



空気圧制御の最近の動向*

荒木 獻次**, 中島 弘行***

1. はしがき

昭和48年度における我が国の空気圧機器の総生産高は512億と推定されている。

この数字には、大形、中形の圧縮機や空気圧工業計器を含まず、純粋な空気圧駆動機器のみの数字であるから、空気輸送などを含めた圧縮空気利用工業は、大きな生産高を有する工業であるといえよう。

昭和35年から昭和48年までの、空気圧機器の伸びを調べてみると、13年間に実に16.34倍と大きな伸びを示し、年伸び率に直すと24%となる。これは、この期間におけるGNPの伸びをはるかに超えている(1)。

昭和35年頃における空気圧機器の使用は、やっといひ黎明期から生長期へ移行しつつある過程の項で、当時は、建設機械(パッチャープラントなど)、化繊プラント、鉄鋼、自動車などの生産の中心設備の自動化工用として用いられることが多く、駆動処理するワークの価格も相当高価なものに限られていた。

今日、空気圧機器の用途をみると、産業の全分野にわたり、特に省力化の必要度合が強くなるに従い、生産工程の末端操作や副次的操作にもおおいに用いられ、マッチのごとききわめて安価なワークを駆動処理するにも利用されている。特に、部品供給や包装仕上部門の自動化には、著効をあげるものとして効果的に用いられている。

空気圧機器の需要は、上述のごとく、ますます利用分野を広げ、増大しているが、反面、使用にあたっての理論的取扱いに関する研究は、やっといひ緒についたばかりという感があり、今後の進展に期待されるどころが大きい。

2. 空気圧制御とその理論的取扱い

空気圧制御はかなり古くから使用されてきたが、一般産業用としては、概してあまり精度を要しないところへの応用が多く、空気圧回路を組めば大概なんとか

使えるという安易さもあつたためか、技術面が先行し、その理論的取扱いはやっといひ近年になって行われるようになった。

2.1 空気圧制御機器・要素 空気は圧縮性に富み、オリフィスなどの絞りを流れる空気の圧力・流量特性は、作動油の場合に比べるとさらに非線形性が強い。たとえばオリフィスの上流側圧力 p_u kgf/cm²abs を一定に保ち、下流側の圧力 p_d kgf/cm²abs を下げていくと、オリフィスを流れる重量流量は増加していくが、その上、下流側の圧力比 p_d/p_u が0.528(臨界圧力比)より小さくなると、流れが音速流となり重量流量が飽和することはよく知られている。このオリフィスの重量流量 kgf/s は

$$w = c_d A \sqrt{2g \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{p_u^2}{RT_u} \left[\left(\frac{p_d}{p_u} \right)^{2/\kappa} - \left(\frac{p_d}{p_u} \right)^{(\kappa+1)/\kappa} \right]} \quad \left. \begin{array}{l} \\ : \left(\frac{p_d}{p_u} \geq 0.528, \text{ 亜音速流} \right) \end{array} \right\} \dots\dots\dots(1)$$

または

$$w = c_d A \sqrt{2g \frac{\kappa}{\kappa+1} \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{2/(\kappa-1)} \frac{p_u^2}{RT_u}} \quad \left. \begin{array}{l} \\ : \left(0 \leq \frac{p_d}{p_u} \leq 0.528, \text{ 音速流} \right) \end{array} \right\} \dots\dots\dots(2)$$

で表される(2)。ここで、 c_d 、 A はオリフィスの流量係数、面積 cm²、 g は重力加速度 cm/s²、 κ 、 R は空気の比熱比、ガス定数 kgfcm³/°Kkg、 T_u は上流側空気温度 °K である。オリフィスなどの絞りを介してシリンダを駆動するときの動的挙動を解析する場合には、式(1)を用いたのでは、はなはだ複雑で不便である。そこで式(1)、(2)の代わりに流量 Q Ncm³/s を

$$Q = 370 S \sqrt{p_u (p_u - p_d)} \sqrt{\frac{273}{T_u}} \quad \left. \begin{array}{l} \\ : (\text{亜音速流}) \end{array} \right\} \dots\dots\dots(3)$$

$$Q = 185 S p_u \sqrt{\frac{273}{T_u}} : (\text{音速流}) \dots\dots\dots(4)$$

と表すことが、我が国でよく行われている(3)(4)。ここで S は有効断面積と呼ばれ、一定容積 V の容器に 5 kgf/cm²G の空気を封入し、被測定オリフィスまたは機器を通じて大気に放出し、ほぼ 1 kgf/cm²G まで

