

論文 キャビテーションを考慮したノズル内流れの解析*

Analysis of Flow with Cavitation in Nozzle

加藤 正明 大矢多喜雄 加納 裕之 伊達 健治
Masaaki KATO Takio OHYA Hiroyuki KANO Kenji DATE

This paper will focus on the fuel flow analysis in nozzles, in particular, in the injection hole, a key component of Fuel Injection Equipment (FIE). Optimum controlled flow in the hole improves flow efficiency and atomization. To meet the emission regulations which will be introduced from this year to the 21st century, Diesel Engines require FIE to produce higher injection pressure which creates better atomization and higher utilization of air. But higher injection pressure results in increased pump driving torque, larger pump size and cost. We have studied the improvement in fuel flow characteristics of the nozzle, using an enlarged flow model and theoretical analysis method. As a result, we have analyzed that the super-cavitation phenomena, which occurs at the inlet of the hole, decreases flow efficiency, and the cavitation has a direct effect on the contraction and its recovery flow.

Key words : Flow Analysis, Cavitation, Nozzle, Fuel Injection, Super-cavitation

1. 初めに

燃料噴射ノズルは、燃焼を支配する噴霧特性に重大な影響を及ぼすことが確かめられている。その仕様、形状の最適化には、ノズル内部の流れ現象の十分な解析により、流れ特性と噴霧特性の関係を解明する必要がある。

筆者らは、過去にディーゼル用ノズル内の流れを理論的に、また数値解析技術、流水模型を使い解析し燃料噴霧の解明改善に取り組んできた^{1)~9)}。実機においては、噴孔入り口のわずかな面取りや噴孔内面の表面粗さが、流れや噴霧に影響を与えることがわかっている。このノズル内の流れのように、微小領域の微小形状における高速高圧現象を解析する場合は、実機での実験が難しいため、数値解析を有効な手段として利用してきた。そして、その精度を実寸法の40倍の流水模型を用いて検証してきた。

しかし、数値解析の計算モデルは、まだ完全なものではなく、次の欠点をもっている。

(1) 1種類の流体での流れ特性（速度分布、乱流エネルギーなど）は計算できるが、噴霧特性（噴霧角、到達距離、空気導入率、濃度分布、粒径など）の精

度のよい計算はできない。

(2) キャビテーションを伴う流れの解析は困難である。この、(1)、(2)はいずれも、気液二相流の理論化が不十分なことによる。

(3) 剥離流れの特定精度（場所、条件）が不十分。

これらの問題を改善し、少しでも数値解析の精度を向上させて、より良い燃焼を実現させる噴霧を形成できるノズルを、提供することが我々の課題と考える。

研究目的；

本研究は、定常状態における実機ノズルの流量係数が0.6程度と低い値を持つ理由が、キャビテーションによるものであるとの推定のもとに、キャビテーションの有無による特性変化を推定しようとするものである。そのために、可視化した流水模型により流れ現象を観察し、ノズル内の流れを解明することが本論文の目的である。実機の定常状態での流れを、相似則にて拡大模型に作り、特に流体力学的観点からキャビテーション発生時に相当する特別な方法を案出して、キャビテーション係数の実機と模型の実験的一致を試みた^{5)~9)}。そして、その成果を数値解析の初期条件、境界条件へ反映して数値予測の精度を向上させることを試みた。

