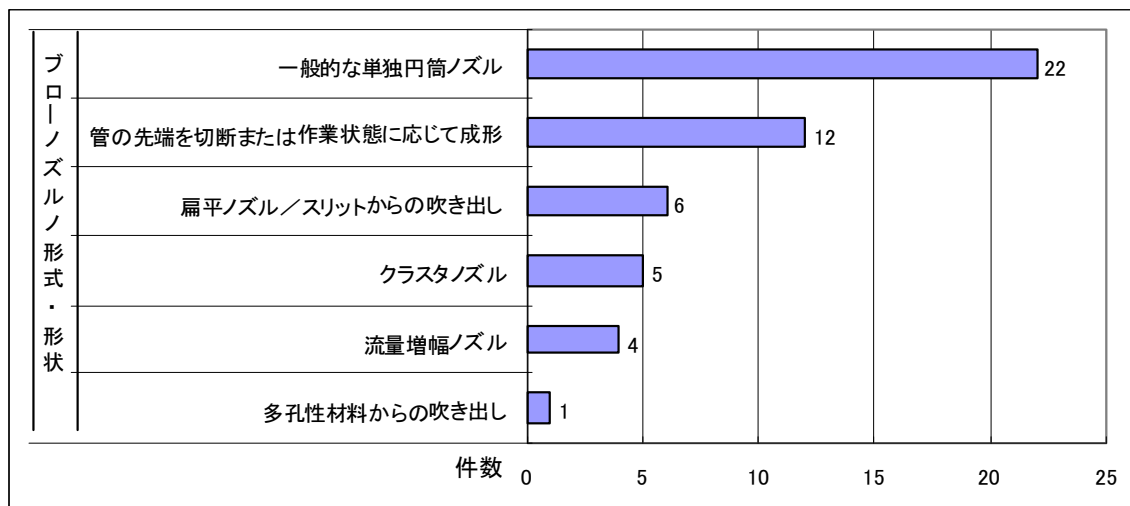
項目	件数	構成比率%
一般の空気圧システム用フィルタ	18	59
汎用空気圧ラインフィルタ	11	35
浮遊性粒子用フィルタ	2	6
オイルミストフィルタ	0	0
合計	31	100



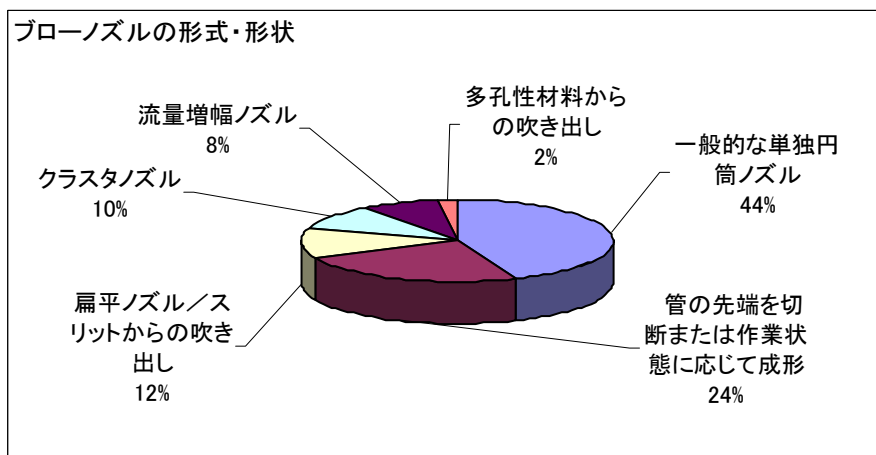
露点が常温のアフタクーラ又は露点が 8℃程度の冷凍式ドライヤによるものが大半であった。

問5. ブローノズル形状

項 目	件数	構成率%
多孔性材料からの吹き出し	1	2
流量増幅ノズル	4	8
クラスタノズル	5	10
扁平ノズル／スリットからの吹き出し	6	12
管の先端を切断または作業状態に応じて成形	12	24
一般的な単独円筒ノズル	22	44
合 計	50	100



項 目	件数	構成率%
一般的な単独円筒ノズル	22	44
管の先端を切断または作業状態に応じて成形	12	24
扁平ノズル／スリットからの吹き出し	6	12
クラスタノズル	5	10
流量増幅ノズル	4	8
多孔性材料からの吹き出し	1	2
合 計	50	100

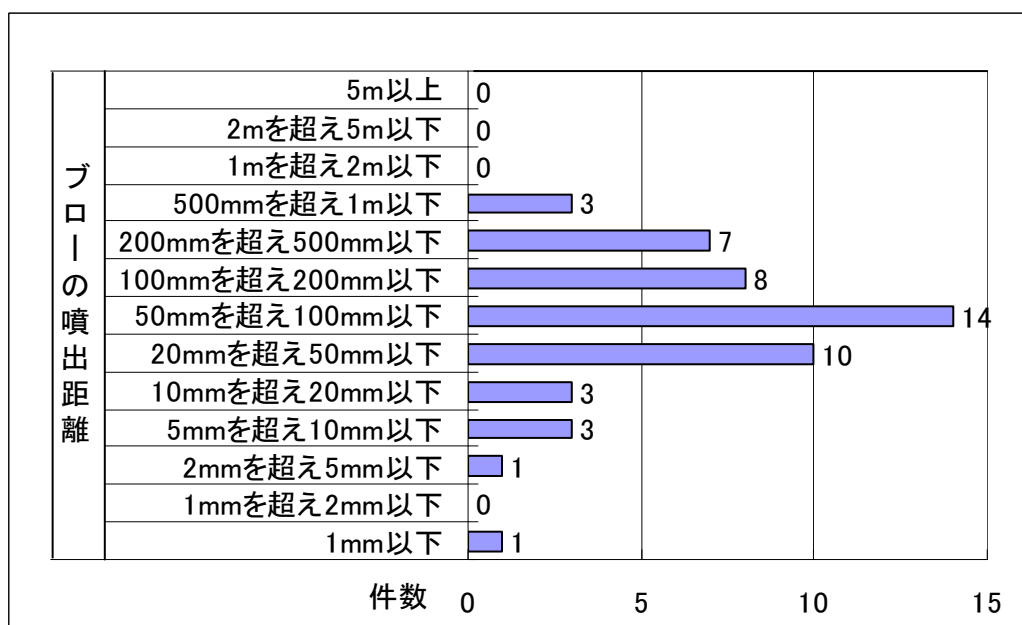


総回答数 50 件に対して単独ノズルが 44%、管を利用が 24%とであった。ほとんどのノズル使用は円筒状のパイプを使用している。その他 32%は使用条件に合わせノズルを工夫して使用している。

問 6. ブローの噴出距離

距 離	件数	構成比率%
1mm以下	1	2
1mmを超え2mm以下	0	0
2mmを超え5mm以下	1	2
5mmを超え10mm以下	3	6
10mmを超え20mm以下	3	6
20mmを超え50mm以下	10	20
50mmを超え100mm以下	14	28
100mmを超え200mm以下	8	16
200mmを超え500mm以下	7	14
500mmを超え1m以下	3	6
1mを超え2m以下	0	0
2mを超え5m以下	0	0
5m以上	0	0
合 計	50	100

20mm～500mm が 78%を占める

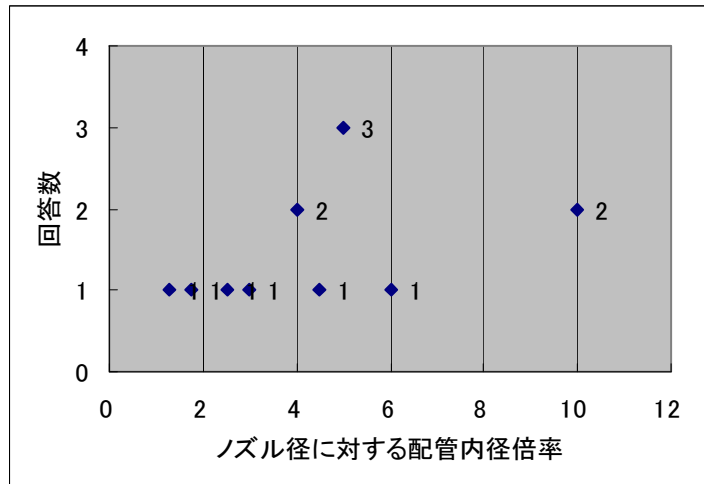


総回答数 50 件の内で 50mm～100mm の距離が 28%ともっとも多かった。また、20 mm～500 mm が 78%を占める。これは問 3. の平均ノズル径 3.56 mm の 5.6～140 倍に相当し、噴流のコアの近傍から、成長拡大（流速が減り、流量が増大）する範囲まで幅広い流れの状態で使用されていることを示している。

