

空気圧サーボ弁と空気圧サーボ系の解析と設計 [3]

第1章 精密位置制御

空気圧サーボを対象にするにあたり、全編を通じて、精密位置制御を柱にする。制御を行うには、どのように動作させるか、すなわち入力に対して出力がどうなるかと、外乱に対してどのように応答するか(誤差応答)の2面からの検討を柱にするべきである。そしてこの外乱(もしくは内乱)を特定することもまた重要な課題である。

ここでは、そのシミュレーションによって、空気圧サーボ系の挙動の特徴をまずは示し、これからの長い作業のための導入とする。最後には精密ステージを構成し、動作試験を行う。またその結果を、シミュレーションと比較し、より精密制御をおこなうための課題を整理する。また、結果をもとに、空気圧サーボが精密位置制御に向いていることを実証する予定である。

精密位置制御装置以外にも、試験機用シリンダ、ダイボンドなどに用いられる位置-荷重複合装置用シリンダ、ナノジャッキなども順次対象にする。また、これらに限定することなく必要に応じ、空圧サーボに関わる全てを、検討の対象とする。

精密位置制御系の基本構成

負荷はアクチュエータ内容積に集中させた容量と、慣性質量とした。制御系の構成を図1-1に示す。速度、加速度のマイナーループに加え、各ループの前段にリミッタを設けているのが特徴である。これらのリミッタは、位置制御指令に加え、速度、加速度指令を受けているがごとくふるまう。このような系は、電機サーボでは当たり前前の技術としてすでに用いられているかもしれないが、筆者は電機サーボの制御には不案内のため、空圧サーボに有効な技術として、すでにある(かもしれない)成果を参照することはしないで、説明を進める。

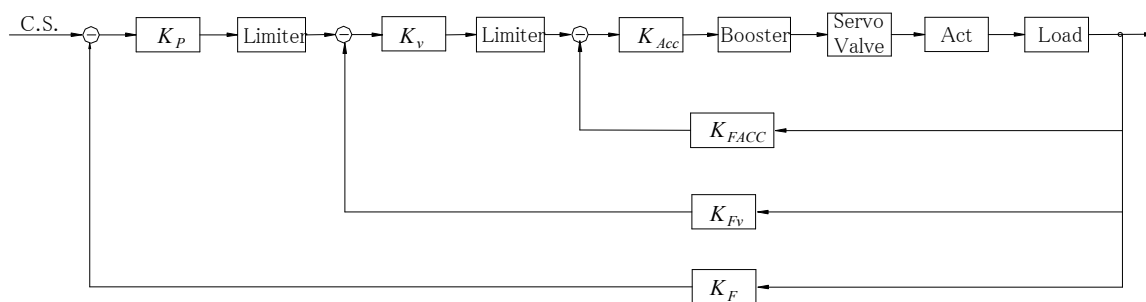


図 1-1 制御系の構成

構成要素のパラメータ及び供給圧力は以下のとおりである。

- | | |
|---------------------|---------------------|
| 1. 慣性質量 (可動部質量) | 50 Kg |
| 2. 中立点でのアクチュエータ片側容積 | 550 cm ³ |
| 3. アクチュエータ受圧面積 | 20 cm ² |
| 4. アクチュエータストローク | ±160 mm |

- | | |
|----------------------|---------------|
| 5. サーボ弁 AS320S | 直動弁 (詳細は後述する) |
| 6. 供給圧力 | 0.4 MPa |
| 7. アクチュエータの設置雰囲気 | 大気圧中 |
| 8. アクチュエータとサーボ弁の配管距離 | 1 m |