* SAE Technical Paper 970052 より和文翻訳して転載

2. 供試ノズルと相似則

2.1 供試ノズル

供試ノズルとして次のものを使用した。

(1) 実機ノズル：4孔のホールノズルでその仕様は Fig. 1 に示す。また、このノズルの流路に沿った面積特性を Fig. 2 に示す。

(2) 流水模型ノズル：Fig. 3 に実機の40倍に設計されている模型ノズルの形状と、実験システムを示す。

2.2 相似則¹⁰⁾⁻¹⁴⁾

実機と模型の流体力学上の相似条件として、定常流

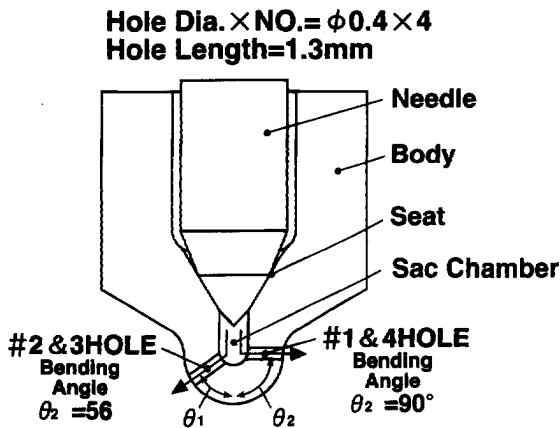


Fig. 1 Configurations of nozzle for analysis

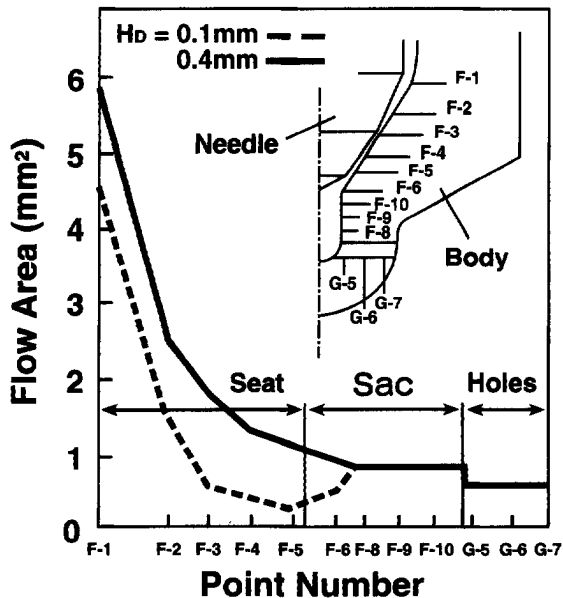


Fig. 2 Fuel flow area characteristics of nozzle

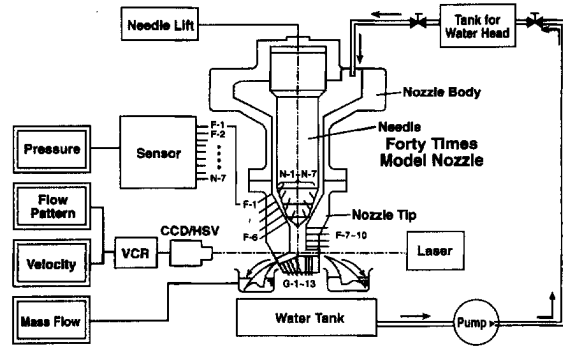


Fig. 3 Experimental system of flow model

の場合は、ウェーバ数 We 、レイノルズ数 Re 、流量係数 C 、キャピテーション数 σ 、マッハ数 Ma の一致がある。

(1) ウェーバ数 We

$$We = \rho_a \cdot U_D^2 \cdot d / \gamma \quad (1)$$

ρ_a : 空気密度

U_D : 噴孔における平均流速

d : 液体の代表寸法、ここでは噴孔径

γ : 液体の表面張力

ウェーバ数はキャピテーションがノズル内に生じたときの気液の乱れ、噴射後の燃料の微粒化に大きな影響を与えるものである。液体間では表面張力に大きな差はなく、ウェーバ数を合わせるのとは不可能であり、拡大模型では噴霧のシミュレートができない理由がここにある。従ってここでは、ウェーバ数の一致は考慮しない。

(2) レイノルズ数 Re と流量係数 C

キャピテーションの起きていない、粘性を持つ非圧縮性流体の流れに関与する物性値は、流路が相似の場合には、圧力 P 、速度 U 、長さ (噴孔径) d 、粘性係数 ν 、密度 ρ の5つで、次元数は長さ L 、質量 M 、時間 T の3つであるから、2つの無次元量で流れ特性を表現できる。一般に粘性力と慣性力との比であるレイノルズ数 Re 、あるいは流量係数 C を実機と模型とで一致させることが行われる。流路が相似である場合には、 Re と C は一義的な対応関係にある。無次元量として C/Re と Re を用いれば、前者は圧力のみを含み、後者は速度のみを含む。圧力と速度間でも相似則は成立するから、 C/Re は有用な無次元量である。

実機ノズルと模型において相似な流れを得るため、定常流と考えて、関与する物理量を慣性力、粘性力、圧力として、実機の噴射圧力を 100 MPa に相当する模型の噴射圧力を計算した。計算式は以下のとおりであ

る。

$$Re = U_b * d / \nu \tag{2}$$

$$C = U_b / (2\Delta P / \rho)^{1/2} \tag{3}$$

ν : 流体の動粘性係数

ΔP : 噴射圧力

式(2), (3)より U_b を消去すると

$$Re / C = d / \nu (2\Delta P / \rho)^{1/2} \tag{4}$$

以上より実機と模型の相似条件は

$$(d_a / \nu_a) (2\Delta P_a / \rho_a)^{1/2} = (d_m / \nu_m) (2\Delta P_m / \rho_m)^{1/2} \tag{5}$$

添字 a : 実機 m : 模型

が成立することである。圧力の測定の容易さ、実験的な取扱、モジュールの交換し易さから我々は $d_m / d_a = 40$ とした。

既知の d_m / d_a , ν_m , ν_a , ρ_m , ρ_a , ΔP_a を代入して非圧縮性流体として計算した結果を Table 1 に示す。

Table 1 The comparison of actual nozzle and model nozzle on similarity properties

Property	Actual Nozzle	Model Nozzle
Reynolds Number	6.5×10^4	6.5×10^4
Size Ratio	1	40
Pressure	100MPa	8.3kPa
Velocity Ratio (Velocity)	1 (488m / s, C=1)	8.33×10^{-3} (4.1m / s, C=1)
Fluid	Light Oil	Water
Density	835kg / m ³	998kg / m ³
Kinematic Viscosity	3.0×10^{-6} m ² / S	1.0×10^{-6} m ² / S

(3) キャビテーション数 σ

キャビテーションが実機で生じていることは、よく知られている。実機の流量係数が 0.6 程度ということと、レイノルズ数が高い領域であることから、キャビテーションを考慮する必要がある^{15)~18)}。

$$\sigma = (P_0 - P_2) / (P_1 - P_0) \tag{6}$$

このキャビテーション数 σ は、C.Soteriou らの定義するキャビテーション数¹⁸⁾ の逆数となる。色々な定義があり、本論文ではキャビテーション数を上記 σ で定義する。

P_2 : 液体の蒸気圧または溶解空気の脱気 (エアレーション) 圧力

液体内に生じる負圧が液体の蒸気圧より低くなると気泡が発生する。しかし、気泡発生は液体蒸気だけでなく、液体中に溶解している空気が気泡となるエアレーションの場合もある。キャビテーションの発生には次の 3 条件がある。

(a) 気泡となる核が存在すること

(b) 圧力が相当に低いこと

(c) 成長に必要な時間があること

水の蒸気圧は 20°C で約 2.3 kPa であり、空気の体積溶解度は 1.9% 程度に過ぎない。水の場合には、溶解空気はキャビテーションの発生にほとんど寄与しない。蒸気圧まで圧力が低下しないと、本格的なキャビテーションは起きない。

燃料のように、高分子液体では、空気体積溶解度は 1 桁高く、低圧になったとき最初に発生するキャビテーションはほとんど空気と考えられる。気泡核が存在しない純粋な液体は、実用において存在せず、特に軽油は、低沸点分が少ないためこの傾向が強い。

時間の確保について、低レイノルズ数の剪断流れ中では、低圧が充分でない場合には、気泡の発生、成長には秒単位の時間を要する。ディーゼル用ノズルの内部のような高レイノルズ数流れではこの遅れは 1/1000 秒以下の時間遅れで気泡が発生すると推定されるが、高流速のため位置的な遅れはあると考えられる¹⁹⁾。キャビテーションの解析と相似則のための整合については、補足で説明する。

(4) マッハ数 Ma

マッハ数は、流体中を伝わる圧力波 (音波) の速度 Uc と液体の流速 U との比で、液体の圧縮性が問題になるときに、相似性の成立に必要な無次元量である。

$$Ma = U / Uc \tag{7}$$

$Ma \ll 1$ では、液体の圧縮性を考慮する必要はない。ディーゼル噴射においては、 $Ma = 0.1 \sim 0.2$ 程度であり圧縮性を考慮せず、非圧縮性流体として取り扱うことができる。