* 原稿受付 昭和49年6月27日。

** 正員、埼玉大学理工学部(浦和市大久保255)。

*** 正員、甲南電機会社。

放出する時間 t_s を計測したとき、

$$S = \left[12.0 V \frac{1}{t} \log_{10} \frac{p_1}{p_2} \right] \sqrt{\frac{273}{T}} \text{ mm}^2 \quad \dots\dots\dots (5)$$

である⁽³⁾⁽⁵⁾。ここで、 p_1 は充てん圧力 $\text{kgf/cm}^2\text{abs}$ 、 p_2 は放出後の圧力 $\text{kgf/cm}^2\text{abs}$ である。しかし、弁などの出入口ポート間の圧力・流量特性は単純なオリフィスからずれるとして

$$Q = c p_u \sqrt{\frac{293}{T_u}} \sqrt{1 - \left\{ \frac{(p_d/p_u) - b}{1 - b} \right\}^2} \quad \left. \begin{array}{l} : (p_d/p_u \geq b, \text{亜音速流}) \\ \dots\dots\dots (6) \end{array} \right\}$$

$$Q = c p_u \sqrt{\frac{293}{T_u}} : (p_d/p_u \leq b, \text{音速流}) \dots\dots\dots (7)$$

ただし、

b : 臨界圧力比

$c = K a_e / \rho_n \sqrt{293}$, $a_e = c_v A$ (有効面積)

$$K = \sqrt{\frac{\text{kg}}{\text{R}} \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{(\kappa + 1)/(\kappa - 1)}}$$

ρ_n : 標準状態における密度

なる式が提唱されている⁽⁶⁾⁽⁷⁾。ここで、機器などの特性は a_e と b (一般に 0.528 より小さい) で特徴づけられる。この問題に関しては、ISO の立場からも各国で研究が進められているが⁽⁴⁾、空気圧機器の数学的モデル化の点からも興味深い。

空気圧制御においては、必ず空気圧管路が存在するが、その空気圧管路の信号伝達特性については、かなり以前より多くの研究がなされており、現在も研究が進められている⁽⁸⁾⁽⁹⁾。円管内の気体流れについて音響的近似(微小振幅)が成立する場合について、熱収支を考慮した厳密解がえられており⁽¹⁰⁾、実験も行われている⁽¹¹⁾。また、最近では分岐を持つ空気圧管路系の信号伝達特性に関する研究がなされるようになった^{(12)~(15)}。空気圧制御ではノズル・フラップ機構がよく使用されている。ノズル先端端面の座が大きくなると、フラップに及ぼすノズル噴流力がノズル・フラップ間げきに対して著しく非線形となり、機器や制御系の作動を乱す恐れがある⁽¹⁶⁾⁽¹⁷⁾。空気圧サーボ機構には空気圧サーボ弁が使用されるが、空気圧前段増幅部は急しゅんな共振特性を持つことが多く発振しやすい。このような場合、スプール両端に弱いばねをそう入する特性補償が安易で有効である⁽¹⁸⁾。

減圧弁については、自励振動とその防止法が論じられており⁽¹⁹⁾、動特性の解析が行われている⁽²⁰⁾。また電氣的フィードバックを持つ減圧弁が開発され、理論解析されている⁽²¹⁾。また、大気温度と供給圧の変動を補償したガス流量制御弁が開発され、理論解析されてい

る⁽²²⁾。エアパイロット弁の動特性も論じられている⁽²³⁾。

2.2 空気圧回路 空気圧制御では、電磁弁や絞り(流量制御弁)とシリンダの組合せで速度制御を行うことが多い。その場合、管路、弁など数種の機器が直列に接続された形で存在するのが普通である。それらの有効断面積[式(5)]を S_i ($i=1, 2, \dots, n$) とすると直列接続全体の有効断面積 S は

$$\frac{1}{S^2} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{S_i^2} \dots\dots\dots (8)$$