アクチュエータは複動型、サーボ弁は3方弁を2個使いである。アクチュエータには静圧軸受が設けられており、可動部分に摩擦力は働かないものとした。

簡易化のための仮定

1. サーボ弁とアクチュエータの間の空気圧管路の応答遅れは無視できるものとし、アクチュエータのチャンバ部容積に含める。本件は、別途1項を設け、後日、詳細検討をする。
2. 流れは断熱変化とし、アクチュエータチャンバ内の挙動についても断熱変化として扱う。
3. サーボアンプ、変位センサの応答遅れは無視できるものとし、比例要素として扱う。また、分解能は無視できるほど小さいとしている。
4. アクチュエータの摩擦は静圧軸受をもちいているものを前提としているため、0としている。また、内部リークも無視している。この内部リークは、アクチュエータの安定化に関わるものとして、ものを作り、サーボ弁の特性、特に圧力ゲイン特性及び内部リーク特性と抱き合わせて、評価する必要がある。
5. アクチュエータの温度変化はないものとし、空気圧の流れによる温度変化のみ対象とする。
6. 飽和はサーボ弁の出力のみとする。よって、これに等価なサーボ弁への定格指令に飽和特性を持たせる。

シミュレーション結果を図 1-2 に示す。

図 1-2 は、アクチュエータのほぼフルストローク時の応答である。

この応答の意図するところは、加速、減速の時間を短くし定速度送りの幅を広げることにある。そして、定速送り時の速度むらを小さくすることにある。

図からも明らかなように、加速、定速、減速域が明瞭に分かれている。この時の応答を支配しているのは、加速、減速域では、アクチュエータに働くジャークすなわちアク

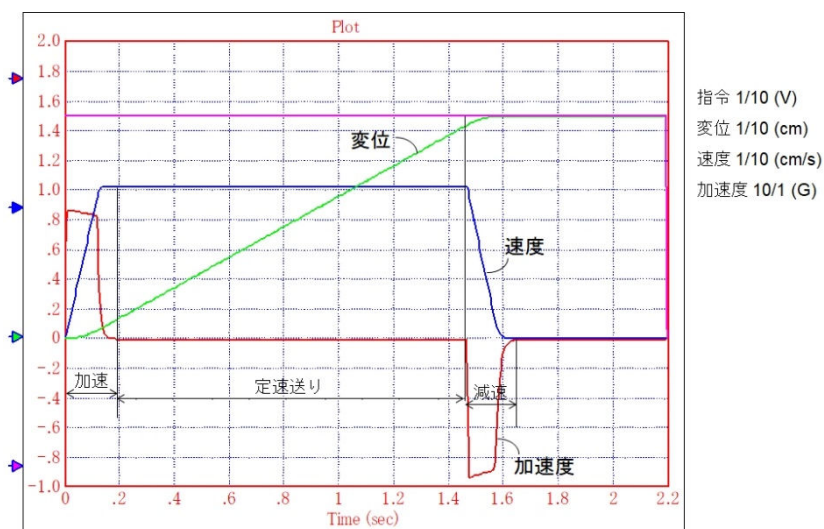


図 1-2 基本になるステップ応答

チュエータ両チャンバ内の圧力差の時間変化であることが、加速度応答の波形よりわかる。定速域では負荷が0であるため、アクチュエータの容積移動のためにのみサーボ弁の流量が必要であることが、物理的意味からの類推と、アクチュエータを通過する流量のシミュレーション結果からわかる。加速域と減速域でのサーボ弁に必要なとされる流量は、定速域(最大速度域)での流量の数倍もしくは十数倍になる。この応答の姿は、油圧サーボと大きく異なる。油圧サーボの応答は、弁の最大流量が、シリンダの最大速度を決める。空気圧サーボの応答は、むしろリアモータの挙動に近い。加速時に大きな推力すなわち大きな電流を流し大きな推力を発生させ、定速域では小さな電流で最高速度を保つ。そして、定速域での速度むらを制御するには、制御機器(空気圧サーボでは空気圧サーボ弁)に高い分解能が必要になるであろうことが推定できる。空気圧サーボ弁の必要流量については、別途、詳細検討を行う。以上の応答を制御系

と関連付けて、表 1-1 に示す。

表 1-1 制御系への分離

	制御対象	制御系	検討課題
加速・減速時	加速度（圧力）応答	圧力制御	ジャーク（躍度）
定速移動時	速度応答	速度制御	速度むら
停止時	位置決め応答	位置制御	位置精度、安定性