以上より、 C/Re と σ の一致による流れの相似を実現し、以下の実験を行った。

3. 実 験

模型と実機で流量係数が必ずしも一致しないことが過去の実験で明らかになっている (Fig. 4)。それは噴孔入り口で縮流が起きているためと推定される。後述するように、模型ノズルの噴孔入り口では大きな負圧が発生している。例えば、圧力水頭 8.33 kPa {850 mmAq} で針弁リフトが最大の 16 mm の時に、水平噴孔の入り口上部では約 -3.9 kPa { -400 mmAq } (Fig. 10) で、これは実機で約 -48 MPa に相当するため、流体の液体蒸気圧に達し、当然キャビテーションが発生していると考えるのは妥当であろう。

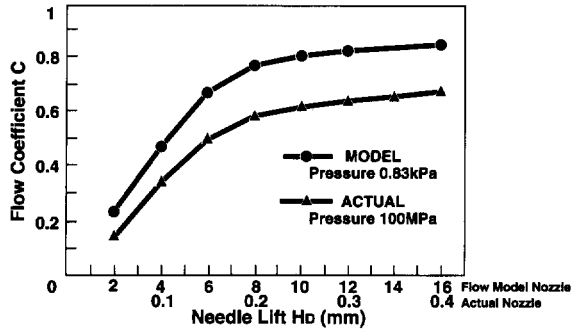


Fig. 4 The comparison between actual and model nozzle on flow coefficient

3・1 実験目的

噴孔上部に空気導入孔を設け、模型ノズルでキャビテーションを疑似的に発生した状態とし流量や圧力を計測して、実機の流量係数の低いことの原因であることを確認する。

3・2 疑似キャビテーション発生方法

流水模型では、負圧の値が大気圧に近く 20℃ 程度の水ではキャビテーションを発生させられない。(実機キャビテーション係数も 0.001 と小さい。流水模型では 10 を超える。)

定常流において噴孔入り口の縮流によりキャビテーションが発生すると、液体蒸気圧以下の圧力低下は起きず、縮流を回復する要因がなくなり、気泡がそのまま噴出するスーパーキャビテーション状態となることに着目し、噴孔入り口上部に空気導入孔(直径=φ4)を設け、入り口部の圧力を大気圧とすることで等価的なキャビテーション流れを起こす。その概念は Fig. 5, 空気導入孔と圧力測定孔の配置を Fig. 6 に示す。さらに、実機のキャビテーション数に合わせるために、上記空気導入孔に負圧を与えることも実施した。(補足参照)

3・3 実験方法

Fig. 3 の装置を使い、噴孔の一定時間の流量を計測し、同時に各部の圧力水頭を計測、Fig. 6 の F-1 を噴射圧力水頭とし、そこに 850 mm の水頭を与えた。また水平方向噴孔出口の中心を各部の圧力水頭の基準点として、この点との差を各部の圧力水頭として表した。

3・4 実験結果

ノズル全体の流量係数を Fig. 7, その時の各部の圧力水頭を Fig. 8~10 に示す。ここで Air 無し (n/air) とは噴孔入り口上部に空気を導入した疑似キャビテーション無しを、Air 有り (w/air) とは、疑似キャビテーション有りを示す。また、Fig. 11 にニードル側の側圧孔 N-5, 7 での圧力をニードルリフトに対して示す。