で近似される。

$J = 0.0129 PD^3 Z / WS^2$ (慣性の係数), $G = 1.27 W$ ($F_r / W \pm \sin \theta$) / PD^2 (摩擦の係数) なる係数(ここで、 P : 供給圧力 $\text{kgf/cm}^2\text{abs}$, D : シリンダの内径 cm , Z : シリンダのストローク cm , W : 負荷の重量 kgf , F_r : 摩擦の大きさ kgf , θ : ピストンロッドと水平とのなす角度)を導入し、ストロークの時間 t を

$$t = 0.00492 KD^2 Z / S \dots\dots\dots (9)$$

によって略算することがよく行われている⁽⁴⁾。ここで K は G, J に対してあらかじめ計算された図より読みとる。空気圧シリンダの入口側に絞りをを入れて速度を制御するメータイン回路および出口側に絞りをそう入するメータアウト回路の動特性の解析がなされている⁽²⁴⁾。ノズル・フラップ機構の背圧でベロー形単動シリンダを駆動する系の周波数応答について理論解析がなされ、管路抵抗と負荷の摩擦の影響が考察されている⁽²⁵⁾。空気圧シリンダについて、クッション特性⁽²⁶⁾、スティックスリップの研究がなされている⁽²⁷⁾。また、うず流形増幅器をシリンダ出口ポートにそう入し、停止時に制御流を流して急速停止させる方法が報告されている⁽²⁸⁾。空気圧シリンダの PWM 駆動を試み、シリンダの摩擦を積極的に利用して、パルスモータ的な駆動を行い、低速駆動の可能性が示された⁽²⁹⁾。また、空気圧シリンダの PFM 駆動も試みられ、低速駆動ならびに圧力制御に有望であることが示された⁽³⁰⁾。

宇宙関係やミサイルなどの飛しょう体の翼の制御やスラストエンジンのスラストベクトル制御に用いられるガス(燃焼によって得られるホットガス、圧縮気体、蒸気ガス)圧サーボ機構は、供給ガス圧数十気圧で数 PS のパワーを持ち、応答速度が帯域幅にして数十 Hz に達するものがある^{(31)~(36)}。その制御弁の制御方式には連続方式、オンオフ方式、PWM(パルス幅変調)方式、PFM(パルス周波数変調)方式などがある。ジェットパイプ形サーボ弁と可動翼形モータの組合せを用いたホットガスサーボ系(連続制御方式)をスラストベクトル制御に適用し、供給圧 600 psiG, 負荷の慣性

モーメント, 摩擦, ばね定数がそれぞれ 113 lb in s², 5 000 lb in, 1 000 lb in/deg, で精度 $\pm 0.1^\circ$, 8 Hz で位相遅れ 90° 以内のものが実用に供されている⁽³³⁾⁽³⁷⁾. 空気圧シリンダに可変絞りの hidrochecca を結合し, その絞りを信号に応じて変化させる可変ダンピングサーボ系 (連続制御方式) を飛しょう体の翼の制御に適用し, 立上り時間 30 ms の応答を得ている. この系は, 等価な線形系に比べて特に外乱 (力) に対して強い⁽³⁵⁾. これらに使用されているサーボ弁は高い工作精度が要求されるデリケートな要素である. サーボ弁などを PWM や PFM 方式で制御する場合は, 弁の工作精度がそれ程高くなくてもかなりの応答性能が得られる. 約 12φ の大きさの薄い円板のみを可動部とする, 三角波搬送波発振器⁽³⁸⁾を用いて, 同じく 4 枚の薄円板 (約 18φ を 2 枚, 約 7φ を 2 枚) を用いた制御弁を PWM 制御し, 入力がないとき制御弁の消費パワーを零にするような PWM 駆動方式が考案された⁽³⁹⁾. 供給圧 500 psi, 慣性負荷 5 lb のとき, それを用いた閉ループサーボ系は, 15 Hz で位相遅れが 90° 以内であった.