問7. ブローノズル上流配管の流量（係数）

① ノズル径に対する配管内径倍率

倍率	回答数
10	2
6	1
5	3
5	1
4	2
3	1
3	1
2	1
1	1
総数	13



任意記載 専用設備のため不明

平均上流配管径はノズル径の 4.8 倍になり、かなり大きめの値になっている。なお、管とノズル数の関係など設問に曖昧な部分があった。

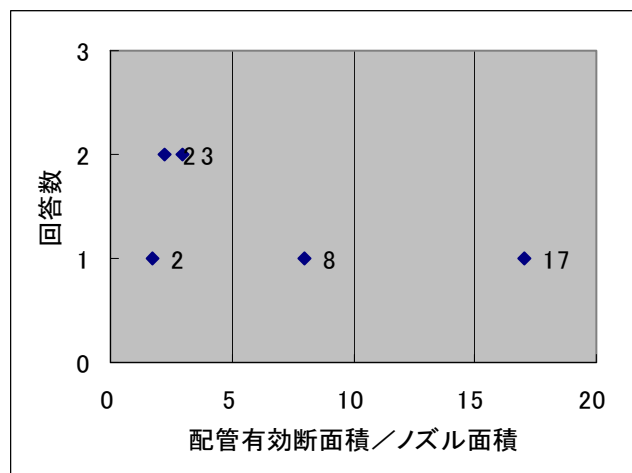
② ノズル面積に対する配管断面積の倍率

倍率	回答数
40	1
21	1
4~7	1
5	1
3	1
3	1
総数	6

平均では 12.8 倍程度の配管断面積の上流配管を用いていることになるが、前問同様かなり大きめの値になっている。

③ ノズル面積に対する配管有効断面積の倍率

倍率	回答数
17	1
8	1
3	2
2	2
2	1
総数	7



平均では 5.27 倍の有効断面積上流配管を用いていることになるが、前問同様かなり大きめの値になっている。

④ その他

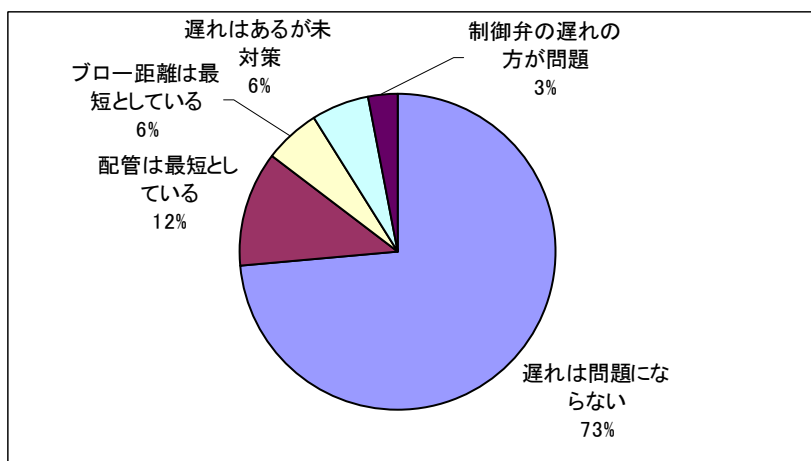
ルール設定中×1

各回答間の相関性が薄く、上流配管の設計法はほとんど定まっていないものと思われる。

問 8. ブロー応答遅れ（動特性）

① ブローノズルと制御弁の間の配管距離及びブロー距離が長い場合の応答遅れ対策について

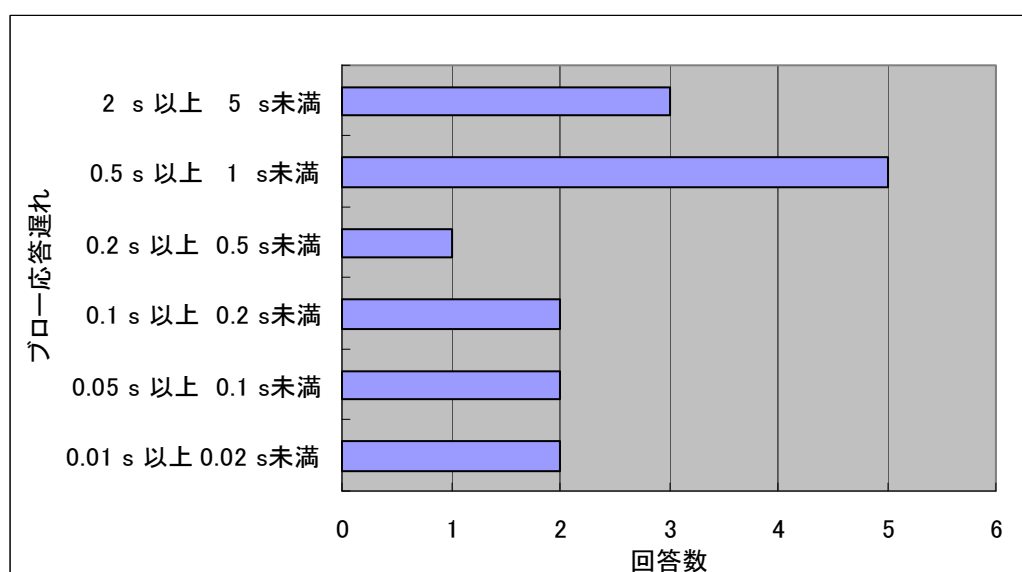
応答遅れ対策	回答数
遅れは問題にならない	25
配管は最短としている	4
ブロー距離は最短としている	2
遅れはあるが未対策	2
制御弁の遅れの方が問題	1
総数	34



本アンケート先においては、ブロー噴流の立ち上がり遅れはあまり問題にされていない。

② 問題になる応答遅れ時間はどの程度ですか。

応答遅れ時間	回答数
0.01 s 以上 0.02 s未満	2
0.05 s 以上 0.1 s未満	2
0.1 s 以上 0.2 s未満	2
0.2 s 以上 0.5 s未満	1
0.5 s 以上 1 s未満	5
2 s 以上 5 s未満	3
総数	15



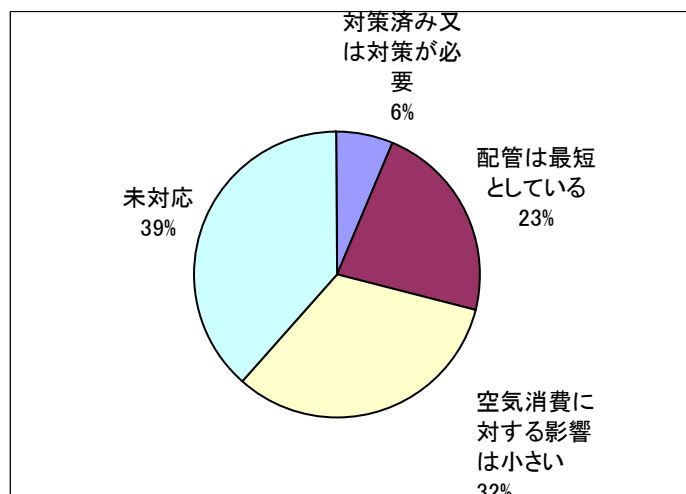
最多 0.5 s 以上 1 s 未満、平均 1.0 s である。速い方は小径ノズルに対しての値と思われるがこれは電磁弁の応答時間に近い応答となっている。

問 9. 配管の空気消費

ブローノズルと制御弁の間の配管に溜まる空気の消費について

選択	回答数
対策済み又は対策が必要	2
配管は最短としている	7
空気消費に対する影響は小さい	10
未対応	12
総数	31

ブロー時間が長くその前後に起こる配管内空気消費は問題にされないとと思われる。

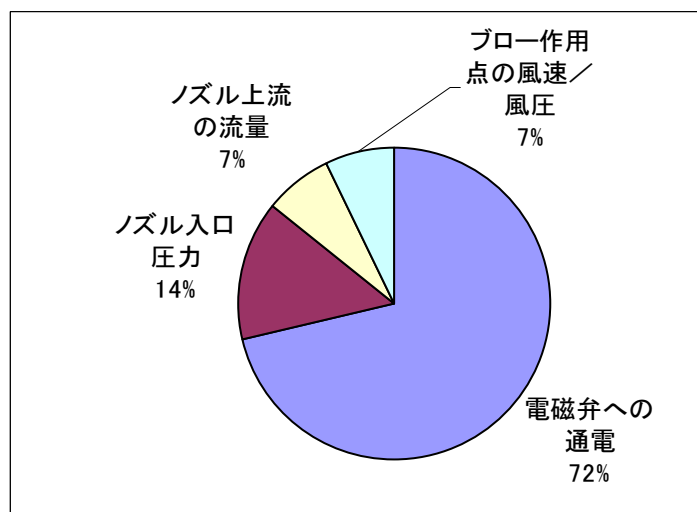


問 10. エアブロー作業の検出

① エアブローの検知・検出方法

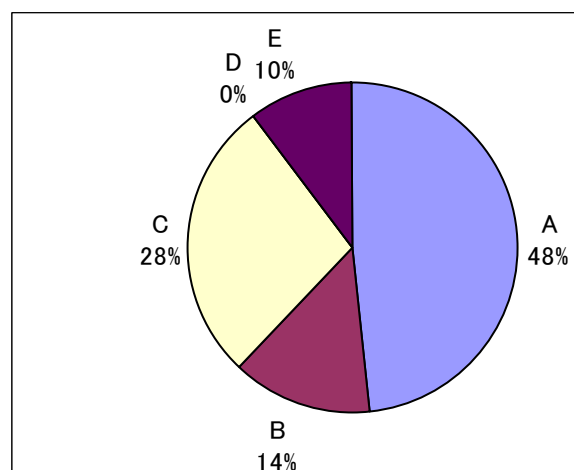
検知・検出方法	回答数
電磁弁への通電	20
ノズル入口圧力	4
ノズル上流の流量	2
ブロー作用点の風速／風圧	2
総数	28

ブローの応答速度検出や電磁弁の故障検出等はまだあまり要求されないと推定される。



② ブロー作業安定に特に必要なブローノズル入口の圧力の監視について

検知・検出方法		回答数
システム全体の入口圧力の点検調整のみ	A	14
主要なノズル入口圧力については個別点検調整	B	4
ノズル入口圧力は、設備設置時に確認	C	8
ノズル入口近傍には圧力検査ポート設置	D	0
主要なノズル入口圧力については常時監視及び異常時アラーム発生	E	3
総数		29



個々のノズル入口圧力を監視するのが確実であるが、現状ではあまり要求されていない。

問 11. エアブロー空気量の増減

今後の増減予測

増減予測	回答数
増える	10
減る	12
予測不能	14
総数	36

増減予測に対し有意な回答はなされなかった。

問 12. その他

ユーザとしての要望

- ①穴の中の水はノズルをどこにセットすれば効率良く水切りできるか？高速度カメラなどを使用して分析可能と思われる。
- ②ワーク面での衝突圧力とノズルの位置を数値データ化（実験）すべきである。
- ③省エネ改造を実際にやってくれる（工事）業者の育成を国がすべきと思う。
- ④当初のブロー設計が正しいか正しくないか判断が難しい。

3.2.2 歯車加工業種向け調査結果

(社)日本歯車工業会の協力を得て、歯切機械及び関連加工機に使用される、空気圧・クーラントの省資源・省エネルギー等のアンケートを今回実施した。その回答結果とこれに加えて近年、改善実施された大手事業所・機械メーカ等の改善実績も含めて報告する。

今回会員会社44社にアンケートを送付し、8社の回答(回答1~8)をいただいたが、本アンケート先の会員会社殿はかなりクーラント方式のウエートが高い結果となっている。また改善実績はホブ盤機械メーカ(本委員)の標準機種(実績1)と小型・仕上(実績2)及び大手事業所の(実績3・4・5)の改善の実績と研削盤等も含め掲示した。

問1. 加工機・供給流体の種類と各種のアンケート結果

歯車機械を主とする省エネアンケート結果

：今後：重点方策

回答事業所No	加工機の種類	ホブ盤			(歯)研削盤			他加工機			
	回答加工機No	①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧	⑨	
	使用流体の方式(種類)	ドライ(エア)	セミドライ(混合)	クーラント(液体)	ドライ(エア)	セミドライ(混合)	クーラント(液体)	ドライ(エア)	セミドライ(混合)	クーラント(液体)	
回答1	平均流量(L/min)										
	圧縮機・ポンプ(Kw)			0.4			0.18			0.06	
	台数*配分(%)	2		13			10			75	
	推測台数(台)	6		33			30			225	
	圧力(Mpa)	0.45									
	主目的	切粉除去									
		潤滑									
冷却											
その他(メモ)											
回答2	平均流量(L/min)	700									
	圧縮機・ポンプ(Kw)	4.67									
	台数*配分(%)	80		20						100	
	推測台数(台)	80		20						200	
	圧力(Mpa)	0.4									
	主目的	切粉除去	2								1
		潤滑									2
冷却		1								1	
その他(メモ)		Co2低減									

回答3	平均流量(L/min)								
	圧縮機・ポンプ(Kw)								
	台数*配分(%)	3	97		100				100
	推測台数(台)	3	97		50				50
	圧力(Mpa)								
主目的	切粉除去	2	1						1
	潤滑		1						1
	冷却		2		2				2
	その他(メモ)								
回答4	平均流量(L/min)								
	圧縮機・ポンプ(Kw)								
	台数*配分(%)								
	台数(台)	1	22		9				20
	圧力(Mpa)	0.50							
主目的	切粉除去	2	2		2				2
	潤滑	1	2		2				2
	冷却	2	2		2				2
	その他(メモ)								
回答5	平均流量(L/min)	1210							
	圧縮機・ポンプ(Kw)	8.07	3		3				3
	台数*配分(%)								
	台数(台)	6	18		1	11	5		16
	圧力(Mpa)	0.55			0.30	0.50	0.50		
主目的	切粉除去	1	1		1	1	1		1
	潤滑				1		1		
	冷却	1	1		1	1	1		1
	その他(メモ)								
回答6・7	平均流量(L/min)	1088							
	圧縮機・ポンプ(Kw)	7.25	0.75						
	台数*配分(%)	30	70	60	40	10			90
	推測台数(台)	45	105	90	60	15			135
	推測圧力(Mpa)	0.4							
主目的	切粉除去	1			2	2			2
	潤滑								
	冷却	2							
	その他(メモ)								
回答8	平均流量(L/min)	1200	256		256	420			180
	圧縮機・ポンプ(Kw)	8.00	0.75		0.75	2.8			0.4
	台数*配分(%)	1	99		100	20			80
	推測台数(台)	2	198		30	60			240
	圧力(Mpa)	0.5							
主目的	切粉除去	1	1		1	1			1
	潤滑		2		2				2
	冷却	1	1		1	2			1
	その他(メモ)		油		油	Co2低減			水・油