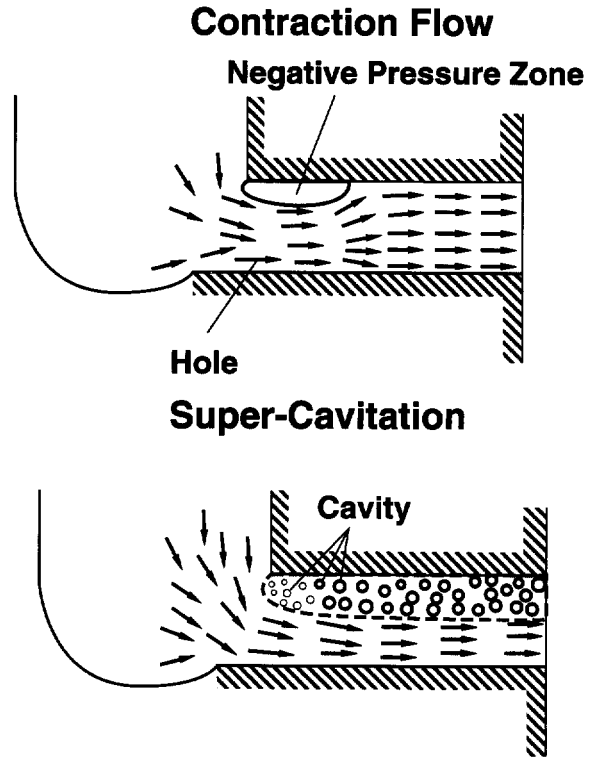


Fig. 5 Concept of super-cavitation

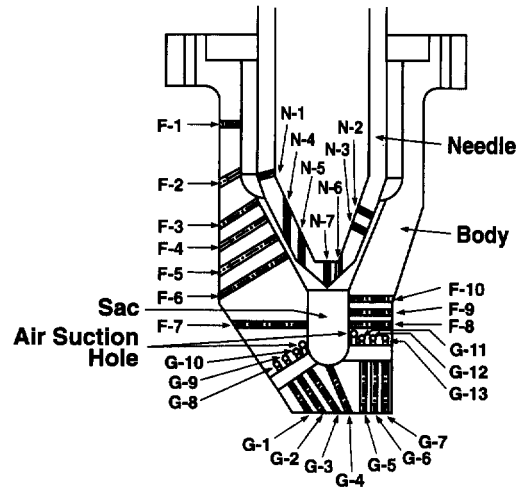


Fig. 6 Position of pressure measuring orifice

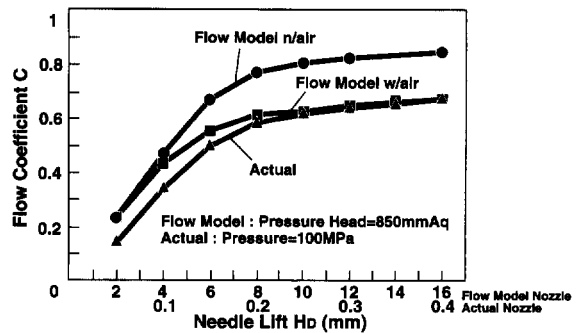


Fig. 7 Total flow coefficient of nozzle

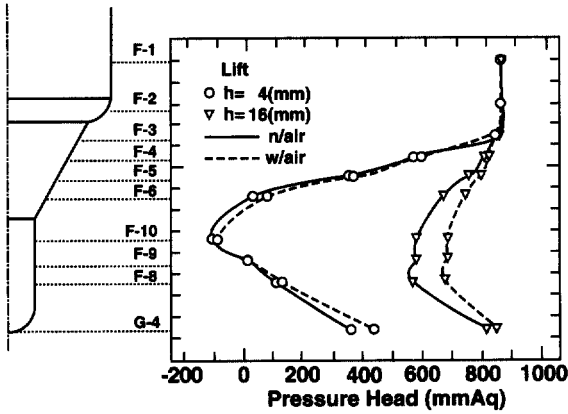


Fig. 8 Pressure in model nozzle with & without air

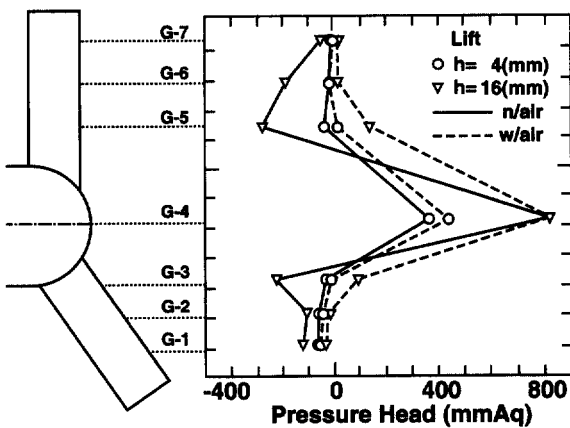


Fig. 9 Pressure in model nozzle hole with & without air

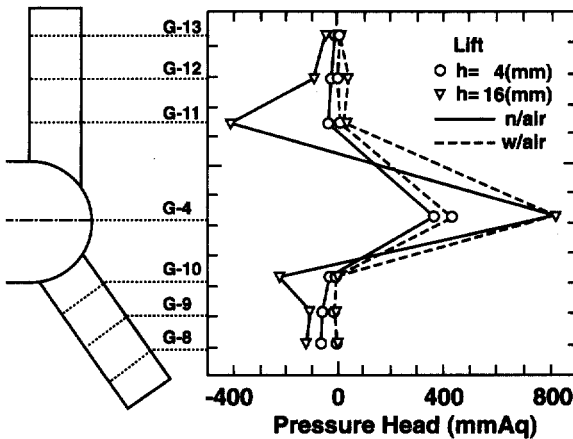


Fig. 10 Pressure in model nozzle hole with & without air

4. 実験結果についての考察及び結論

4.1 流量係数

リフト大のときは、Air 有りの効果で減少大である。リフト小の時には、Air 有りによる低下はない。小リフト時はシート部の面積が流量を決める (Fig. 2)。Fig.

8の模型実測からも判るように実機ノズルではサック室内上部、ニードルシート部でキャビテーションが発生しているはずだが、模型ノズルでは、この部分には空気導入孔を設置していないから、Air 無しと同じで実機ノズルと一致しない。実機ノズルでは、キャビテーションが発生し圧力回復能力がなく、流量係数が小さくなる (Fig. 7)。

4.2 ニードル、サック室内圧力分布

リフト増加に応じて各測定部の圧力水頭が回復していく。小リフト時にはニードル下部、及びサック室入り口で流れが剝離して圧力低下が起きている。Air 有無では圧力分布の形に差はないが、Air 有りでは噴孔流量が低下するため圧力がF-8, 9, 10で回復が大きい (Fig. 8)。

4.3 噴孔内の圧力水頭

Air 有無の差が大きい。Air 無しでは、リフトに関係なく噴孔入り口で負圧、特に入り口上部が最も大きい負圧を示し、水平噴孔ではさらに顕著である。そして、噴孔出口に向かい圧力が回復し大気圧に近づく。Air 有りでは、圧力の低下は起きず、ほとんど圧力水頭=0 mmの大気圧を示している (Fig. 9, 10)。

4.4 ニードルシート下流の圧力変化

シート下流のニードル側圧力はニードルリフトに従い上昇する。シート直下のN-5では小リフト時には負圧になる (Fig. 11)。一方ポデー側のシート直下の測定孔F-5&6では正圧である。これは、キャビテーションがシート下流ではニードル側に発生し、ポデー側には発生しないことを意味する。また、N-7点では、(Fig. 11)でわかるようにリフトによらず正圧になる。が、サック入り口のF-10では、(Fig. 8)に示すように小リフト時に負圧になる。この時キャビテーションはポ

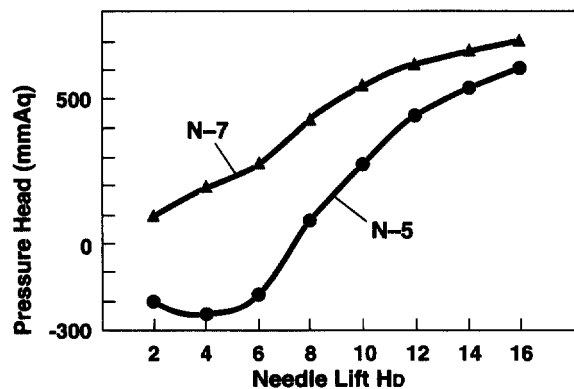


Fig. 11 Pressure change at the downstream of needle seat (measuring point N-5 & 7 n/air)

デー側にサック入り口で発生する。Fig. 2 に示すように面積変化は滑らかになっているが流れが剥離しやすい形状、あるいは方向変化があるところでは、キャビテーションが発生し流れを縮流させて流量係数の低下を起す。シート下流の拡大流路のように、もっとも拡大損失の少ない15°の拡大通路でも、燃料ノズル内のような高速流では剥離が起きる。これは、前後の流路形状も含めて設計することが、キャビテーションの発生、抑制を制御できることを示唆している。