キーボードプリンタの印字キャリッジの復帰時の緩衝用空気ダッシュポットの解析が行われた⁽⁴⁰⁾. 乗物用のスカートエアクッションサスペンションの解析がボンドグラフを用いてなされた⁽⁴¹⁾. また, ランダムなガイトウェイのおうとつに対して, 制御ポートを有する能動形スカートエアクッションサスペンションが Wiener-Höpf の方法を用いて最適設計された⁽⁴²⁾. 流体力学系のボンドグラフモデルが示された⁽⁴³⁾. このボンドグラフは, パワーの流れを示す線図である^{(43)~(45)}.

3. 空気圧機器

機器としては, 現在一応成長期としての峠を越えた感があり, 新しい構造構成のものが現れるよりむしろ, 従来のものをより使いやすく, 軽量小形にするといった面に力がそそがれているように思われる.

しかしながら, 空気圧使用時の簡便さに加え, 精度向上を得たいという要求が多く, このような要求が, デジタルシリンダなどの開発となって現れつつあり, 小形, 高速, 高精度のハンドリングロボットのごときものが現れるのも遠い将来ではないと思われる.

3.1 アクチュエータ 昭和 48 年に空気圧シリンダの JIS⁽⁴⁶⁾が制定された. これによって, 空気圧シリンダの一応の基準が確立されたものの, 使用限度条件などの解明と, それらの性能表示など, いまだ未解決の問題も多く, 機械装置と組合せるにあたって, 規定

どおり使用すれば誤りなく使用するというところまでの煮詰めは今後の問題として残されている.

特に衝撃吸収能力の決定は, 機械装置の剛性, 負荷の質量, 空気圧シリンダの速度, 接続配管の状況によって変化するピストン背圧などの状況によって変わり, これらを考慮に入れ条件付をすることが困難である.

空気圧シリンダの一般的な傾向を示すと, 重量軽減と無給油作動に向けられている.

空気圧シリンダは単純な構造を有する機器であるから, 重量も極限に近いところまでぜい肉をとり軽量化が進められているようにも思えるが, 現在はん用されているものと極限值を比較すると, かなりの開きのあるものが多い.

一方, 軽量化においては材質の面からもいろいろな試みがなされている. その一つに, 我が国ではほとんど採用されていないが, 欧米では, ピストンに軽合金の使用が案外多いことである.

カバーやシリンダ管の軽合金は, 欧米においても, 軽荷重用がほとんどであるが, ピストンにおいては, 重荷重用に採用されている例も多い.

一方, 公害問題にもからみ, 排気空气中に潤滑油を含ませたくなく, また, いちいち給油する手数も省きたいという要求から潤滑油を供給しないで長寿命の作動をする空気圧機器の出現が望まれている.

現在この要求に対して, 二つの方向がある.

一つは, 長期間効果を失わない潤滑剤を前もって封入しておく方法と, 他の一つは潤滑性を有するしゅう動材料およびパッキン⁽⁴⁷⁾を使用するものである.

前者のポイントは, 潤滑剤の選択と保含機構とにかかわり, 後者は, しゅう動部材とパッキンの選定にキーポイントがあり, 各社それぞれ独特のくふうをこらしているようである.

空気圧シリンダの機構上の問題は, ピストンロッドのないシリンダの出現で, 一つはピストンロッドに代え, ワイヤケーブルを使用した, ケーブルシリンダ⁽⁴⁸⁾で, 図 1 のように, シリンダ外に導かれたケーブルは自由自在に方向を変換することができる.

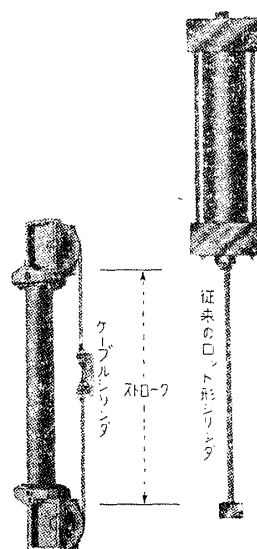


図 1 ロッドなしシリンダ (ケーブルシリンダ)

第二のものは、図2に示すような、特殊なシリンダ管とスライドサポートを使用しピストンの運動をシリンダ管内部とシールされたスライドサポートに直接伝え、スライドサポートによって被駆動物を駆動しようというものである。