ホブ盤メーカー大手事業所の改善事例のアンケート結果

回答 事業所 No.	加工機の種類	ホブ盤			(歯)研削盤			他加工機			
	回答加工機No	①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧	⑨	
	使用流体の方式 (種類)	ドライ (エア)	セミ ドライ (混合)	ク ー ラ ン ト (液体)	ド ラ イ (エア)	セ ミ ド ラ イ (混合)	ク ー ラ ン ト (液体)	ド ラ イ (エア)	セ ミ ド ラ イ (混合)	ク ー ラ ン ト (液体)	
実績 1 (中・標準)	平均流量(L/min)	645	675								
	圧縮機・ポンプ(Kw)	4.30	4.50	0.75							
	台数*配分(%)	55	25	20							
	推測台数(台)	60	27	23							
	圧力(Mpa)	0.4									
	主 目 的	切粉除去	2		1						
		潤滑			2						
冷却		1		1							
その他(メモ)		Co2低減		油							
実績 2 (小・仕上)	平均流量(L/min)	375									
	圧縮機・ポンプ(Kw)	2.50		0.45							
	台数*配分(%)										
	推測台数(台)										
	圧力(Mpa)	0.4									
	主 目 的	切粉除去	2		1						
		潤滑			2						
冷却		1		1							
その他(メモ)		Co2低減		油							
実績 3	平均流量(L/min)							200			
	圧縮機・ポンプ(Kw)						0.45	1.3		0.45	
	台数*配分(%)						100				
	推測台数(台)						10				
	圧力(Mpa)							0.35			
	主 目 的	切粉除去						1	2		1
		潤滑						2			2
冷却							1	1		1	
その他(メモ)				油	油飛散少・省エネ・精度向上			Co2低減・上記		水・油	

実績 4	平均流量(L/min)	437.5								
	圧縮機・ポンプ(Kw)	2.92								
	台数*配分(%)	100								
	推測台数(台)	10								
	圧力(Mpa)	0.35								
	主目的	切粉除去	2							
		潤滑								
冷却		1								
その他(メモ)		横ブロー・省エネ・刃長寿命								
実績 5	平均流量(L/min)						225			
	圧縮機・ポンプ(Kw)					0.75	1.5		0.75	
	台数*配分(%)					100				
	推測台数(台)					100				
	圧力(Mpa)						0.35			
	主目的	切粉除去					1	2		1
		潤滑					2			2
冷却						1	1		1	
その他(メモ)						油飛散少・省エネ・他		Co2低減	油	

<上記の解説>

※上記アンケート回答会社は回答1～回答8まで8社で、改善実績のメーカー・事業所は実績1～実績5である。

※今回のアンケートでは機械の能力的設定はしてなく、一部の回答社は電話による修正を行ったが、「機械ランクの一致」は完全ではない。

※台数：アンケートでは配分比率による回答が多いため改めてインターネット等での調査により各機械台数を推測し設定した。

※主目的欄は数値化しているが、◎は2、○は1に数値換算して算出した。

※平均流量(L/min)は=ブロー時の流量(L/min)×稼働率(ブロー時間/圧縮機の稼働時間)で表し、具体的稼働率は：「ポブ盤・研削盤=75%」・「一般加工機=25%」とした。

※圧縮機(Kw)はエア平均流量(L/min)より換算算入した。「換算値は150L/min=1Kw」又、クーラントのポンプ(Kw)は「ポンプ定格容量(Kw)」とする。

※本来圧力は「ブロー時のノズル部圧力が」が必要(問3回答)。今回も「装置入口等」で「非稼働時の圧力」提示が多いが、別章のエアパワーでも測定し精度UP等が必要。

「他全体省エネルギー時の注意点」

①部分的に省エネをスタートする場合「圧縮機と同配管関連箇所」の「改善前の稼働時の圧力低下点を記録」し「管理圧力」を設定して圧力管理をする必要がある。

②これは、部分省エネ実施部の流量が提言し、その分未省エネ部分にエアが回り「圧力上昇」になり、結果として圧縮機(同配管箇所)の省エネに繋がらない。

③上記を実施する場合、装置入口の圧力制御弁は「1次圧力変化に対する2次圧力変化小」+圧力計は、「稼働時管理圧力印」のある製品がよい。

<問1 - (1)、回答8社・改善実績5社：各平均/1台当>

回答・改善実績：事業所No	加工機の種類	ホブ盤			(歯)研削盤			他加工機			
	回答加工機No	①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧	⑨	
	使用流体の方式(種類)	ドライ(エア)	セミドライ(混合)	クーラント(液体)	ドライ(エア)	セミドライ(混合)	クーラント(液体)	ドライ(エア)	セミドライ(混合)	クーラント(液体)	
回答8社・平均	平均流量(L/min)	1049		256			256	420		180	
	圧縮機・ポンプ(Kw)	7.00		1.23			1.31	2.80		1.15	
	台数*配分(%)	29		100			83	10		148	
	推測台数(台)	143		493			180	86	5	886	
	圧力(Mpa)	0.56					0.30	0.50	0.50		
	主目的	切粉除去	1.80		1.00			1.50	2.00	1.00	1.33
		潤滑	1.00		1.25			1.67		1.00	1.40
		冷却	1.75		1.20			1.50	1.50	1.00	1.17
その他(メモ)		Co2低減・上記		油	飛散少・省エネ・精度・他			Co2低減・上記		水・油	
改善実績5社・平均	平均流量(L/min)	486						213			
	圧縮機・ポンプ(Kw)	3.24		0.60			0.60	1.42		0.60	
	台数*配分(%)	52		10			67	0		0	
	推測台数(台)	70		23			110	0		0	
	圧力(Mpa)	0.38						0.70			
	主目的	切粉除去	2.00		1.00			0.67	2.00		1.00
		潤滑			2.00			1.33			2.00
		冷却	1.00		1.00			0.67	1.00		1.00
その他(メモ)		Co2低減・上記		油	飛散少・省エネ・精度・他			Co2低減・上記		水・油	

<上記の解説>

※圧縮機・ポンプの消費電力(Kw)を回答8社(現状)と改善実績5社の各平均を次のページに表示するが、「48%~54%低減」に改善されている。

※歯研削の回答欄について定義を明確にしてなかったことと、改善実績5社については軸研削が主のため比較は困難で参考に止める必要がある。

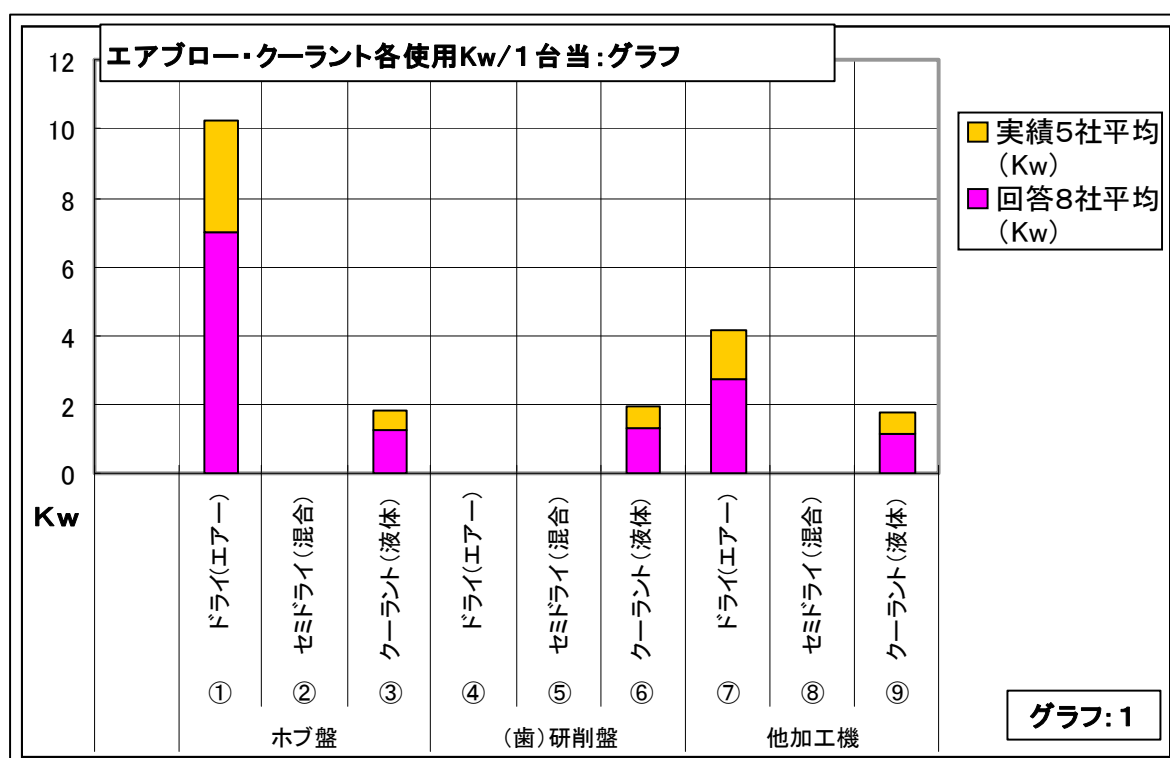
※台数：アンケートでは配分比率による回答が多いため改めてインターネット等での調査により各機械台数を推測し設定した。

※圧力：本来「ブロー時のノズル入口」での圧力が必要であるが、一般的には「装置入口」等の非稼働時圧力が多いが、ブロー時の圧力を「管理圧力」として今後設定が必要である。

※主目的：エアブローは[切粉除去]・クーラントは[潤滑]の主目的が多い。

< 問 1 - (2) 回答 8 社・改善実績 5 社の各平均 Kw/1 台当と改善率 (低減率) >

加工機の種類	ホブ盤			(歯) 研削盤			他加工機		
回答No	①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧	⑨
使用流体の方式 (種類)	ドライ (エアー)	セミドライ (混合)	クーラント (液体)	ドライ (エアー)	セミドライ (混合)	クーラント (液体)	ドライ (エアー)	セミドライ (混合)	クーラント (液体)
回答8社平均(Kw)	7.00		1.23			1.31	2.80		1.15
実績5社平均(Kw)	3.24		0.60			0.60	1.42		0.60
改善率(低減率)	54%		51%			54%	49%		48%