5. 数値解析

5・1 計算モデル

解析に利用した数値解析モデルを Fig. 12 に示す。このモデルはノズル内流れを3次元非圧縮性粘性流体として解く。流れの支配方程式はナビエ-ストークス(NS)方程式と連続の式で表現して、乱流はk-ε型2方程式モデルを適用した。

支配方程式の離散化は有限体積法(FVM)を適用した。3次元構造非定常解析手法を使い、計算コードはSTAR-CDである。式の解法は質量運動量(mass momentum)とエネルギーの保存則に基づき、解析対象域は4噴孔ノズルの1噴孔(θ=90°の噴孔1を対象)とする。

5・2 キャビテーションのモデル化

ノズル内の流れのようにレイノルズ数が大きく流路の面積や方向が変化する場合は、剥離や渦の発生、強さを、さらにキャビテーションの発生、移動を正確に計算しなければならない。しかし、現在の数値解析法では、液体から気体への状態変化を記述できるモデルは存在しない。そこで、本報では、ノズル内の噴孔入り口部で発生すると考えられるキャビテーションを疑似的に与え、これが、噴孔部の流れに如何に影響を与えるか検討した。Fig. 12のノズルの3次元モデルは計算時間の短縮を図るために1/4モデルとし、他の噴孔の影響を排除した。解析領域はニードルシート部上流から噴孔出口までとし、流体領域を約5万個の格子で構成した。また、キャビテーションの発生を模擬するために、圧力降下が生ずる噴孔入り口上部から、大気圧相当圧の空気(物性値を空気と同じにした流体)を流入させた。

このときの空気の混在率は次式で表す。

$$P = \sum mk \cdot Pk + (1 - \sum mk) Pbg \tag{8}$$

P : 多重物質の存在値, Pk : 空気の混在値,

Pbg : 燃料の存在値, mk : 空気密度

計算の境界条件は、壁法則(log-law)とし、また、初期条件は、上流圧を100 MPa、雰囲気圧を0.1 MPaとし解析した。ニードルリフトは0.4 mmとした。

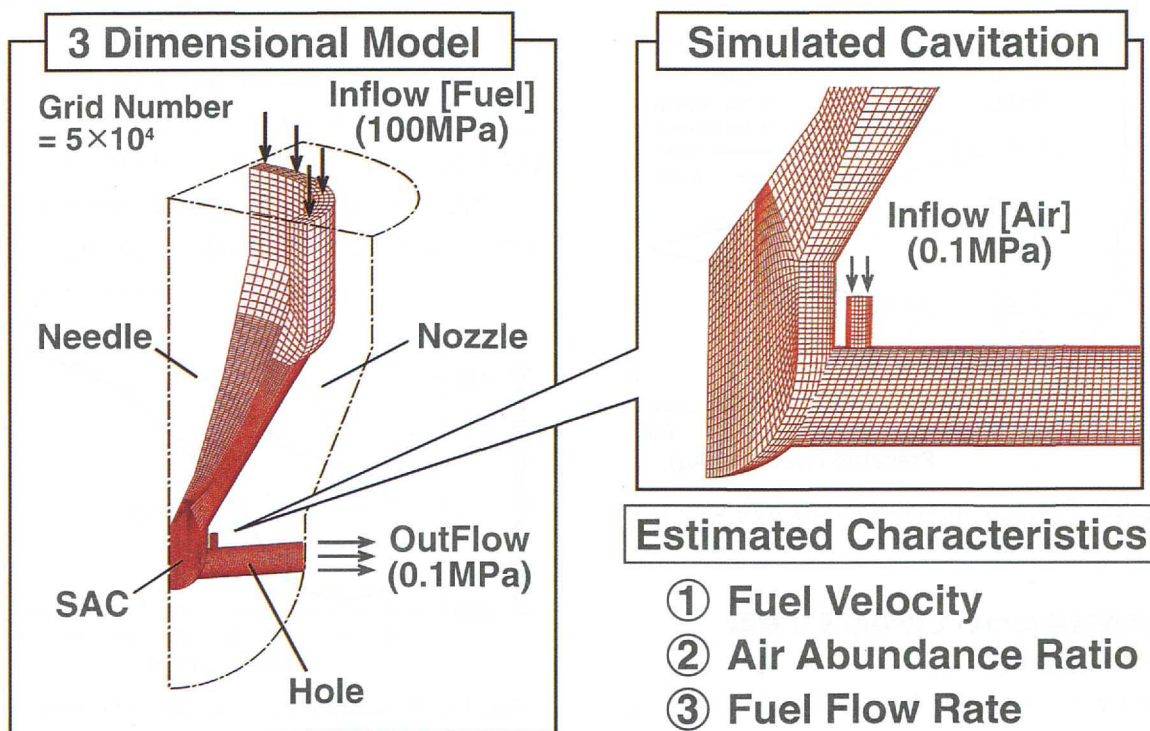


Fig. 12 Calculation model

Model	Original	Simulated Cavitation
Fuel Velocity		
Outflow Rate ($\times 10^3 \text{cm}^3 / \text{min.}$)	3	2.5

Fig. 13 Fuel velocity & flow rate (calculation)

5・3 計算結果

5・3・1 流速ベクトル

キャビテーション（空気導入）有無，つまり，従来の計算法と今回キャビテーションを模擬的に考慮した計算法の結果を Fig. 13 に示す。従来法の場合には，噴孔入り口上部で縮流し渦流が発生するものの，噴孔中央部で縮流は回復している。キャビテーションを考慮した本計算では，入り口上部での縮流が噴孔出口まで回復せず，狭められた流路面積のまま流出していることがわかる。このため噴孔出口の流出流量が約 20%減少する。