第三のものは、図3に示すように、管とローラを使用して、あたかも管上を被駆動物が移動してゆくような構造を有した管シリンダ⁽⁴⁹⁾である。

これら、三者は三者共それぞれに特徴があり用途によるときわめて効果的に使用することができる。

いずれのものにも共通した特徴は、比較的小出力で長大なストロークのものが容易にえられることで、出力15 kgf (5 kgf/cm²にて)で10 m くらいのもものが得られる。

第三のものは、ほとんどストロークに対する制限はなく安価である。

新しく、注目される空気圧シリンダとしては、信号の組合せによって位置ぎめが可能なデジタルシリンダの新しい構成が現れつつあることであろう。

従来デジタルシリンダとして油圧と同じく、図4⁽⁵⁰⁾のようなものが紹介されている。

このシリンダは、全ストロークに対してシリンダ全長がきわめて長大となり、しかも制御位置の数が増えるに従い全長が大きくなるという欠点があった。

また、多数のピストンがくし形に配列され摩擦損失が大きく、油圧のようにパッキンレスとすれば、空気

もれが大きくなり、もれを防止するためパッキンをそう入すると、出力低下が大きかった。

これに対し、図5のものは、全ストロークに対し、シリンダ全長が一般の単行程のシリンダと変わらないようくふうされている。7個の3ポート弁の組合せ制御によって、全ストロークを128に区切って制御することができる。

図5のものは、全ストローク256 mmを2 mmおきに制御が可能で、全長350 mm、出力20 kgfである。

揺動モータとして、従来、可動翼形、ねじ形、ラックピニオン形、クランク形⁽⁵¹⁾などが使用されているが、いずれのものも効率上いま一步の不備があり新しい機構の発明が期待されている。

可動翼形⁽⁵²⁾で、このような期待に答えるようなものも出現し始めているが、この分野においては、まだまだ多分に生長の余地が残されているといえよう。

3.2 方向制御弁 弁部の摩耗やさびによるトラブルの発生を防止するために、弁あるいは弁座に人工サファイヤなどが用いられ始めている⁽⁵³⁾。

また、セラミックを使用するものも現れている⁽⁵⁴⁾。

また、弁部に図6に示すように空気軸受の原理を用い弁摩擦を極度に減少する発明も現れ、高圧用の空気圧サーボ弁の弁部として、従来の弁構造では潤滑性が得られないので、空気もれの少ない高圧空気サーボが製作困難であったという欠点を克服するものとして期待がかけられている。

電磁操作の方向制御弁をみると、従来のものをさらに長寿命、小形、軽量にしようという努力が重ねられ、寿命についていえば、3000万から1億サイクルくらいの使用に耐えるものが出現している。

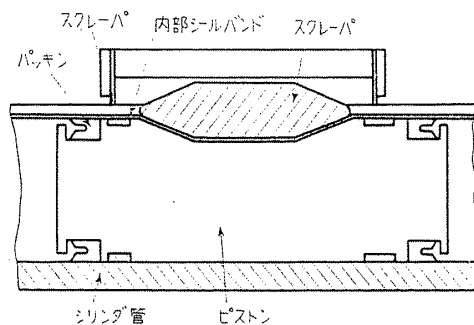
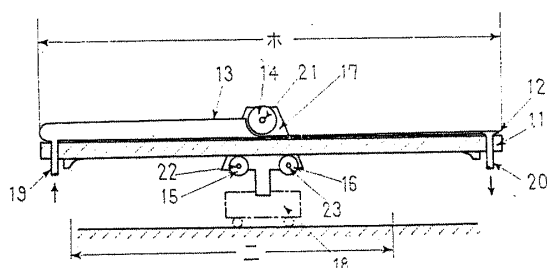


図2 ロッドなしシリンダ



ニ:ストローク 14:ローラ
ホ:シリンダ全長 18:駆動物
13:管 19, 20:空気供給口
図3 ロッドなしシリンダ(管シリンダ)

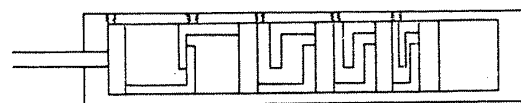


図4 デジタルシリンダ(そのI)