< 上記の解説 >

※上表は各々機械のエアブロー・クーラントの回答 8 社平均と改善実績 5 社平均各々の使用 Kw であるが、同時に各々の改善率 (低減率) を表している。

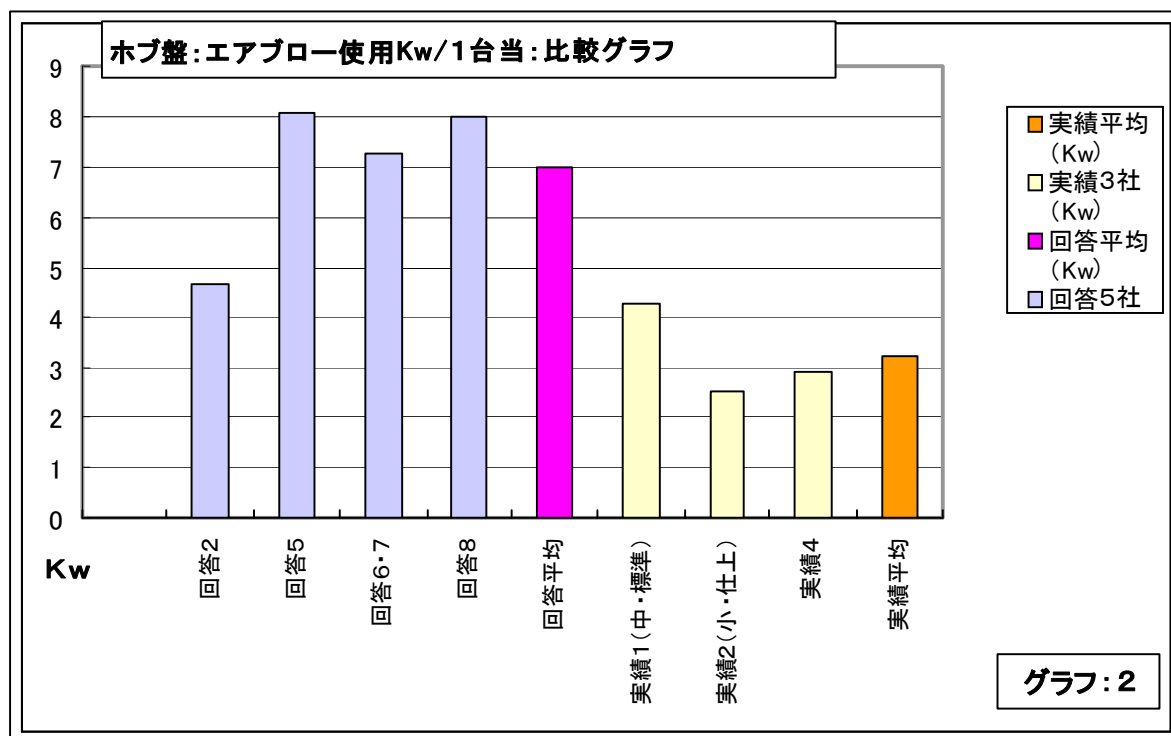
※圧縮機 (Kw) : エアブローの低減であるが「回答 8 社」に対し「改善実績 5 社」の平均改善率はホブ盤「54%低減」・他加工機「49%低減」している。

※クーラントポンプ (Kw) の低減であるが「回答 8 社 (現状) に対し改善実績 5 社」の平均改善率はホブ盤「51%低減」・(歯) 研削盤「54%低減」・他加工機「48%低減」している。

※セミドライは件数が少なく除外した。

<問1-(3)、ホブ盤：エアブローの具体的回答5社・実績3社の使用 Kw/1台と比較>

圧縮機(Kw)	回答2	回答5	回答6・7	回答8	回答平均	実績1(中・標準)	実績2(小・仕上)	実績4	実績平均
回答5社(Kw)	4.67	8.07	7.25	8.00					
回答平均(Kw)					7.00				
実績3社(Kw)						4.30	2.50	2.92	
実績平均(Kw)									3.24
改善率(低減率)									54%



<上記の解説>

※前表でもホブ盤エアブローが一番多いので具体的実際ユーザの使用Kwを表しグラフ化した。各々の見解について下記に示す。

※回答2は700L/min(4.7Kw)でかなり改善されていると思われるが実績2・実績4(写真3-2)を参考により改善が可能と思われる。

※回答5は1210L/min(8.1Kw)(写真2-2)で実績1(写真3-2)でかなり改善が可能で、特に実績2・実績4(写真3-2)を参考により改善可能と思われる。

※回答6・7・8についても上記と同じく、下記写真等を参考により改善が可能と思われるのでサンプル等によりシミュレーションを行い改善するとよい。

フラットエアブローノズル単品比較(流量・Kw)

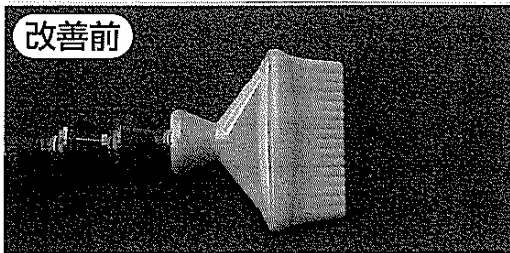


写真1-1: 一般的樹脂フラットノズル
・(定格流量: 800L/min・5.33Kw相当)/1ヶ

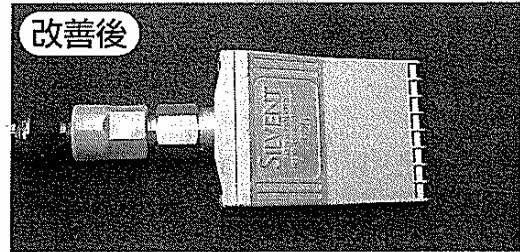


写真1-2
・(定格流量: 500L/min・4.5Kw相当)/中型1ヶ

ホブ盤等(中型・標準機)エアブロー比較

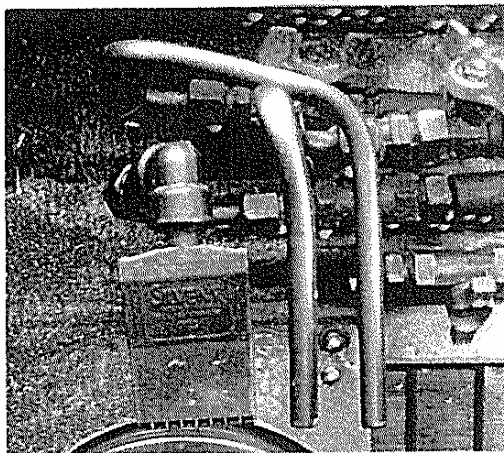


写真2-1: ホブ盤等: 従来中型機
・(中型フラットノズル/1ヶ)+(パイプ: $\phi 8 \times \phi 6$ /2本)
・(定格流量: 2100L/min・14.0Kw相当)/3ヶ

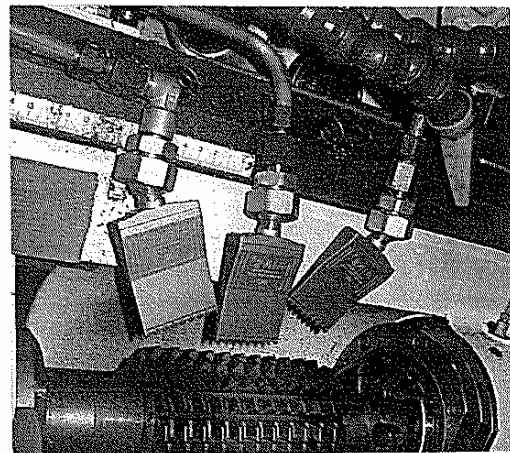


写真2-2: ホブ盤: 改善中型機(実績1)
・(中型フラットノズル/2ヶ)+(小型フラットノズル/1ヶ)
・(定格流量: 1300L/min・8.7Kw相当)/3ヶ

ホブ盤(小型・仕上機)小型エアブローノズル: 改善後

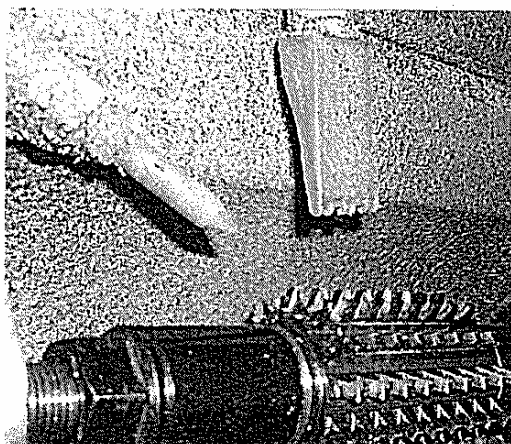


写真3-1: ホブ盤: 改善機(刃長寿命・実績4)
・(小型フラットノズル/1ヶ)+(丸・横専用ノズル/1ヶ変更)
・(定格流量: 600L/min・4.0Kw相当)/2ヶ



写真3-2: ホブ盤仕上専用: 改善機(実績2)
・(小型フラットノズル/1ヶ)+(小型フラットノズル/1ヶ追加)
・(定格流量: 560L/min・3.7Kw相当)/2ヶ

(軸)研削盤クーラントノズル比較(参考)

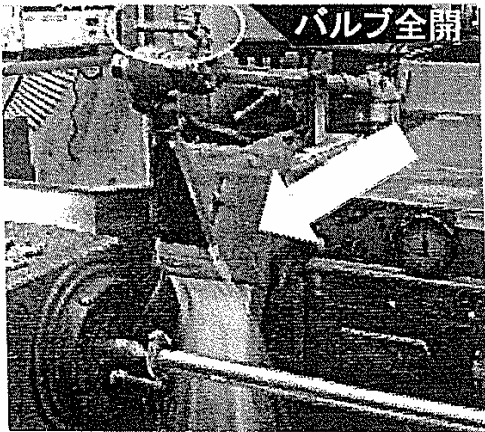


写真4-1: 軸研削盤:従来機
 ・(ポンプ流量:****L/min・0.75Kw相当)
 ・垂れ流しクーラント液・跳返り飛散も多く、
 工場内環境破壊・誤検知・加工不良大。

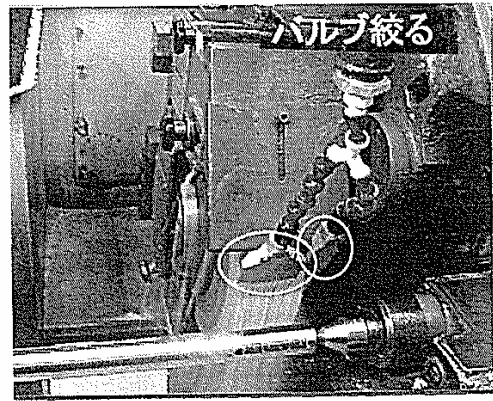
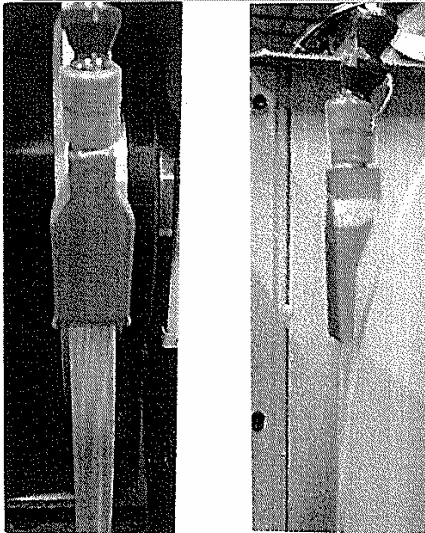


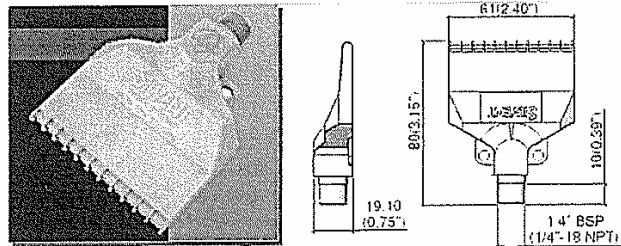
写真4-2: 軸研削盤:改善機
 ・(ポンプ流量:****L/min・0.40Kw相当)
 ・高速・スポットクーラント液吹付・跳返り飛散
 少く、環境改善・省資源。

研削盤クーラントノズル改善後



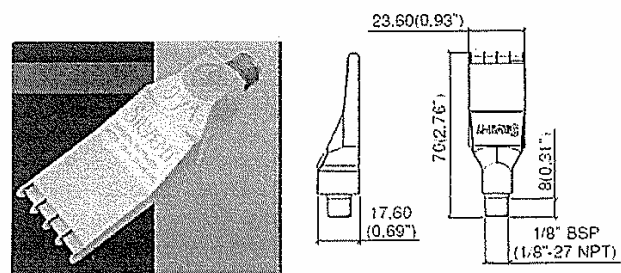
(正面) (横面)
 写真5-1: 軸研削盤:大手事業所改善機
 ・(ポンプ流量:****L/min・0.18Kw相当)
 ・歯研削でなく、一般的研削盤のクーラントの例
 ・高速・スポットクーラント液吹付・跳返り飛散少なく、
 ・環境改善対応・省資源28%低減。
 ・誤検知・目詰り・加工不良30%低減。