5・3・2 空気混在状態

Fig. 14 に噴孔内の流れの中の空気の混在状態を混

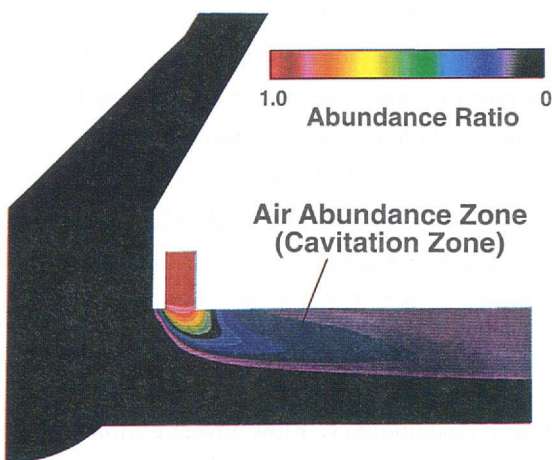


Fig. 14 Air abundance ratio (calculation)

在率分布で示す。混在域は噴孔下流に行くに従い噴孔上部から広がり，噴孔出口では空気は中央部まで達している。これにより，流水模型の空気混入試験を数値解析でも予測可能と言える。これを実際のスーパーキャビテーションに一致させるには，次のことを確認する必要がある。圧力差による空気そのものの流量がどれほどあるのか。また，どれ程あるのが妥当か。さらに，空気と燃料の間で運動量のやりとりがあるのが妥当だが，それを如何に計算にいれるかが，今後の応用課題である。

5・3・3 流量係数の比較

実機ノズル，流水模型での測定結果と，モデルの計算結果を Fig. 15 に示す。従来の計算法では，流量係数は実機より大きくなり，空気を導入していない流水拡大模型に近い値を示す。キャビテーションを模擬した

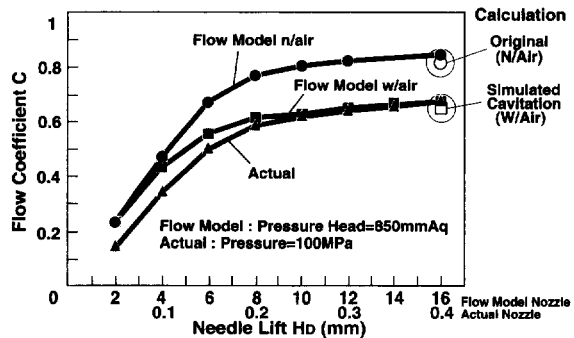


Fig. 15 Comparison of calculation and experiment

計算では、実機ノズルと空気を導入した拡大模型の測定結果とよく一致している。

以上の計算結果より、キャビテーションを考慮することで実際の流れをよくシミュレートする可能性があることが判明した。

6. 終りに

以上のように、噴孔入り口で起こる、スーパーキャビテーションによる縮流回復が阻害されるという流体力学的挙動を、空気導入によって検証した結果は、実機ノズルと流れの特性がよく一致する。これから、流水模型により、実機の流量現象を相似則による流れに加えて、負圧によるキャビテーションも評価し得ることを実証した。さらに、これらの観測、解析事実を数値解析に活用し反映することでその精度を高めることも可能である。この空気導入はキャビテーション発生領域のキャビテーション係数 σ が2以下の時に適用すれば有効と考える¹⁸⁾。

実験した流れ模型ノズルでは、キャビテーションによりノズル流量係数が約20%も低下することが、解析できた。これは、ニードル、シート、サックおよび噴孔の形状仕様により大きく変化することを示し、その数例を過去に報告してきた。これにより、実機の現象をかなりの精度で流水模型で解明できるものと考えられる。これらの解析結果をCFD(数値流体力学)に適用し、ノズル内流れの予測精度を高めることにより、キャビテーションの生成を制御する可能性があると考えられる。キャビテーションが噴霧形成に有利なのか、エンジン性能にどのように影響を与えるのかの解明はこれからの噴射系に課せられた課題であろう。当社では、既にスーパーハイフローノズルを開発しキャビテーションをなくす形状を提案している。このノズルは、エンジン性能の改善に役立っている。さらに、キャビテーションを積極的に活用した噴霧形成の実現と効果的なエンジン性能の改善も、これからの大きな研究課題と考えている。

〈参 照 文 献〉

- 1) H. Kano, M. Kato, T. Kojima, & M. Katagiri : SAE900824 Contribution of optimum design for nozzle configuration to spray formation.
- 2) M. Okajima, M. Kato, H. Kano, S. Tojo, & M. Katagiri : SAE910185 Contribution of optimum nozzle design to injection rate control.
- 3) K. Date, M. Manabe, H. Kano, M. Kato, & Kojima : SAE920622 Contribution of fuel flow improvement nozzle to spray formation.
- 4) K. Date, H. Nobechi, H. Kano, M. Kato, & T. Oya : SAE931002 Experimental analysis on fuel flow characteristics in the nozzle for direct injection engines.
- 5) 小俣茂：明治大学1991 修士論文「ディーゼル噴射弁ノズル模型による実験的研究」。
- 6) 新妻桂一郎：明治大学1993 修士論文「キャビテーションを考慮した燃料噴射ノズル内の流れに関する模型実験研究」。
- 7) 水野淳：伊野瀬覚；明治大学1994 学士論文「ニードルの偏心を考慮したディーゼル噴射弁ノズル内の流れに関する模型実験研究」。
- 8) M. Kato, H. Kano, K. Date, T. Oya, & K. Niizuma : SAE970052, Flow analysis in nozzle hole in consideration of cavitation.
- 9) M. Kato, H. Kano, K. date, T. Oya, & S. Omata : ISATA97VR027, Analysis of flow with cavitation in diesel nozzle.
- 10) Von Kurt Melcher & Iwan Komaroff : Bosch Techn. Berichte 5 (1976) 4 p176-p186, Experimentelle Untersuchung der Stroemung durch Dieseleinsoritzduesen im stationaer betrieben Grossmodell.
- 11) Horst Hardenberg : MTZ46 (1985) 4, P143, The needle lift dependency of flow coefficients of hole nozzles for direct injection diesel engines.
- 12) Horst Hardenberg : MTZ45 (1984) 10, P427, The geometrical flow cross section of hole nozzles for direct injection diesel engine.
- 13) H. Andoh, K. Shiraishi ; SAE860416 Influence on injection and combustion phenomena by elimination of hole nozzle sac volume.
- 14) Knox-Kelecy A. L., & Farrell P. V. : SAE 922308, Internal flow in a Scale Model of a Diesel fuel Injector Nozzle.
- 15) 加藤洋治：「キャビテーション」槇書店，1990-6-30.
- 16) Graham Pitcher : ASME 1995 FED-Vol 229, Laser Anemometry, Flow investigation into the onset of cavitation a micro channel by laser anemometry.