表 1-1 にある通り、系の応答は加速、減速時の圧力（ジャーク）の応答、定速移動時の一定速度応答、停止時の位置応答ときれいに分かれていると理解できる。アクチュエータは、これらの組み合わせによって動作している。よって、後報では、圧力制御、速度制御、位置制御個別に詳細検討することになるであろう。

図 1-2 の加速度応答の立ち上がり（ジャーク特性）の時間軸を拡大して図 1-3 に示す。

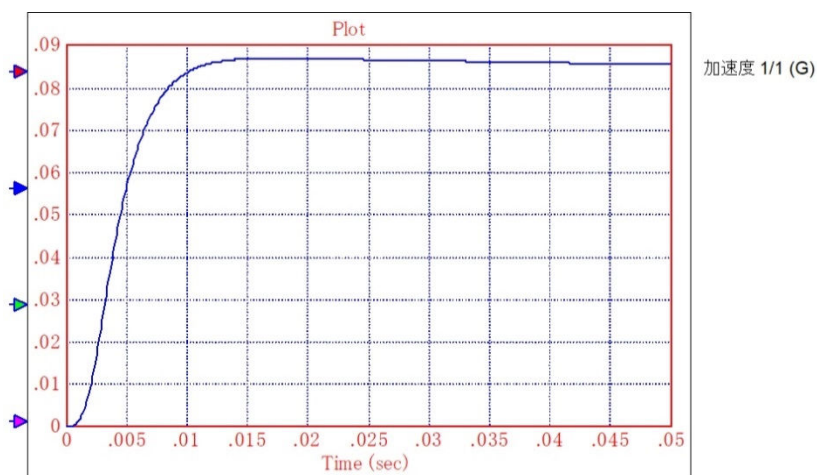


図 1-3 加速度の立ち上がり（ジャーク）の応答

このジャーク特性は、主にサーボ弁の応答速度と流量によって制限される。今回のシミュレーションでのサーボ弁の応答を図 1-4 に示す。サーボ弁の応答についての詳細は後述する。

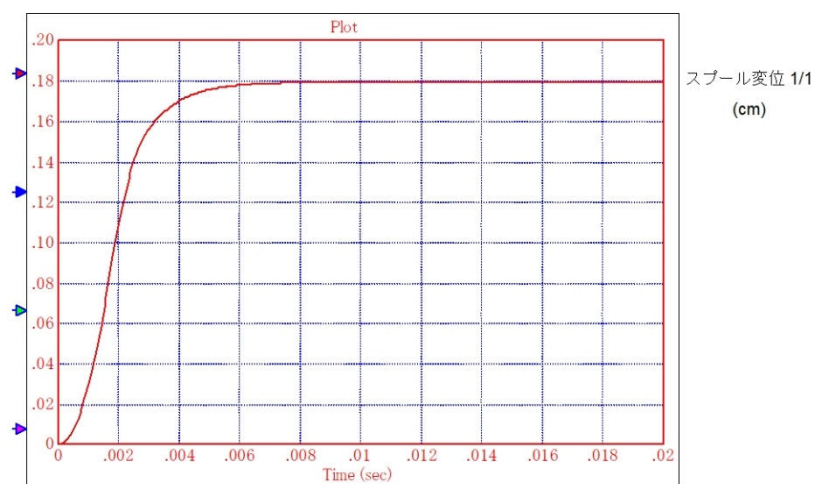


図 1-4 サーボ弁の応答

図 1-5 は微小ストローク時の応答である。後報での位置制御は系の中に飽和が現れない範囲で、ループゲインがどの程度上げられるかを、装置を動かしながら検討を進めるとことになる。これが、ここでいうところの位置制御の基本である。