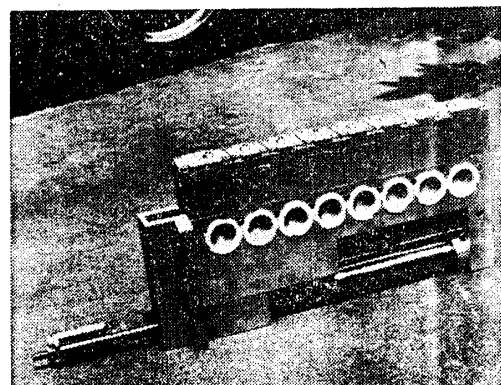


図5 デジタルシリンダ(そのII)

また、高ひん度用として1秒10回くらいの開閉動作を連続して行えるようなものも現れている。

配管、配線の簡便さも一つの進歩の方向として急速に進み、配管の場合、ナイロン管を管接続口に差し込むだけで配管が完了するものも現れている⁽⁵⁵⁾。

しかし、特筆すべき最近の問題としては、空気圧駆動と電子計算機との結合によって高度に複雑な操作や処理を行わせる方向にあることで、たとえば分析などの部門では人間の1万倍くらいの生産性を発揮させるような高度な操作が行われている。

このように、電子計算機との結合はきわめて効果の大きな各種の手段を提供するが、現在、電子計算機と電磁弁の結合をつかさどるインタフェースに多大の費用が必要とされ、かつ、かなり難解な技術となっている。

そこで、電磁弁に必要とする入力電力を極度に小さくして、インタフェースの価格を低減する試みが行われている⁽⁵⁶⁾。

3.3 その他の空気圧機器

a) フィルタ 空気通過抵抗の小さいエレメントの開発によって、従来より小さい過面積のエレメントを使用し、全体を小形としようという努力がなされている。その反面、空気のコンタミネーションコントロールに対する考えが発達して、フィルタの責任範囲も明確となりつつあり、フィルタの機能向上も一つの課題となっている。

また、油分分離の手段も進歩し、ごみ、水分の分離ばかりでなく、小形のフィルタにおいて油分も分離することが可能となっている。高性能のものでは煙霧となった油をも分離が可能である。

b) ルブリケータ 一般に空気圧機器の必要潤滑量はきわめて小量である。現在このような小量の潤滑油を供給するルブリケータは現れていない。一般に給油量を小さくしようとして油霧を細くすると、機器の壁に付着しないようになり、機器に付着させるには、

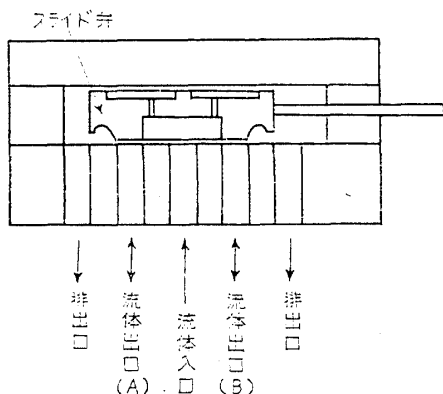


図6 空気圧軸受の原理を用いた低摩擦弁

空気速度に適した大きさが必要である。前述の油霧の細かいものでは50 m³に対し、1 cc くらいの割合で油を混合することができる。潤滑油の必要量としては、この程度で十分であるが、油滴が大きく、かつ、量を少なく供給するようなルブリケータがなく、現在過大給油に甘んじている。

c) 減圧弁 制御の方法に新しいシステムが現れつつある。一つは電流の大小で設定圧力が制御しうる電気遠隔制御方式の減圧弁で、他方はデジタル制御方式のアクチュエータによって制御される遠隔制御方式の減圧弁である。

どちらも、電子計算機よりの指令によって作動が可能であるが、前者はヒステリシスと電流値の減少が当面の課題とされている。

d) 配管 一般の用途においては主管はガス管(JIS G 3452-配管用炭素鋼鋼管)を用い制御管としてナイロン管を用いるものが主流をしめるようになった。このため、配管が容易となったが、なおガス管内にさびが生じ、コンタミネーションコントロール上に問題を残している。

e) コンタミネーションコントロール 機器の設計が向上し、製造上の問題が解決されるに従って、空気圧機器の信頼性の大部分がコンタミネーションコントロールにかかっていることがしだいに認識され始め、空気圧機器の運転上不可欠の要素として考えられはじめた。