- 17) M. Ziejewski, & H. J. Goettler : SAE890448, Discharge coefficients for multi-hole fuel injection nozzle for alternate fuels.
- 18) C. Soteriou, R. Andrews, & M. Smith : SAE 950080 Direct injection diesel sprays and the effect of cavitation and hydraulic flip on atomization.
- 19) 青山邑里, 松岡, 山本金男, 小池昇, 島田隆彦 : 日本機械学会論文集, Vol. 57-544 (1991-12), 3991-3996, 円筒形絞りのキャビテーション特性(非定常流における臨界キャビテーション係数).
- 20) 新井雅隆, 渋谷誠司, 広安博之 ; 第 16 回液体微粒化に関する講演会講演論文, 1989, pp. 7-12, 「ディーゼル噴霧内の液滴速度の測定」.
- 21) 清水正則, 新井雅隆, 広安博之 : 日本機械学会論文集「高速液体噴流の分裂過程」, Vol. 54-504 (1988-8), p. 2236.
- 22) P. Roosen, O. Unruh, & M. Behmann : ISATA97LA001, Investigation of cavitation phenomena inside fuel injector nozzles.

《補 足¹⁵⁾⁻²²⁾》

A・1 管路流れの解析

まずキャビテーションが起こらない流れから述べる。流体が、シャープエッジを持つ孔からの流出においては、収縮係数 $\epsilon = A_2/A_0$ による縮流が起きる (Fig. A)。この流出においては、レイノルズ数が大きい場合には、摩擦損失は無視できるので速度係数は 1 としてよい。従って、流量係数 C は収縮係数 ϵ に等しい。

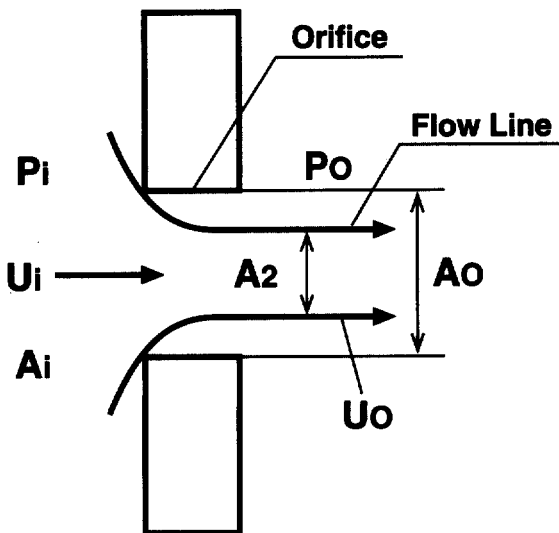


Fig. A Flow through orifice

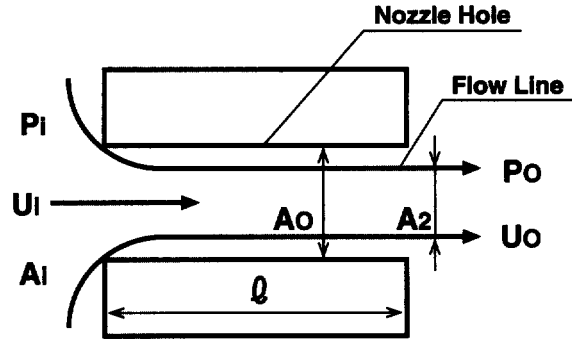


Fig. B Contraction flow in nozzle hole

孔 (オリフィス) でなく円管 (ノズル) となっても、孔長/孔径 = l/d_o が小さい場合は、孔からの流出と同じである。また、円管が長いものでも、鉛直に流下している場合、或は噴出速度が速い場合は噴出流は縮流のままに噴出していく (Fig. B)。

しかし、 l/d_o がある程度に大きくなると突然に Fig. C のようになり、そのままの状態を保つ。 l/d_o と Re のある範囲においては、Fig. B, C はともに安定状態でありえる。 Fig. C においては、縮流部 A_2 から A_0 にかけて縮流の拡大がある。 A_2 部の低圧 P_2 によって流線の曲率に対応する求心力加速度が作用して主流部の拡大安定が保たれる。しかし、この P_2 の低圧が蒸気発生等で弱くなれば、流線を拡大する能力が小さくなり、 A_0 部の流線拡大が出口まで持ち越され、遂には Fig. B のようになる。この状態が参考文献 16 に述べられている THF (total hydraulic flip) に相当すると考えられる。

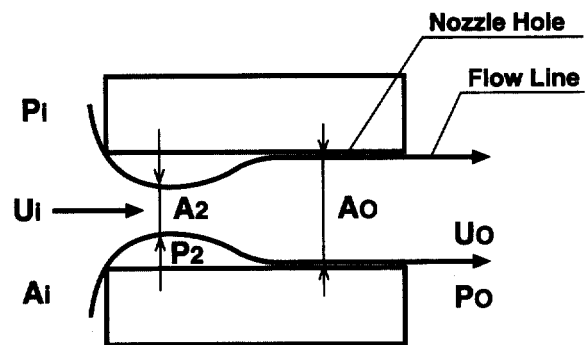


Fig. C Recovered flow in nozzle hole

この Fig. B の縮流部の収縮係数は Fig. A の孔の場合とほとんど一致する。 P_1 部の断面積 A_1 が充分大きい場合は、収縮係数 $\epsilon = 0.6$ とみなすことができる。 Fig. B の流線拡大流れの安定条件を求める。