(研削盤)クーラント専用巾広ノズル(写真6)



クーラント専用巾広ノズル(SL-973N)
 ・(ポンプ流量:****L/min・0.40Kw相当)

(研削盤)クーラント専用巾狭ノズル(写真7)



クーラント専用巾狭ノズル(SL-971N)
 ・(ポンプ流量:****L/min・0.18Kw相当)

※、定格流量:エアブロー時ノズル部で圧力=0.5Mpa時の流量を示す(メーカカタログ等に表示の数字)。
 ※、平均流量:実際エアブロー時の流量(圧力変化:降下する)×稼働率=圧縮機(Kw相当)に使用する。

問2. 省エネ・少資源の考慮のアンケート結果

- A、考えている
- B、考えていない
- C、考えられない理由
 - a、安定運転
 - b、品質が心配
 - c、その他

		アンケート結果集計							
計	回答1	回答2	回答3	回答4	回答5	回答6	回答7	回答8	
6社	○	○①⑧	○		○①	○		○⑦	
2社				○			○		
--									
0社									
0社									
0社									

(表中①⑦⑧は回答加工機Noを示す)

<問2の回答及び解説>

※エアブローでの圧縮空気の省エネとクーラントの省エネ・省資源とのことでアンケートを実施したが、回答8社中6社が「考えている」との回答であった。

※特にその中で「ホブ盤のエアブロー」の改善を2社が考えられている。また「他加工機のエアブロー」と「セミドライエアブロー」の改善を各1社が考えられている。

※上記省エネ等考えていないとの回答が8社中2社あった。なお、実施時の失敗リスクを考慮して、考えられない理由も質問したが回答が得られなかった。

※問1-(3)の解説及び改善写真の「専用ノズル」を参考に検討することをお勧めしたい。なお、具体的検討に当たっては次の問3の回答及び解説を参照。

問3. 噴流の詳細な管理のアンケート結果

- A、考えている
- B、考えていない
- C、是非知りたい
- D、失敗した

		アンケート結果集計							
計	回答1	回答2	回答3	回答4	回答5	回答6	回答7	回答8	
3社					○	○		○	
4社	○		○	○			○		
1社		○							
0社									

<問3の回答及び解説>

※特にエアブローについてノズルから吹き付ける場合、その効力はエアの流量・機械入り口圧力等ではなく、「ノズル先端」からブロー時の圧力・速度・流量とそれに加えて吹き出すエアの波形・方向で決まる等を質問したが一部に説明不足の面があったと考え、事例注釈する。

*注釈：機械入り口からノズルまで、一般的に配管が細く圧力損失が大きい（別章に算出式）仮に同じ内径のチューブ（3m程度）の時、ブロー時のノズル部の圧力が1/3程度になり所定の効力が発揮できない、圧力損失10%以内=供給側の有効断面積2.5倍程度必要となるが、実際には供給側に合った「効率UPノズル」を検討する必要がある。

※以上のような趣旨にてアンケートを実施したが回答8社中3社が考えているとの回答で

あり、考えていないが4社で一番多かったが、上記考慮し再検討が必要である。
 ※なお、是非知りたいとの回答が1社であったが、エアブローの省エネを前向きに進めたい感じがするが上記の算出式等参考に「専用ノズルメーカー」等と別途対応が必要。

問4. 歯車加工機の改善動向のアンケート結果

- A、知っている
- B、知らない
- C、是非知りたい
- D、失敗した

アンケート結果集計								
計	回答1	回答2	回答3	回答4	回答5	回答6	回答7	回答8
4社			○		○	○		○
3社	○			○			○	
1社		○①						
0社								

(表中①は回答加工機Noを示す)

<問4の回答及び解説>

※エアー・クーラントの省エネ・省資源改善と同時に加工時間短縮・加工精度向上・品質改善・刃物長寿命化・リサイクル・低騒音化等含めて改善動向についての質問であるが、知っているとの回答が8社中4社あり、知らないとの回答の3社を上回っている。これはかなり情報が浸透しているが、一部2008年JMTOP・NACHI・NIS等PRが必要。

※なお、是非知りたいとの回答が1社あったが、省エネ・省資源と同時に上記等の改善動向を知り、前向きに改善したい意向とみるが、「先行改善事例」・「効率UPシステム」・「効率UPノズル」等を参考に別途対応が必要。

※実施して失敗したとの質問に対しての回答はなかったが、今から改善にトライされると理解したい。

問5. 問題点・疑問点及び質問のアンケート結果

回答1、特になし。

回答2、ホブのドライカットが主流であるが、エアー消費量が多く省エアーで最大効率(切粉除去能力・刃物寿命)を求めるにはどうしたらよいか。

回答3、記入なし。

回答4、①、微量のエアーで、加工中の工具やブランクを冷却する方法。

②、多種の油が混ざり合ったものを再利用できるか。

回答5、・エアーの効力UPシステムを知りたい。

・工具に対するエアー効力がワークに対する精度へ影響は？

回答6、エネルギー量というものを考えて設備導入してなかったが、今後は新しい考え方・視点・関連マニュアル等が必要と感じた。

回答7、切削のためのクーラント(水・油)の安価なリサイクル方法(クーラント内の添加剤の能力の低下が極力少ない)。

<問5の回答及び解説>

回答2 ホブのドライカットが主流であるが、エアー消費量が多く省エアーで最大効率(切粉除去能力・刃物寿命)を求めるにはどうしたらよいか。

回答5 ・エアーの効力UPシステムを知りたい。
・工具に対するエアー効力がワークに対する精度への影響は？

<解説>

※簡単に言えばノズルメーカー推奨の機種でシミュレーションする以外はないと思われるがノズル機種選定(波形・方向含む)時にも下記が必要(写真可・問1・(3)の写真参照)

- ・ホブ盤の場合：刃物のどこにブローが当たっているか：「刃面」・「刃底」及び方向「横」「上面」等と各々のノズル種類(フラット・スポット・型番等)・個数が必要。
- ・刃物寿命は「刃底」・「斜め横」・「スポット」・「300L/min・0.4Mpa」等関係あり又上記と同じ対策で、切粉等の嘔みも無くなり加工精度も向上している。
- ・供給側の配管の概略：大きさ・長さ・絞り等(概観写真)で概略判断(算出)する。
- ・一般的にはワークの「大きさ」・「除去する範囲」・「深穴の位置・大きさ・底有り」で「ブロー抜け」は注意を要する。

<上記理由は「上記項目」と下記「技術的項目」が絡みあっている>

※基本的にはエアーブロー供給側の合成有効断面積(S_2)とノズル吹き出し口の有効断面積(S_1)の比率によるが、 $S_2/S_1=2$ 倍以上・逆に $S_1/S_2=0.8$ 以下程度にする。

・ $S_2=$ 内径×(長さ+曲と数)×絞りのS等より別途算出式(別章)

※最大効率が発揮できる比率がどの程度がよいかはノズルメーカーのテストデータを元に判断する以外はないと思われる。

回答4、①、微量のエアーで、加工中の工具やブランクを冷却する方法。

<解説>

※エネルギー的には限度(特にエアーは水・油に比べ1/60)があると思いますが、新しい外国製のものも(-55℃まで：150kcal/h)発売されている：Silvent-F1。

回答4、②、多種の油が混ざり合ったものを再利用できるか。

回答7、切削のためのクーラント(水・油)の安価なりサイクル方法(クーラント内の添加剤の能力の低下が極力少ない)。

<解説>

※加工各社の「永遠の生き残りテーマ」、2008年JMTOPでも2~3社取り組んで見えたが、その中のシステム・サービス専門会社：NACHI INDUSTRIAL SERVICE CO,Ltdの展示されていたのが目を引いた。

第4章 文献・資料収集

4.1 中国タイヤ工場の省エネ改善事例

4.1.1 改善背景及び対策

(1) 改善背景

中国では自動車の急速普及及び自動車産業規模の急速拡大にしたがって、タイヤの生産規模も拡大しつつあり、2008年度では全国生産量が5億本を超えた。この数年間、工場の新設が相次ぎ、圧縮空気の消費量が急に伸びていた。しかしながら、膨大な消費量の中には、不適な圧力供給、大きな漏れなど無駄が大きい。

2006年度以来、中国全土では省エネ活動が行われ、タイヤ企業の省エネ意識も高まっており、タイヤ工場を対象にする省エネ活動が報告された。

以下に、北京航空航天大学 SMC 省エネセンターが実施した空気圧省エネ事例を記し、タイヤ工場の省エネ効果を示す。

(2) 改善策

改善は以下のような四つのステップで行われた。

a) 省エネ診断

空気圧源から末端設備まで、空気の製造・調質・輸送・消費におけるあらゆる箇所において、調査を行いその合理性を検討する。

b) 対策検討

供給圧力が低下させられるか、空気流量が削減できるか、使用時間が短縮できるかをめぐって、省エネ対策を検討する。

c) 対策実施

流量削減、低圧化、圧縮機運転モード最適化の順番で、制定された改善策を順次実施する。

d) 日常管理

改善後、フィルタ差圧、漏れ箇所などの点検、圧縮機消費電力量データの定期分析などの日常管理を徹底する。

タイヤ工場での改善策は主に次のようなものである。

- a) 従来の一本の供給管路を高圧ライン(0.80MPa、45%流量)と低圧ライン(0.63MPa、55%流量)に分け、管路改造を実施する。エアパワー理論により、圧縮機の消費電力が約6%削減できる。漏れの減少を考えれば、約10%の改善率となる。
- b) 漏れは全体空気消費量の30%前後にあり、リークスキャンナー、リークテスターなどの有力なツールを活用することにより、効率よく漏れ箇所を見つけて解決する。漏れ対策により少なくとも三割の漏れを止めることが可能である。
- c) 水切りエアブローを0.8MPa圧縮空気から0.03MPaブローに切り替え、約4%の改善率となる。
- d) 圧縮機にインバータ制御を導入し、台数制御などにより運転モードを最適化する。この対策の改善率は5%を超えている。

4.1.2 改善効果

(1) 工場 A (トラック用タイヤ年間生産能力 400 万本)

表 4.1.1 改善前のデータ

基準データ(2008.02 データを除いた 2008.01-07 のデータ)						
2007	1	2	3	4	5	6
電力消費量(万 kWh)	185.478	131.472	189.953	192.2469	191.94	181.893
生産量(万本)	31.0281	20.8056	31.8702	31.9288	33.4678	31.8904
原単位(kWh/本)	5.98	6.32	5.96	6.02	5.74	5.70
2007	7	8	9	10	11	12
電力消費量(万 kWh)	201.272	202.097	195.147	198.735	200.538	206.526
生産量(万本)	32.071	33.421	33.0349	33.4252	32.508	33.7176
原単位(kWh/本)	6.28	6.05	5.91	5.95	6.17	6.13
2008	1	2	3	4	5	6
電力消費量(万 kWh)	201.282	150.35	205.418	204.501	218.7	213.38
生産量(万本)	31.7446	20.6302	34.2811	34.1843	34.9203	35.7919
原単位(kWh/本)	6.34	7.29	5.99	5.98	6.26	5.96
2008	7	合計		月平均(減産前)		
電力消費量(万 kWh)	211.752	1255.032		209.17		
生産量(万本)	36.4348	207.357		34.56		
原単位(kWh/本)	5.81	6.05		6.05		

表 4.1.2 改善後のデータ

評価対象データ					
2008	減産前	8-9月	10月	11月	12月
減産状況	未	小減	小減	大減	大減
月平均生産量(万本)	34.56	30.72	31.78	21.90	22.96
月平均電力消費量(万 kWh)	209.17	214.10	194.48	153.03	126.29
月平均原単位(kWh/本)	6.05	6.97	6.12	6.99	5.50
未改善時所要原単位(kWh/本)	6.05	6.97	6.97	7.96	7.96
改善率	0.00%	0.00%	-12.19%	-12.22%	-30.90%