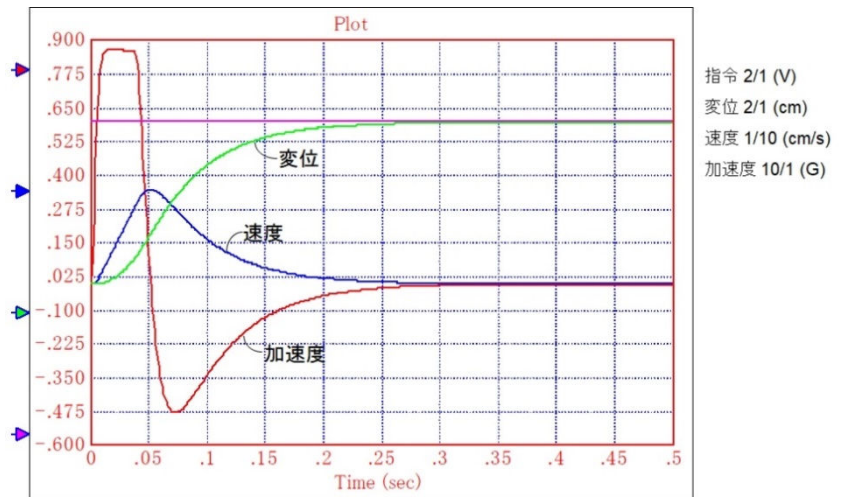


図 1-5 微小指令の場合の応答

以上みてきたように、定速域での速度は速度ループ前のリミッタによって決めている。このリミッタの上限値はサーボ弁への指令値のリミッタにその前のアンプのゲインをかけたものになる。このリミッタの意味を以下のとおりと解釈する。

ちなみに、リミッタがない場合の応答を図 1-6 に示す。微小入力の場合にはリミッタがあってもなくてもその応答に違いはない。大きな入力があれば、リミッタがない場合には図にあるとおり不安定な挙動をする。

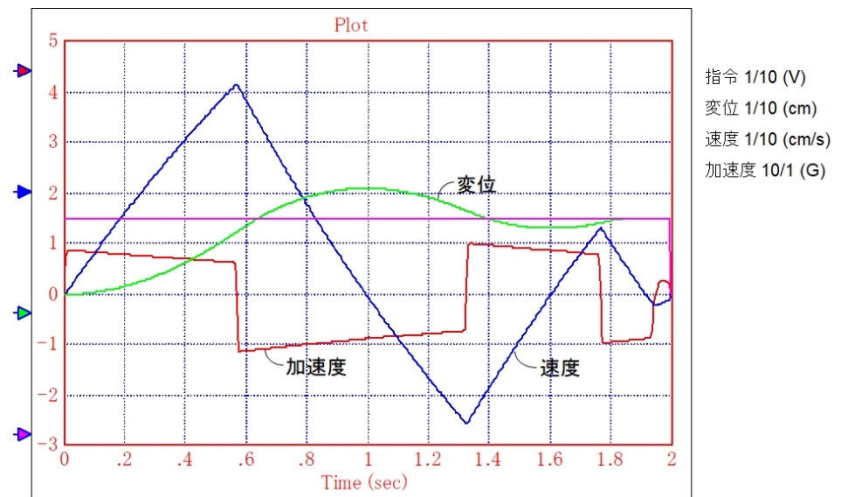


図 1-6 速度リミッタがない場合の応答

もちろん、図 1-6 の応答の場合も、全体のゲインを下げ、マイナーループのゲインを調整するなどして、また、制御系の構成を変えることによって、安定した動作をさせることができるし、ここでは指令をステップで与えているが、飽和が現れないような指令の与え方によって応答の姿を制御できると思われる。ただ、誤差応答を考える場合は、ここで扱っている制御系は、構成要素（特にサーボ弁）に求められる性能を明らかにしやすい姿をしていると考える。

速度ループ内に飽和特性（弁への定格電流による飽和）があれば、速度ループの応答に見かけ上の遅れが現れ、これが位置制御の不安定な応答の要因になっていることがわかる。飽和が現れないほどに大きな弁を用いることも考えられるが、これは別の課題である。