$$P_i - P_2 = \rho/2(U_o^2 - U_i^2) \quad (A-1)$$

$$P_i - P_o = \rho/2((1 + \xi_o)U_o^2 - U_i^2) \quad (A-2)$$

ξ_o : 損失係数

また運動量保存則を A_2 , A_o 部の面に適用すると

$$P_2 * A_o + \rho * U_2^2 * A_2 = P_o * A_o + \rho * U_o^2 * A_o \quad (A-3)$$

そして、質量流量保存則から

$$U_2 * A_2 = U_o * A_o \quad (A-4)$$

$A_i/A_2 \gg 1$, 従って, $U_i \approx 0$ とすれば, (A-1), (A-2), と (A-4) から

$$P_o - P_2 = \rho/2((1/\epsilon)^2 - \xi_o - 1)U_o^2 \quad (A-5)$$

ここで, $\epsilon = A_2/A_o$

(A-3), (A-4) から

$$P_o - P_2 = \rho(1/\epsilon - 1)U_o^2 \quad (A-6)$$

(A-5), (A-6) から

$$\xi_o = (1/\epsilon - 1)^2 \quad (A-7)$$

ノズルの流量係数を C_n とすると

$$C_n = U_o / (2(P_i - P_o)/\rho)^{1/2} \quad (A-8)$$

(A-2), (A-8) と $U_i = 0$ より

$$C_n^2 = 1/(1 + \xi_o) \quad (A-9)$$

(A-7), (A-9) より

$$C_n^2 = 1/(1 + (1/\epsilon - 1)^2) \quad (A-10)$$

(A-6) を (A-2) で割り, (A-7) を代入すると

$$(P_o - P_2)/(P_i - P_o) = 2(1/\epsilon - 1)/(1 + \xi_o) = 2(1/\epsilon - 1)/(1 + (1/\epsilon - 1)^2) \quad (A-11)$$

あるいは (A-10) より

$$(P_o - P_2)/(P_i - P_o) = 2C_n(1 - C_n^2)^{1/2} \quad (A-12)$$

P_2 が蒸気圧まで下がったとき, 式 (A-11), (A-12) の左辺はキャビテーション係数となる. 前述の $\epsilon = 0.6$ を (A-10) に代入すると, $C = 0.83$ となる. 従って, Fig. B のような管路の場合には, $C = 0.6$ 程度であれば, Fig. B の流れが基本的に推定される.

A・2 キャビテーション係数の整合

式 (A-10), (A-11) に仮に, 前述の $\epsilon = 0.6$ を代入すると

$$C_n = 0.83 \quad (A-13)$$

$$(P_i - P_2)/(P_i - P_o) = 0.92 \quad (A-14)$$

40 倍模型の実験条件値 $P_i = 8.3\text{kPa}$, $P_o = 0\text{kPa}$ を代入すれば, $P_2 = -7.7\text{kPa}$ となる. 絶対圧では大気圧に近いから, 拡大模型では実在可能である. しかし, 実機では, $(P_i - P_2)/(P_i - P_o) = 0.92$ は全く存在が不可能な値である. 実機では $P_i = 20 \sim 100\text{MPa}$, $P_o = 0.1 \sim 6\text{MPa}$ (絶対圧) の範囲であるから (A-13) 式を充たすには, $P_2 = -7 \sim 92\text{MPa}$ という大きな負圧を必要とするからである.

要するに P_2 は液体の蒸気圧あるいはエアレーション圧が下限であるから, 式 (A-11), (A-12), (A-14) の左辺を σ とすれば, 実機では,

$$\sigma = (P_o - P_2)/(P_i - P_o) \quad (A-15)$$

はキャビテーション係数となっている. 従って, 式 (A-14) を満足する P_2 は存在し得ず, Fig. B の流れにならなければならない. Fig. B の場合は, $P_o = P_2$ であり, $\epsilon = C_n$ であるから

$$C_n = 0.6 \quad (A-16)$$

となり, これは, 実際の流量係数に近い.

さて, 実機の場合のキャビテーション係数 σ は

$$P_i = 100\text{MPa}, \quad P_o = 6\text{MPa}$$

また, 燃料の蒸気圧或はエアレーション圧を最低値 0MPa としてみても

$$\sigma_a = (6 - 0)/(100 - 6) = 0.06$$

a ; actual = 実機ノズル

となり, キャビテーション係数は小さく, キャビテーションの発生領域として周知されている領域である.

(a) 40 倍模型の実験では, 実機の噴射圧 $P_i = 100\text{MPa}$, 大気中噴射としたとき, $P_o = 0.1\text{MPa}$ に対応して, $P_i = 8.33\text{kPa}$ {850mmAq}, $P_o = 0\text{kPa}$ として, P_2 部に大気圧 (0kPa) を与えた.

(b) また, 筒内噴射としたとき, 実機 $P_o = 6\text{MPa}$, 模型には, $P_o - P_2$ が実機相当になるように, $P_2 = -0.49\text{kPa}$ { -50mmAq } を与えた.

(a), (b) におけるキャビテーション係数は次の通りである.

$$\text{Case (a)} \quad \sigma_a = (0.1 - 0)/(100 - 0.1) \approx 0.001$$

$$\sigma_m = (0 - 0)/(850 - 0) = 0$$

m ; model = 模型ノズル

$$\text{Case (b)} \quad \sigma_a = (6 - 0)/(100 - 6) \approx 0.06$$

$$\sigma_m = (0 - (-50))/(850 - 0) \approx 0.06$$

となり, 実機とほとんど同じキャビテーション係数となる条件で実験を行ったことになる.

実機のノズル流路は Fig. C のような単純なものではなく, シート部, サック部等が上流にあり, さらに, 噴孔自体は入り口がシャープエッジとしても, 水平噴孔と斜め噴孔があり, 単純な孔でなく模型で流れ特性を測定する必要がある.

まず, 空気を噴孔入り口上部に導入しない状態で実験を行い, 負圧の発生箇所を特定する. そして, 噴孔入り口上部に大きな負圧が発生していることがわかる. ここで発生するキャビテーションは消滅せず, Fig. B のような流れ, いわゆるスーパーキャビテーション

となる。

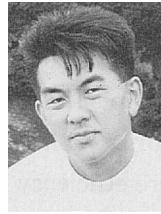


〈著 者〉



加藤正明 (かとう まさあき)

エンジン機器技術2部
燃料噴射装置の開発に従事。



伊達健治 (だて けんじ)

ディーゼル噴射技術2部
燃料噴射ノズルの開発に従事。



加納裕之 (かのう ひろゆき)

エンジン機器技術2部
燃料噴射装置の開発に従事。



大矢多喜雄 (おおや たきお)

明治大学名誉教授，工学博士
機械力学，流体力学に基づく内燃
機関補機類の特性解析および諸自
励振動解析の研究に従事。