しかし、現在のところ、汚染基準の確立にはほど遠く、関係する多数の因子の一つ一つのデータのなかには、どうしてもあくすればよいのかいまだ確立された手法がないものが多くあり、今後の開発に待たれるところが多大である。

4. むすび

以上述べたごとく、空気圧機器は、機器としては一応の発達をとげているものの、機器内の諸現象や応用に関する理論的取扱いのなかに未解決の問題が多く、理論より実際の用法が先行している感がある。

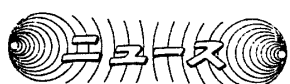
また、機器一つ一つを取りあげてみるとそれぞれに大なり小なりの問題と、新しい技術方向に対する順応対処の問題をかかえている。

ここでは、それらのものうち重要と思われるもののみを列記するにとどめた。

文 献

- (1) 日本空気圧工業会, 生産高調査資料, (昭 46).
- (2) Blackburn, J. F., ほか2名, *Fluid Power Control*, (1960), 216, McGraw-Hill.

- (3) 安藤, 日本溶接協会抵抗溶接機の圧縮空気回路の基礎的動作特性の調査報告, (昭 38).
- (4) 中島, 機習教 (第 385 回), (昭 48-7), 63.
- (5) JIS C 9312-1964; JIS B 8373-1972.
- (6) Sanville, F.E., *Proc. 2nd Fluid Power Symp.*, D 3-37, (1971), BHRA.
- (7) Sanville, F.E., *Hydraulic Pneumatic Power*, (1972-10).
- (8) Kantola, R., *Trans. ASME, Ser. D*, 93-2 (1971-6), 274.
- (9) Mercier, O.L. and Wright, D., *Trans. ASME, Ser. I*, 95-3 (1973-9), 459.
- (10) 浦田, 機論, 37-295 (昭 46-3), 487.
- (11) 浦田・竹中, 昭和 49 年春季油空圧講演会講演論文集, (昭 49-5), 63.
- (12) Franke, M.E., ほか 2 名, *Trans. ASME, Ser. G*, 94-1 (1972-3), 15.
- (13) Ravindran, V.K. and Manning, J.R., *Trans. ASME, Ser. G*, 95-2 (1973-6), 194.
- (14) Kohl, A., *Proc. 5th Cranfield Fluidics Conf.*, G 2-21, (1972), BHRA.
- (15) 阿部・ほか 2 名, 機論, 35-277 (昭 44-9), 1910.
- (16) 荒木, 計測自動制御学会論文集, 1-2 (昭 40), 182.
- (17) Aizerman, A., *Pneumatic and Hydraulic Control Systems*, (1968), 272, Pergamon Press.
- (18) 荒木, 計測自動制御学会論文集, 7-4 (昭 46), 366.
- (19) 森永, 計測自動制御学会論文集, 6-1 (昭 45), 68.
- (20) Tsai, D.H. and Cassidy, E.C., *Trans. ASME, Ser. D*, 83-2 (1961-6), 253.
- (21) Rose, E. and Pearce, A.W., *Hydr. & Pneumat.*, 26-3 (1973-3), 19.
- (22) Goldstein, S.R. and Harvey, A.C., *Trans. ASME, Ser. G*, 93-3 (1971-9), 200.
- (23) 新井・樋口, 日本油空圧協会講演前刷集, (昭 47-5), 53.
- (24) 竹中・浦田, 機論, 35-279 (昭 44-11), 2287.
- (25) 加藤・ほか 3 名, 機論, 37-298 (昭 46-6) 1134.
- (26) 北浦・辻, 日本油空圧協会講演前刷集, (昭 46-4), 91.
- (27) 松本・城所, 日本油空圧協会講演前刷集, (昭 46-11), 55.
- (28) 川越・ほか 3 名, 日本油空圧協会講演前刷集, (昭 46-11), 61.
- (29) 花房・加藤, 機論, No. 730-3 (昭 48-4), 55.
- (30) 光岡, 昭和 49 年春季油空圧講演会講演論文集, (昭 49-5), 69.
- (31) Sung, C.B. and Taplin, L.B., *Trans. ASME, Ser. B*, 85-2 (1963-5), 135.
- (32) Rivard, J.G., ほか 2 名, *SAE Proc. Aerospace Fluid Power Systems and Equipment Conf.*, (1965-5), 319.
- (33) Huber, R.E., *SAE Proc. Aerospace Fluid Power Systems and Equipment Conf.*, (1965-5), 346.
- (34) Poole, Jr., H.A., *SAE Proc. Aerospace Fluid Power Systems and Equipment Conf.*, (1965-5), 361.
- (35) Franz, W. and Hook, J.V., *Hydr. & Pneumat.*, 18-11 (1965-11), 116.
- (36) Harned, J.L. and Robertson, Jr., J., *Contr. Engng.*, 8-12 (1961-12), 75.
- (37) 荒木, 油圧化設計, 11-9 (昭 48), 22.
- (38) Goldstein, S.R., *Trans. ASME, Ser. D*, 89-2 (1967-6), 406.
- (39) Goldstein, S.R. and Richardson H.H., *Trans. ASME, Ser. D*, 90-2 (1968-6), 143.
- (40) 高橋, 機論, 39-321 (昭 48-5), 1591.
- (41) Wormley, D.N., ほか 2 名, *Trans. ASME, Ser. G*, 94-3 (1972-9), 189.
- (42) Hullender, D.A., ほか 2 名, *Trans. ASME, Ser. G*, 94-1 (1972-3), 41.
- (43) Karnopp, D., *Trans. ASME, Ser. G*, 94-3 (1972-9), 222.
- (44) Rosenberg, H.C. and Karnopp, D.C., *Trans. ASME, Ser. G*, 94-3 (1972-9), 179.
- (45) Martens, H.R. and Bell, A.C., *Trans. ASME, Ser. G*, 94-3 (1972-9), 183.
- (46) JIS B 8377-1973.
- (47) *Mach. Des.*, 44-21 (1972-9-7), 133.
- (48) Tol-O-Machic Inc., Minneapolis, Minnesota, USA.
- (49) 中島, オートメーション, 19-1 (昭 49-1), 97, 日刊工業新聞社.
- (50) Cadillac Gage Co., 自動化技術便覧, (昭 45-5), オーム社.
- (51) 中島, 空気圧技術読本, (昭 49), 59, オーム社.
- (52) Bolwell, A.J., *Design News*, 28-3 (1973), 33.
- (53) たとえば Stengel, R.F., *Design News*, 27-24 (1972), 28.
- (54) C.A. Norgren Co., Littleton, Colorado, USA.
- (55) Instant Tube Coupling 0201 R, La Ferriere, France.
- (56) Owler, A.M. and Kingdom, R.W., *Control & Instrumentation*, 5-6 (1973), 40.