注釈:生産量が減少すると、原単位が上がる

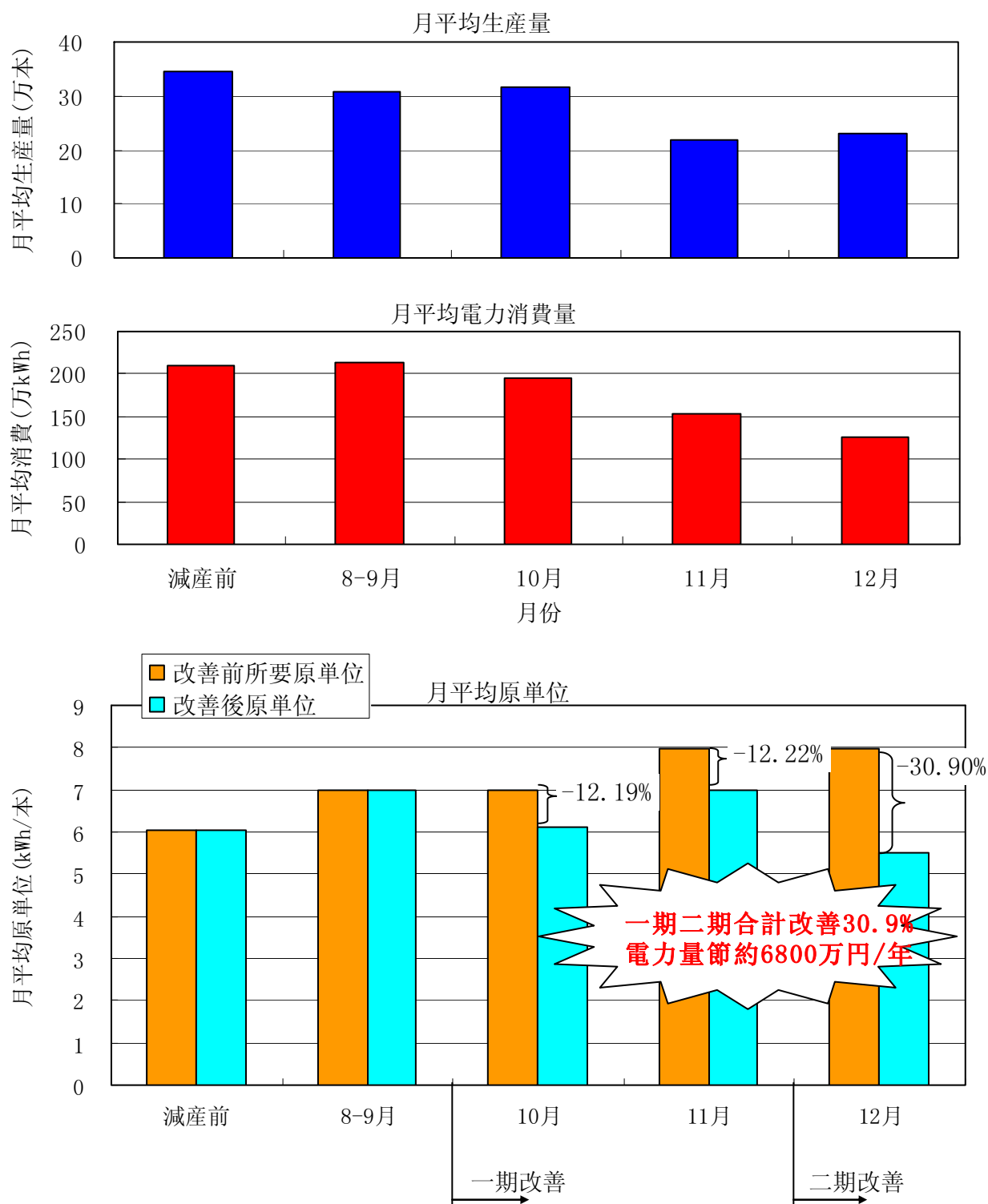


図 4.1.1 改善前後のデータ変化

一期及び二期の改善により、タイヤ生産の所要圧縮機消費電力の原単位は 30.9%削減することができ、年間消費電力代に換算すると、およそ 6800 万円の節約となる。

(2) 工場B (トラック用タイヤ年間生産能力 150万本)

改善前の毎日圧縮機電力消費量と毎日タイヤ生産量のデータを下図で示す。生産量が低くすればするほど、電力消費量が下がるが、原単位が上がる傾向となる。

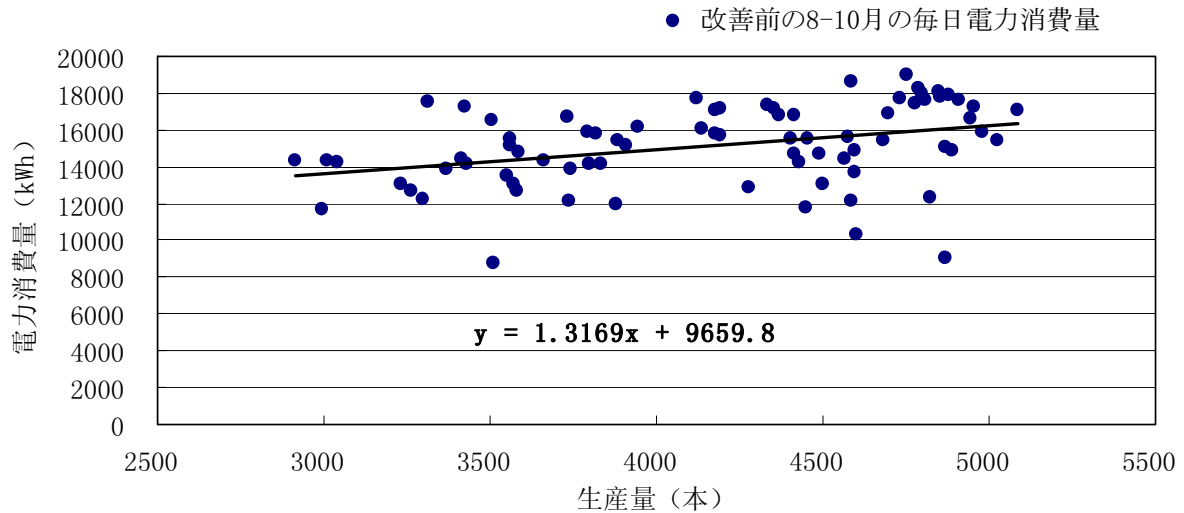


図 4.1.2 改善前の毎日圧縮機電力消費量と毎日タイヤ生産量の関係データ

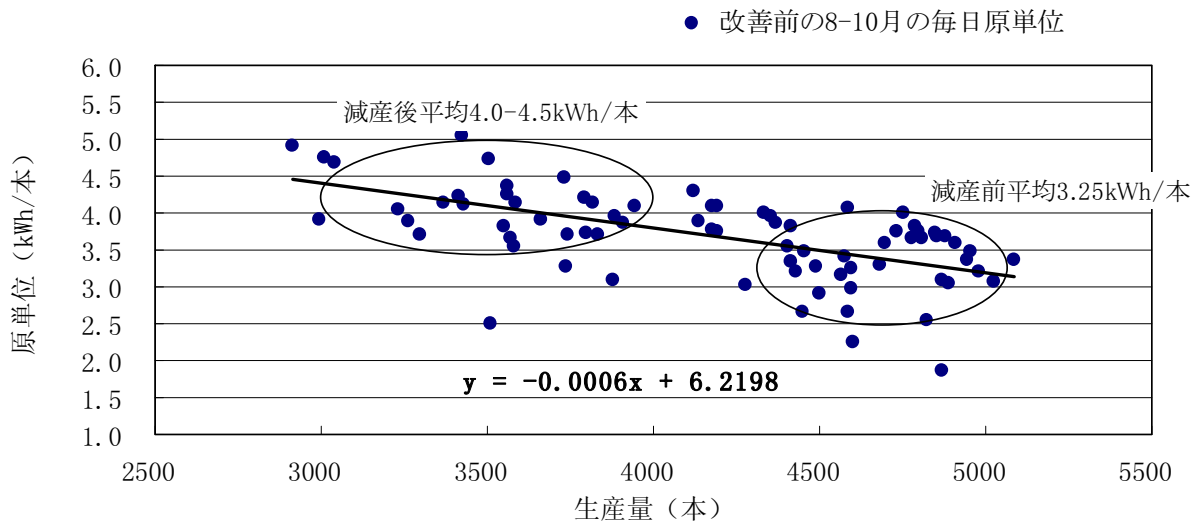


図 4.1.3 改善前の原単位と毎日タイヤ生産量の関係データ

表 4.1.3 改善前の原単位と毎日タイヤ生産量の関係データ

上記した $y = 1.3169x + 9659.8$ を用いて改善しない際の所要電力消費量							
日付	曜日	改善後消費量 kWh	生産量 x 本	原単位 kWh/本	未改善所要消費量 y kWh	未改善所要原単位 kWh/本	原単位改善率
08.12.26	五	10980	3664	2.997	14485	4.021	-24.2%
08.12.27	六	10800	3588	3.010	14385	4.067	-24.9%
08.12.28	日	11160	3802	2.935	14667	3.939	-23.9%
08.12.29	一	11430	3906	2.926	14804	3.876	-22.8%
08.12.30	二	10755	3974	2.706	14893	3.835	-27.8%

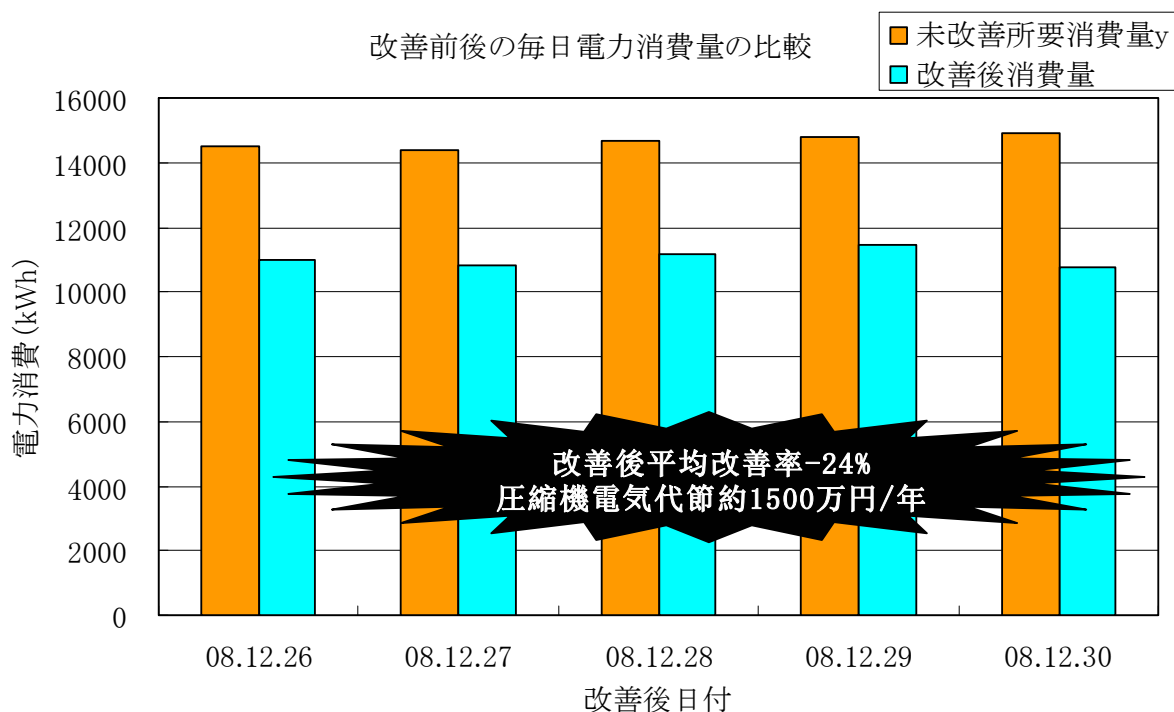


図 4.1.4 改善前後のデータ変化

省エネ改善により、タイヤ生産の所要圧縮機消費電力の原単位は-24%削減することができ、年間消費電力代に換算すると、およそ 1500 万円の節約となる。

4.2 エアブローシステムの簡易設計計算法

本調査研究の中で今後最も多くなると予測されるエアブロー空気消費に関するアンケートの結果は、現場担当者及び設計者にその内容がよく理解されておらず、ノズルに過剰な圧力が加えられているなど反省エネルギー的な傾向が顕著に現れていた。