アクチュエータの両チャンバの差圧とアクチュエータの加速度の測定結果を図 1-7 に示す。アクチュエータの負荷が慣性質量であるため、当然、加速度波形と差圧の波形が同じになる。アクチュエータに流入もしくは流出した流量の積分が、ほぼ差圧になると考えられる。よっ

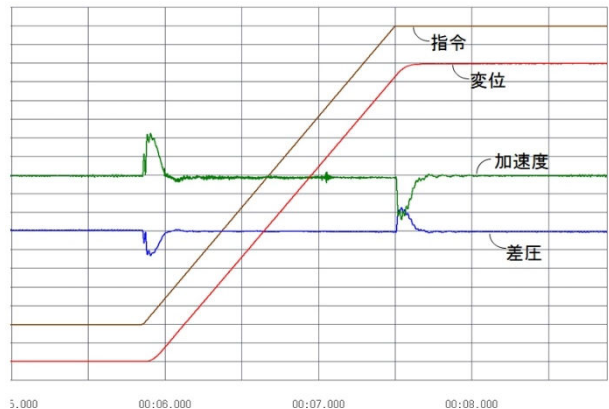


図 1-7 ステージの動作例
速度 0.1m/sec
ストローク 150mm

て、ジャーク（加速度の微分）はこの流量に比例すると考えてよい。これが、慣性負荷の精密位置制御空気圧サーボの挙動の特徴である。

図 1-7 の加速度と差圧の縦軸の表示ゲインが異なるが、ほぼ 1:1 の対応をしているとみてとれる。これの前提はアクチュエータに摩擦がなく、外部よりの加速度外乱がない場合である。

測定装置の外観を、写真で示す。これは、精密位置制御装置のモックアップモデルであって、基本的な動作を知るためのものである。本格的な装置の具体的な詳細は、これから開発設計を進めていく中で順次明らかにしていく予定である。

写真にある装置は、中心部にアクチュエータが、アクチュエータの両側に負荷質量を支えるスライダが配されている。変位センサは、レーザ干渉計を用いている。

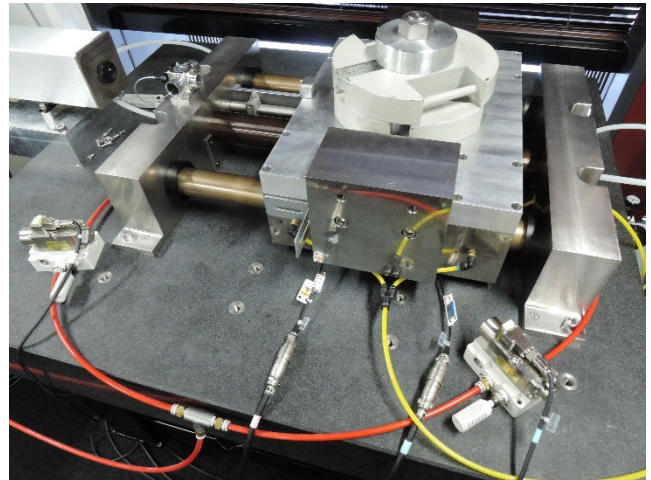


写真 1 精密位置決めアクチュエータ

参考データとして負荷の質量を 50Kg から 100Kg に、供給圧力 4MPa から 2.5MPa に、アクチュエータの受圧面積を 10 cm² で供給圧力 2.5MPa に変えた場合の応答の変化を図 1-8、図 1-9、図 1-10 に示す。