本会編「機械用語集」の出版について

昭和 46 年 2 月 19 日付文大情 247 号にて文部省より諮問のあった「学術用語制定のための調査」に関し, 昭和 46 年 6 月に本会内に機械用語委員会を設置し, 121 名におよぶ多数の委員の方々により 2 年半に渡り, 現文部省用語を慎重に検討を重ねた結果, 保存用語 7 218 語, 変更用語 1 852 語, 削除用語 3 152 語を

選定し, また新用語 3361 語を追加して, 「機械用語」本会原案として文部省に答申した。

理事会では用語の重要性にかんがみ文部省に答申した原案を基に, 本会編「機械用語集」を下記の方針で発行することにしたのでお知らせいたします。

記

「文部省学術用語に対し有効な特色を出す」, 「各部門間の用語の関連をつける」, 「文部省学術用語との対比も容易にする」, 「出版経費も節約をはかる」等々の点から次の形式とする。

- (1) 和英は専門部門区分とし
 - (i) 日本語, ローマ字, 英語の順の表示をとる。
 - (ii) 用語の順番は各専門部門ごとに日本語の五十音順で配列する。
- (2) 英和は部門区別にはせず通しのアルファベット順とし, かつ各用語に分類番号を付し, 索引の役割も果たさせる
 - (i) 英語, 日本語, ローマ字, 分類番号の順の表示をとる。
 - (ii) 用語の順番は全体を通して英語のアルファベット順で配列する。
- (3) 発行予定 昭和 50 年 2 月末日