一部の理解が進んでいるユーザではあまり問題にならないことかもしれないが、ここではできるだけ幅広く省エネルギー機器選択・設計が行えるように、簡易かつ精度のよいブローシステム設計計算法を提案する。

4.2.1 代表的エアブローシステム

一般的に見られる図 4.2.1 の回路をもつエアブローシステムを代表として設計計算法を求める。

(1) 回路に付属するバルブの流量特性は、バルブ前後の圧力変動があまり大きくないと仮定して、バルブの有効断面積を配管相当長さに変換し、バルブを配管入口の一部として取り込む。

(2) ノズルの付いた配管部の流れの運動エネルギーは、エンタルピーの数%であるので、配管流れの膨脹加速による温度変化は無視し等温定常流れとする。この仮定により、管内のレイノズル数=一定、すなわち管摩擦係数=一定としての取扱いを可とする。

(3) ノズルは調査結果からチョーク流れで、単純絞りの音速流れの状態にあるものとする。

(4) ノズルの流量性能は、入口に面取りがあり縮流のないノズルの断面積と等しい有効断面積 S (mm²) で表す。なお、音速コンダクタンス C {L/(s・bar)} は、 $S=5C$ で換算できる。

ただし、以下圧力は絶対圧力、単位は SI 基本単位で示すので説明の中では S は m² 単位とする。

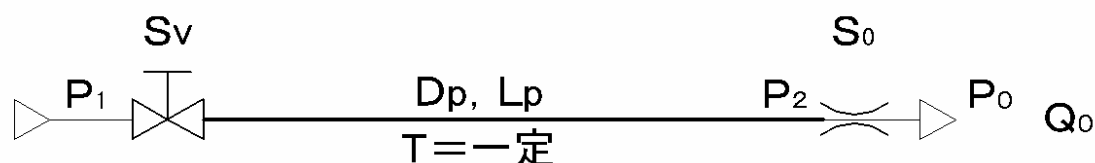


図 4.2.1 代表エアブローシステム

4.2.1.1 有効断面積 S_v の機器（バルブなど）の相当管長 L_v の仮決定法

バルブ出入り口の密度 ρ の変化の小さい場合、圧力降下 Δp のバルブの質量流量 m は、

$$m = S_v \sqrt{2 \rho \Delta p}$$

内径 D_p 、断面積 A_p 、長さ L_v で出口損失を含む圧力降下が Δp である配管の質量流量 m' は、

$$m' = A_p \sqrt{2 \rho \Delta p / (\lambda L_v / D_p + 1)}$$

$$\text{ただし、} A_p = (\pi/4) D_p^2 \quad \text{①}$$

$m = m'$ になるときの配管長さをバルブの相当配管長さとする、

$$L_v = D_p \{ (A_p / S_v)^2 - 1 \} / \lambda \quad \text{②}$$

継手の圧力損失係数 ζ の相当配管長さ L_c とすると、

$$L_c = D_p \zeta / \lambda$$

配管長 L_p に L_v と L_c を加えた管長 L の仮想配管が、バルブを含む流量特性を表す。

$$L = L_p + L_v + L_c \quad (3)$$

ただし、計算開始時は、管摩擦係数 λ は仮の値、例えば $\lambda = 0.02$ を用いる。

4.2.1.2 ノズル入口圧力 p_2 の誘導

ガス定数 R 、配管入口圧力 p_1 、出口圧力 p_2 とし、ダルシーの管摩擦式による圧力降下を積分することで、温度 T で流れる配管膨脹流れの質量流量 m_p を求めると、

$$m_p = A_p \sqrt{[(p_1^2 - p_2^2) / \{\lambda (L / D_p) R T\}]}$$

空気の場合 $R = 287 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$

一方、有効断面積 S_0 のノズルの無摩擦断熱チョーク流れの質量流量式 m_0 は、配管出口圧力 p_2 をノズル入口圧力とすると、

$$m_0 = S_0 p_2 \sqrt{[\kappa \{2 / (\kappa + 1)\}^{(\kappa + 1) / (\kappa - 1)}] / (R T)}$$

$$= S_0 p_2 \sqrt{Z / (R T)}, \quad \text{ただし、} p_2 > 1.893 \times \text{大気圧}$$

空気の場合 $\kappa = 1.4$ 、したがって、 $Z = \kappa \{2 / (\kappa + 1)\}^{(\kappa + 1) / (\kappa - 1)} = 0.4689$

前2式の $m_p = m_0$ とし、 p_2 について整理すると配管出口圧力 p_2 が決まる。

$$p_2 = p_1 / \sqrt{[\lambda (L / D_p) (S_0 / A_p)^2 Z + 1]} \quad \text{ただし、} p_2 > 2 p_0 \quad (4)$$

この p_2 を用いれば、次式でノズル流量 Q_0 を計算できる。

$$\begin{aligned} Q_0 &= m_0 R T_0 / p_0 \\ &= S_0 (p_2 / p_0) \sqrt{Z R T_0} \sqrt{(T_0 / T)} \\ &= 198.6 S_0 (p_2 / p_0) \sqrt{(T_0 / T)} \quad (5) \end{aligned}$$

$Q_0 (\text{m}^3/\text{s}, \text{ANR})$: 標準参考空気の状態 $p_0 = 10^5 \text{ Pa}$ 、 $T_0 = 293.15 \text{ K}$ における体積流量

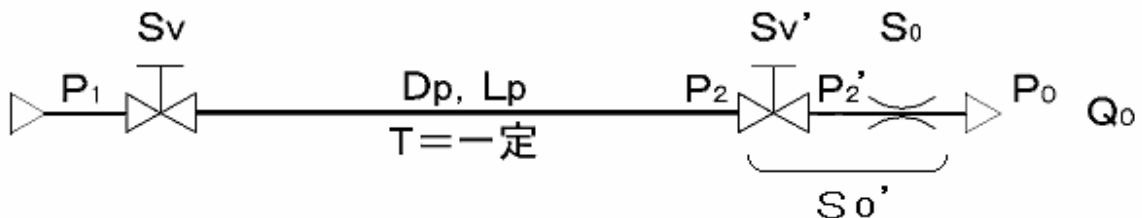
4.2.2 配管出口にバルブ (S_v) がある場合

図 4.2.2 のようにノズル入口に接近して別の機器 (バルブ) $S_{v'}$ があり、前項同様ノズル流れがチョークしている場合には、 $S_{v'}$ と S_0 の合成有効断面積 $S_{0'}$ は次式で求められるので、前項の S_0 の代わりに $S_{0'}$ を用いると $S_{v'}$ の影響を補正することができる。

$$S_{0'} = 1 / \{1 / (4 S_{v'}^2) + 1 / S_0^2\} \quad (6)$$

また、この場合のノズル入口圧力 p_2' は、次式の値になる。

$$p_2' = p_2 / \{S_{0'}^2 / (4 S_{v'}^2) + 1\} \quad \text{ただし、} p_2' > 2 p_0 \quad (7)$$



$$S_{0'} = 1 / \{1 / (4 S_{v'}^2) + 1 / S_0^2\}$$

図 4.2.2 ノズル入口にバルブがある場合

4.2.3 正確な管摩擦係数

前記の配管部の管摩擦係数 λ のより正確な値は、次式のレイノズル数 Re で決まる。

$$Re = 85000 Q_o / D_p \quad (8)$$

特に空気圧用の滑らかな押出・引抜で作られる管や新しい鋼管の管摩擦係数 λ は、次のリーズの式から求めることができる。

$$\lambda = 0.0072 + 0.6104 / Re^{0.35}, \quad (\text{ただし、} 3 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^5) \quad (9)$$

より正確なノズル入口圧力 p_2 を知りたい場合には、この新しい λ により再計算（必要により収束するまでくり返す）する。

4.2.4 計算フローと例題

- ・ 定数 $T_o = 293.15$, $p_o = 10^5$, $Z = 0.4689$, $\lambda = 0.02$ (仮値)
- ・ 初期値 D_p , L_p , S_v , S_o , p_1

$$(1) A_p = (\pi/4) D_p^2$$

$$(2) L_v = D_p \{ (A_p / S_v)^2 - 1 \} / \lambda, \quad L_c = D_p \zeta / \lambda$$

$$(3) L = L_p + L_v + L_c$$

$$(4) p_2 = p_1 / \sqrt{[\lambda (L / D_p) (S_o / A_p)^2 Z + 1]}, \quad (\text{ただし、} p_2 > 1.893 p_o)$$

ただし、配管出口にバルブ S_v' がある場合、 S_o の代わりに次の S_o' を用いる。

$$S_o' = 1 / \{ 1 / (4 S_v'^2) + 1 / S_o^2 \}$$

$$(5) Q_o = 198.6 S_o (p_2 / p_o) \sqrt{(T_o / T)}$$

$$(6) Re = 85000 Q_o / D_p$$

$$(7) \lambda = 0.0072 + 0.6104 / Re^{0.35}, \quad (\text{ただし、} 3 \times 10^3 < Re < 5 \times 10^5)$$

(7) の λ で (2) ~ (5) を再計算。

例題

$D_p = 0.01 \text{ m}$, $L_p = 10 \text{ m}$, $S_v = 20 \times 10^{-6} \text{ m}^2$, $S_o = 10 \times 10^{-6} \text{ m}^2$,
 $\zeta = 0$, $p_1 = 0.3 \times 10^6 \text{ Pa}$, $T = 293.15 \text{ K}$

$$(1) A_p = 78.5 \times 10^{-6} \text{ (m}^2\text{)}$$

$$(2) L_v = 7.203 \text{ (m)}, \quad L_c = 0$$

$$(3) L = 17.20 \text{ (m)}$$

$$(4) p_2 = \underline{0.2671 \times 10^6} \text{ (Pa)}$$

$$(5) Q_o = \underline{0.005304} \text{ (m}^3\text{/s, ANR)}$$

$$(6) Re = 45080$$

$$(7) \lambda = 0.02154$$

$$(2) L_v = 6.686 \text{ (m)}, \quad L_c = 0$$

$$(3) L = 16.69 \text{ (m)}$$

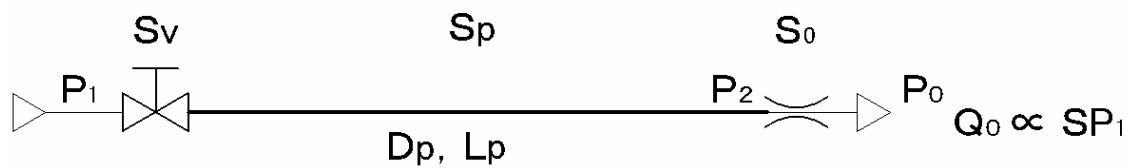
$$(4) p_2 = \underline{0.2658 \times 10^6} \text{ (Pa)}$$