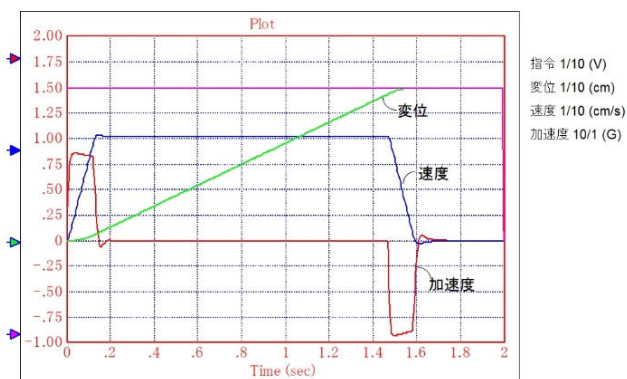


図 1-8 負荷重量 100Kg の場合

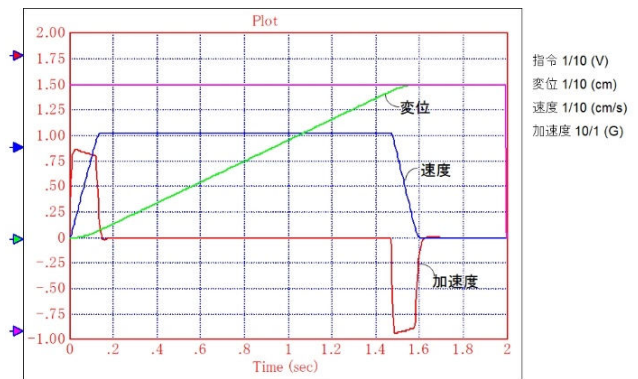


図 1-9 供給圧力 2.5MPa 時の応答

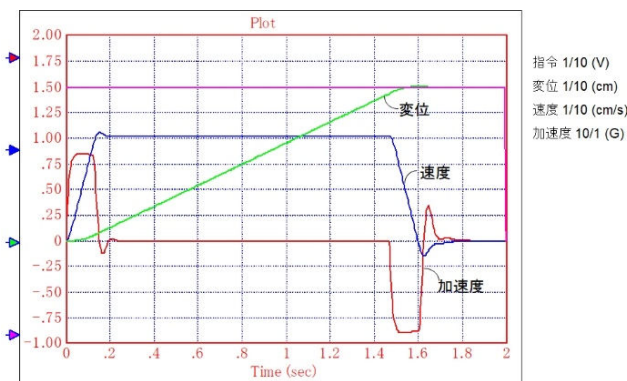


図 1-10 供給圧力 2.5MPa, 受圧面積 10 cm²

速度や加速度応答にオーバーシュートが現れているが、不安定になることはない（変化させた大きさにもよるが）。

空気圧の流れについてのシミュレーションの各要素の詳細は、初等的であるが、煩雑なので、後報で必要に応じ示していくこととする。ただ、これらの参考文献として、文献[1]及び文献[2]を挙げておく。なお、空気圧サーボで、精密位置決めを最初に実現したのはS社である。これは空気圧サーボにとっての画期であった。その成果は文献[3]及び[4]に示されている。

以上みてきたように、本シミュレーション結果は、一つの最適解を得ていると考えられる。ただ、各パラメータと結果との対比すなわちシステム系の統合についての見解が述べられていない。システム設計の見通しを良くするうえで必要な課題であるので、後報で検討する。

このシミュレーション結果を実現するためには、アンプの動特性やシグナルノイズ比 (SN 比)、サーボ弁の動特性や、ラップ量、スレシヨルド、アクチュエータの漏れや摩擦力を考慮する必要がある。個別に検討を進めながら、最終的にはアクチュエータを制御し、その過程で得られた成果を応用しながら、超精密位置制御を実現することとする。

サーボ弁とアクチュエータの間の配管長は、ここでは1mとしており、配管長が応答に影響を与えないだろうということを前提にシミュレーションを行っている。いずれ、より長い配管長についての挙動を検討する必要があると思われるが、その時には、空気圧の圧力伝播速度すなわち音速のことを考えなければならない。

音速についての考察の歴史は文献[5]に詳しい。ニュートンの音速についての考えは文献[6]にも歴史的背景を含め丁寧に解説されている。音速は？と問うことは結構面白い課題であったということがわかる。図説基礎工学対話の中にも、その話題が取り上げられている。断片的に取り出すのは、本の趣旨から外れるかもしれないが、その中から引用しておく。