⑤ $Q_0 = 0.005479 \quad (\text{m}^3/\text{s}, \text{ANR})$

この例題の初期条件では、 λ の修正により流量は3.2%減少する。

参考. 前記計算条件 $p_2 > 2 p_0$ は、 $p_2 > 1.5 p_0$ 程度まで範囲を拡張しても、計算上の流量の誤差は+5%増程度に収まる。

参考. 従来の有効断面積合成法による計算との比較（従来は、非圧縮性流れから誘導した合成有効断面積をノズルを通る気体の流れに適用し流量を計算していた。）



$$S_p = A_p / \sqrt{\{\lambda L_p / D_p + 1\}}$$

$$S = 1 / \sqrt{\{1 / S_v^2 + 1 / S_p^2 + 1 / S_o^2\}}$$

図 4.2.3 従来のブローノズル系の流量計算方法

$$S_p = A_p / \sqrt{\{\lambda L / D_p + 1\}} = 78.5 \times 10^{-6} / \sqrt{\{0.02154(10 / 0.01) + 1\}} \\ = 16.53 \times 10^{-6} \quad (\text{m}^2)$$

$$S = 1 / \sqrt{\{1 / S_p^2 + 1 / S_v^2 + 1 / S_o^2\}} \\ = 1 / \sqrt{\{1 / (16.53 \times 10^{-6})^2 + 1 / (20 \times 10^{-6})^2 + 1 / (10 \times 10^{-6})^2\}} \\ = \underline{7.867 \times 10^{-6}} \quad (\text{m}^2)$$

$$Q_0 = 198.6 S (p_1 / p_0) \sqrt{(T_0 / T)} \\ = 198.6 \times 7.867 \times 10^{-6} \times ((0.3 \times 10^6 / 0.1 \times 10^6)) \sqrt{(293.15 / 293.15)} \\ = \underline{0.004687} \quad (\text{m}^3/\text{s}, \text{ANR})$$

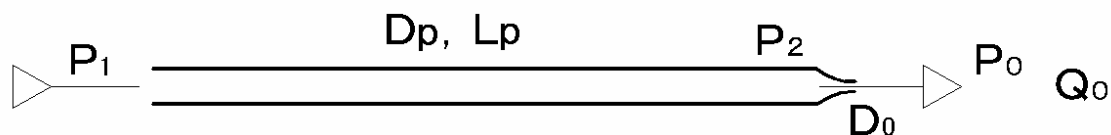
$$p_2 = p_0 Q_0 / [198.6 S_o / \sqrt{(T_0 / T)}] = 0.2360 \times 10^{-6} \quad (\text{Pa})$$

等温膨脹配管計算に比べ流量は14.5%少ない値になる。

このように従来の方法では、システムとしての流量が小さく算出されてしまうが、これを基に機器選定する場合などには、多少余裕をもった選定をすることになるので、有効に利用できる場合が多い。

4.2.5 ブローノズル用配管径の概算

ブローノズル上流のバルブ及び配管の適正有効断面積は、共にノズルの有効断面積の 3 倍以上あれば、バルブ及び配管部の圧力降下が供給絶対圧力の 5%程度に収まる。管摩擦係数 0.02、ノズル径を D_o としたとき、ノズルの有効断面積の 3 倍以上になる配管径 D_p は、次式で計算できるので、機器選定時にはこの値を考慮することが望ましい。



$$\text{圧力降下 } \Delta P = P_1 - P_2$$

$$\Delta P < 0.1 \times P_1 \text{ が望ましい}$$

図 4.2.4 ノズル上流推奨配管径

$$(\pi/4)D_p^2 / \sqrt{(0.02 L_p / D_p)} > 3(\pi/4)D_o^2$$

$$\therefore D_p > 0.710 L_p^{0.2} D_o^{0.8}$$

例. $D_o = 0.002 \text{ m}$, $L_p = 10 \text{ m}$

$$D_p > 0.710 \times 10^{0.2} \times 0.002^{0.8} = 0.00780 \text{ m}$$

参考. 一般的な空気圧機器の有効断面積／接続配管断面積

電磁弁	0.15～0.3	、最大 0.4
速度制御弁	最大 0.375	
消音器	最大 0.45	

参考. 一般的な、(絞り有効断面積／絞り幾何断面積) の値

入口に十分なR面のあるノズル	1.0
先端角度 118° ドリル孔の底の小孔	0.75
平面にあけた孔	0.6

参考. 一般的な、(入口に面取りのない短管有効断面積／短管断面積) の値

入口に面取りのない短管	$L/d = 0$	0.6
	$= 50$	0.52
	$= 100$	0.46
	$= 200$	0.39
	$= 500$	0.31

おわりに

2年目となる本調査研究は、(1) 空気圧パワーの計測と解析・評価 (2) 工業会規格の審議・制定 (3) 省エネルギーに関するアンケート調査 (4) 文献・資料収集等を行った。

19年度に開発、試作したエクセルギーを計測する空気圧パワーメータを用いて、いくつかのフィールドテストを実施し、空気圧パワーメータ使用の妥当性や効果について検討した。また、空気圧システム業界内外での普及の基礎とするため、エクセルギーによるエネルギー評価方法の定義及び計算方法などの基本部分を、工業会規格 **JFPS 2018:2008**「空気圧－空気圧エネルギーの表示方法」として制定した。

1. 空気圧パワーの計測と解析・評価

エアブローの空気圧パワーを計測した結果、定量的に評価が可能となり、以下のことがわかった。①供給圧力を下げることにより、容易に空気圧の消費エネルギーを削減することができる。②配管が長くなると、その分圧力損失が生じ、空気圧パワーも同じように低下する。③配管長を長く取る必要がある場合は、圧力損失が十分小さくなるような管径を選択することにより、空気圧のエネルギー損失を防ぐことが可能である。

以上より、空気圧の省エネルギー対策を実施する場合、システムの各部の空気圧パワーを計測することにより定量的に評価をすることが可能であることを確認した。

また、現状の空気圧システムにおいては省エネルギー対策といえば空気の漏れに重点をおいて行なわれているが、圧力及び流量から算出される空気圧エネルギーとして評価することにより、今まで以上の省エネルギー効果が期待できるといえる。

2. 工業会規格の審議・制定

空気圧システム業界内外での普及の基礎とするため、エクセルギーによるエネルギー評価方法の定義及び計算方法などの基本部分を、工業会規格 **JFPS 2018:2008**「空気圧－空気圧エネルギーの表示方法」として制定した。これにより、空気圧エネルギーの表示方法が統一され、空気圧パワーの定量的評価が可能となり、空気圧の省エネルギー化を進める上で一助となる。

3. 省エネルギーに関するアンケート調査

一般製造業種及び歯車加工業種向けにアンケート調査を行った。

(1) 一般製造業向け調査結果

A. 現状の空気圧設備の省エネルギー化の動向

- ①現在の省エネルギー化活動のベースとしては、省エネルギー法、**ISO 14001**(環境 ISO)、CO₂ 排出削減、コスト低減など、現在対応が要求されている省エネルギー化のための規格・法規及びコスト低減などの推進指標については、ほぼ均等に配慮されている。
- ②圧縮空気の使用ごとの消費順位は、クランプ・搬送などのアクチュエータ(作動機器)(40%)、エアブロー(大気中での空気噴流による仕事)(33%)、真空エジェクタ(真空発生装置)(10%)で、平成6年度のアンケートでのアクチュエータ53%、エアブロー

28%、漏れ・雑消費 11.5%と比べ、最近いわれているエアブロー消費増加傾向と一致する結果となった。

③これからの省エネルギー化推進にもっとも関係すると思われる機器として、空気圧縮機、ブローノズル／ブローシステム、配管／継手（漏れ、圧損）を挙げ、これらで回答数の 84%を占めた。

④これからの空気圧機器／システム選定に当たって重要と思われる指標として、エネルギー変換効率（省エネルギー）とコスト（設備、ランニング）が等しく計 71%を占め、次いで、CO₂排出量、リスクアセスメント（機械安全）が挙げられた。

B. 省エネルギー法の指針に対する対応

①複数の空気圧縮機の稼働台数の調整及び負荷の適正配分については、大半が稼働率及び稼働圧縮機配分自動制御システムを設備している。

②負荷に応じた運転制御を行うことができるようにするためのインバータ回転数制御装置は、少なくとも主要な圧縮機の一部設置されており、他を台数制御とする方式が過半数を占めている。

このように、空気源（圧縮機）関連では省エネルギー法の指針にそって設備が更新されているが、空気を消費する空気圧システムでは、使用法によるアクチュエータ効率、漏れ及びブロー空気消費に対して十分な対策がなされていない、特にブロー空気消費については理解度が低く今後の問題を残している。

C. 最もエネルギーを消費しているエアブローへの対応

①物理的には加工面上の液体、固体粉除去のような噴流による機械的仕事の利用が最多で、次いで真空エジェクタのような噴流による他流体・粉体の吸引仕事が多く、用途としては機械清掃などのダスターが最多で、他の用途については多様に分散している。

②エアブローのノズル径の平均=3.56mm、圧力の平均=0.419MPaであるが、両者の分布には相関性は見られず、恐らく現場でブロー効果を見ながら設置・調整が行われているため、このような結果になったものと思われる

③エアブローの噴出距離は 20mm～500mm が 78%を占める。平均ノズル径 3.56mm の 5.6～140 倍に相当し、噴流のコアの近傍から、成長拡大（流速が減り、流量が増大）する範囲まで幅広い流れの状態で使用されていることを示している。

(2) 歯車加工業種向け調査

ブローの時間的稼働率はホブ盤・研削盤では 75%に達し、一般加工機の 25%に比しかなり長時間空気を使用している。この分野では潤滑と冷却をエアブロー又はクーラントで行っているが、両者が互いに 100%代替することは困難であるのでコスト面も含め今後その分岐点を明らかにする必要がある。さらに両者の中間のセミドライエアブローでは、潤滑を微量の切削油、冷却を空気で分担することになるが、状況が複雑になるため今後より高度の分析などが要求されるものと推定される。

4. 参考文献・資料調査

(1) 中国タイヤ工場の省エネ改善事例

中国では自動車の急速普及及び自動車産業規模の急速拡大にしたがって、タイヤの生産規模も拡大しつつあり、2008年度では全国生産量が5億本を超えた。この数年間、工場の新設が相次ぎ、圧縮空気の消費量が急に伸びていた。しかしながら、膨大な消費量の中に、不適な圧力供給、大きな漏れなど無駄が大きい。2006年度以来、中国全土では省エネ活動が行われ、タイヤ企業の省エネ意識も高まっており、タイヤ工場を対象にする省エネ活動が報告された。ここでは、北京航空航天大学 SMC 省エネセンターが実施した空気圧省エネ事例を記し、タイヤ工場の省エネ効果が示された。

(2)ブロー作業用バルブー配管ーノズル系の流量の簡易設計計算法

空気の圧縮性を考慮して精度を高め、かつ簡易なブロー流量計算を、仮定計算条件設定により、配管を含む回路中で空気が膨脹するエアブローシステムを、設計時点でより明確に把握し、過剰な圧力供給を阻止するための設計方法を可能とした。

このような時期に本年度に空気圧の省エネルギーの研究を行えたこと、また空気圧パワーメータによるフィールド測定を実施することにより空気圧パワーの評価法に関して新しい知見を得ることができたことは誠に意義深いことと考える。

(委員長 香川利春)

非 売 品

禁無断転載

平 成 2 0 年 度

空気圧エネルギー評価の標準化と省エネルギー化への
応用に関する調査研究報告書

発 行 平成21年3月

発行者 社団法人 日本機械工業連合会
〒105-0011

東京都港区芝公園三丁目5番8号

電 話 03-3434-5384

社団法人 日本フルードパワー工業会
〒105-0011

東京都港区芝公園三丁目5番8号

電 話 03-3433-5391