アリアドネの糸 1 音速：

T 空気中の音速をキチンと記述したのは、やっぱり「プリンキピア」が最初ではないか、と思われま

す。脈動が弾性的な流体中を伝えられてゆくそれぞれの速度は、流体の弾性力がその圧縮され方に比例すると仮定するかぎりにおいて、(流体の)弾性力の比の平方根と(流体の)密度の逆比の平方根との積の比にある。(第2篇第8章命題48・定理48) (3・3)

Q₂ 現代風にいえば音速 c は

$$c^2 = K/\rho$$

で与えられるということですね。ただし ρ_0 =音波で乱されていないときの空気密度 [kg/m³]、 K =空気の体積弾性率 [Pa] です。

Q₁ 命題(3・3)では、なぜわざわざ二つの圧縮性流体を持ち出して、比の形で述べてあるのかな？

T ニュートンは「プリンキピア」では、いっさい微積分学を使っておりません。微積分学はもう出来ていたのですが、この新しい方法の導入・解説まで含めては、「プリンキピア」がますます難解になってしまうことを、恐れたのではないかと推察されます。

仮に微積分学を使ったとしても、ニュートン自身、偏微分方程式はまだムリだったはずで

$$\partial^2 y / \partial t^2 = c^2 \partial^2 y / \partial x^2$$

す。1次元波動方程式：の波動解を、二つの任意関数 f_1, f_2 を使って

$$y = f_1(x + ct) + f_2(x - ct)$$

のように表わしたのは、ダランベールの業績(1761)です。

したがってニュートンは伝統的方法(幾何学的比と比例)を駆使して、「プリンキピア」を書きました。命題(3・3)が、二つの流体の対比として述べられているのはそのためです。

T ニュートンは、一方、空気の粒子(まだ組成は知られていませんでした)論的考察から(ボイルの法則の形式的適用なんかではなく)

$$K \cong p_0, \text{ (下添字ゼロは音波で乱されていないときの量を示す)}$$

と置きうると考えました。その理論をここに再現するわけにもゆきませんから、現代化すれば次のようになります。定義により

$$K = \frac{\Delta p}{\Delta \rho / \rho} \cong \left(\rho \frac{dp}{d\rho} \right)_{\rho=\rho_0} = \rho_0 \left(\frac{dp}{d\rho} \right)_{\rho=\rho_0}$$

一方ボイルの法則によれば

$$p/p_0 = \rho/\rho_0$$

$$\therefore K = \rho_0 p_0 / \rho_0 = p_0$$

したがって音速の公式は、ニュートンによれば

$$c = \sqrt{p_0 / \rho_0}$$

ということになります。0[°C]において

$$p_0 = 1[\text{bar}] = 10^5[\text{Pa}], \rho_0 = 1.293[\text{kg/m}^3]$$

とすると、上式の音速は

$$c = \sqrt{10/1.293} \times 10^2 \cong 278[\text{m/s}] = 912[\text{ft/s}]$$

となり、当時知られていた最小の実験値1143 [ft/s]と較べても小さすぎます。密度の温度補正：

$$\rho_0(\theta) = \rho_0(0)/(1 + \alpha\theta), (\theta \text{は温度}[^\circ\text{C}], \alpha = 1/273)$$

を加えても、音速に及ぼす影響は、常温では文字通りコンマ以下です：

$$c = 912 \times \sqrt{1 + \alpha\theta} \cong 912 + \theta/546 \quad [\text{ft/s}]$$

この食い違いの理由は、以後ほぼ 100 年間不問とされていたのですが、ついにラプラスの論文：*Sur la vitesse du son dans l'air et dans l'eau* (1816)で明らかにされました。つまり上掲の計算は、ボイルの法則に依っておりますから、当然、等温変化を仮定しています。ところが音波は（可聴周波数帯において他の力学的振動数に較べると）振動数がかなり大きいから、断熱変化と考えたほうがいいでしょう。そこで $pv^\gamma = \text{const.}$ ($\gamma = C_p/C_v$)としてみますと、 $c = \sqrt{\gamma p_0 / \rho_0}$ となり、空気の場合 $\gamma = 1.4$ を入れますと、旨い具合に0[°C]における音速は

$$c = \sqrt{1.4 \times 278^2} = 1.18 \times 278 \cong 330[\text{m/s}]$$

となり、ほぼ実測と一致するというわけです。

以上のように、ニュートンからラプラスへ——というのが、音速に関する古典理論の公認の系譜でした。ところが断熱変化を使う理論は、ラプラスよりポアソンの方が早かった（1807）ということが、ホレース・ラムによって注意されています。

ラプラスの主張は、「音の速度はニュートンの公式にこれらの比熱の比の平方根を掛けることで得られるということになる。これは 1816 年の物理化学年報の中で、筆者が証明なしで与えた定理である」とある（文献[7]）。

また、このようなニュートンについて、工学者以外の知見を、考えるヒント（小林秀雄）の歴史（小林秀雄全作品 24 新潮社）の中から引用しておく。小林秀雄は殺し文句の達人（？）といわれるらしいけれど、考える上で照準をどこにとるか、どのように思考のピントを合わせるか、をこの中から、少しでも学ぶことができればと思う。

アリアドネの糸 2：ニュートン

ニュートンという人は、無論、今日私達の言う理学博士ではないので、実に広大な知識と洞察力とを持った、深く宗教的な人間であった。現代風の学問は、こんな簡単な事実も忘れ勝ちである。「プリンキピア」は「考える人々を、神への信仰に導く為の諸原理」という、はっきりした目的で書かれたものだ。従って、彼にとって、一番重要な問題は、人生の意味であったと考えて少しも差支えない。歴史感情は、「聖書」とともに、彼の中心部に生きていたのである。この意味を完全に捕えるのには、人間を含めた世界の運命を語っている「聖書」という歴史

の合理的理解は必須の条件である。だが、これは可能な事であろうか。可能であるかないかは、現に与えられている世界の合理的理解がどこまで行けるかを、先ず試してみなければならない。

研究の対象を、何んの仮説も含まぬ現に与えられている世界の物的構造に限定する為に、世界の歴史という仮説が慎重に避けられた。世界の歴史は、彼自身の抱いた価値観からすれば、最も貴重なものだったに相違ないなら、歴史の考えを、仕事から追放したについては、断固たる決心があったと考えていいだろう。ここに、彼が成し遂げた大事業を思うとまことに驚くべきものに思われる彼の謙遜が現れる。彼が、自分の仕事を、真理の大海の波打際で、貝殻と戯れている子供のしぐさに比したのは有名であるが、彼の生涯は、知らざるを知らずとする為には、どれほどの知力が必要であったか、その典型のようなものであって、これについての一種の合点がなければ、彼の謙遜が有名になったところで、何んのたしにもなるまい。

文献

- [1] J. F. Blackburn 他. 油圧駆動とその制御. 裳華房 (Fluid Power Control : The M.I.T Press)
- [2] William J. Thayer. ELECTROPNEUMATIC SERVOACTUATION AN ALTERNATIVE TO HYDRAULICS FOR SOME LOW POWER APPLICATIONS. MOOG TECHNICAL BULLETIN 151, 1984(revised 1988).
- [3] 榑 和敏 他. サーボ弁特性を考慮した空気圧サーボ系の設計. 第 17 回流体計測、第 14 回流体制御合同シンポジウム、1999.
- [4] 榑 和敏 他. 気体静圧軸受を用いた空気圧サーボシステムの高精度位置制御. 第 17 回流体計測、第 14 回流体制御合同シンポジウム、1999.
- [5] 西沢敏美. 物理学史断章. 恒星社厚生閣.
- [6] 山本義隆. 熱学思想の史的展開. ちくま文芸文庫 第 1 巻 斥力と空気中の音速.
- [7] ラプラス (竹下貞夫 訳). ラプラスの天体力学論 第 5 巻 音と弾性流体の運動速度について.