

ガソリン直噴エンジン用インジェクタの
噴霧の質向上に向けた粒径予測手法に関する研究

A droplet size prediction methodology for
atomization improvement of injectors for direct
injection gasoline engines

群馬大学大学院理工学府
知能機械創製理工学領域

安部 元幸

目次

1. 緒言

- 1. 1 研究の背景
- 1. 2 従来の研究
- 1. 3 本研究の目的
- 1. 4 本論文の構成

2. 対象とするインジェクタの構造、性質、およびその改良

- 2. 1 ガソリン直噴インジェクタに求められる性能
- 2. 2 ガソリン直噴インジェクタの構造
- 2. 2 インジェクタの動的特性を実現するメカニズム
- 2. 3 噴霧を形成ノズルの構造
- 2. 4 粗大液滴排出を抑制するメカニズム
- 2. 5 小括

3. ノズルの数理と微粒化

- 3. 1 微粒化性能評価に用いる計測器
- 3. 2 微粒化メカニズムと直噴インジェクタの性質
- 3. 3 ノズル寸法と微粒化の理論的考察
- 3. 4 試作・実験による平均粒径の予測法
- 3. 5 ノズルの設計因子と平均粒径の予測
- 3. 6 小括

4. 粒径分布予測への拡張の方法論

4. 1 工学的な分布予測の必要性

4. 2 粒径分布予測に向けた仮説

4. 3 仮説が示す粒径分布予測の可能性の実証

4. 4 小括

5. 総括

6. 謝辞

参考文献

第 1 章 緒言

1. 1 研究の背景

CO₂ 排出量増大の抑制は 20 世紀終盤からの継続的な社会課題であり、家庭部門、産業分野はもとより、運輸・物流分野における排出量抑制も重要課題である。とりわけ運輸部門における自動車の販売台数は 2020 年に年間 1 億台を数えるようになり、アジア・アフリカをはじめとする新興国でのモータリゼーションの継続によりさらに需要が伸びる予測となっており、この部門での CO₂ 排出量抑制の重要性は増している。

内燃機関は、19 世紀末のニコラウス・オットーによるガソリン機関やルドルフ・ディーゼルによるディーゼル機関の実用化以来、モータリゼーションを支えてきた自動車の重要な動力源である。

世界的な脱炭素の流れの中にあっても、本格的に内燃機関を採用した自動車が大きく減少すると見られる 2030 年までの期間をとって考えた時に、依然として内燃機関の CO₂ 排出削減の意義は少なくない。

このうち、火花点火型のガソリン機関は比出力の大きさと必要とされる燃料噴射系補機類の小型さゆえに、主に小型エンジン向けに改良が重ねられてきた。

初期のガソリンエンジンにおける燃料供給方式は、燃料の気化に吸気負圧を活用した燃料の調量と微粒化を行うキャブレター方式 [1] が主たるものであったが、1970 年の米国の排気規制（通称マスキー法）の施行に伴って自動車の出力や燃費を犠牲にする必要が生じ、規制対象の主眼であった未燃炭化水素の排出原因である燃料調量による空気との混合比の精度不足や燃料の気化混合不足の解決に向け、燃料供給方式の転換が迫られた。

この問題の解決手段として 1980 年代には電子制御式燃料噴射弁（インジェクタ）が採用されたガソリンエンジンが量産され、ガソリンエンジンの排気性能を決定づける空燃比制御の精度が著しく向

上した。この方式は「吸気管噴射」「ポート噴射（PFI; Port Fuel Injection）」と呼ばれ、1990年代の市場のガソリンエンジンはほぼこの方式に置き換わった。

インジェクション方式によるガソリンエンジンでは、内燃機関の排気行程に噴射を行うために噴射期間を排気行程から吸気行程の終了まで長く取ることができる。このため噴射率（単位時間当たりの噴射量）を著しく大きくする必要はなく、燃料圧力は300kPa程度と低圧のもので実用化することができた。この点は、ディーゼルエンジンが圧縮行程の短時間に超高圧で噴射することが要求されるのと大きく異なる点である。

ポート噴射式エンジンでは、エンジンの圧縮・燃焼・排気行程中、すなわち吸気弁が閉じている状態の吸気ポートに燃料を噴射する。噴射された燃料は吸気ポート内で気化し、吸気行程で吸気弁が開くと、空気と混合しながら燃焼室に流入して混合気を形成する方式である。大きなトルクが必要な条件では、吸気行程中にも必要に応じて燃料噴射を行う。

ポート噴射式では、燃料の気化は基本的に吸気ポート内で行われるため、燃料は吸気ポートの熱を奪って気化し、これを燃焼室に吸入することになる。このため、流入前の混合気の温度が上がることで性能上のボトルネックになる。混合気の温度上昇は充填効率を低下させるとともに、圧縮行程での温度上昇に伴う異常燃焼（ノッキング）を誘発するため、高い圧縮比のエンジンを設計しにくくなるためである。

1990年以降は排気ガス規制の強化が続くと同時に、燃費低減が重要な課題となった。この課題に対応するガソリンエンジンとして、直噴ガソリン方式が市場に登場した。ガソリンエンジンにおける直噴は、歴史的には航空機エンジンの高出力化を目的とした1940年代の例や、自動車用の1954年にメルセデス・ベンツ社より発表された例などがあった [2] [3]ものの、これらの燃料噴射はディー

ゼル向けのような機械式インジェクタを用いており、高精度の空燃比制御による排ガス低減の目的には適合せず、普及はしなかった。

直噴ガソリンエンジン(以下 DI エンジン)は、それまでの吸気管噴射式のエンジンと比較して、燃料を直接燃焼室内に噴射することで、燃料の気化が燃焼室内で行われることが技術的に特筆すべき点である。燃料気化が燃焼室内で起こることで、燃料は吸気管ではなく燃焼室および吸入空気の熱を奪って気化するため、燃焼室内の混合気の温度を下げることができる。このため、充填効率の向上による出力の増大や、燃焼室温度低減によるノッキング限界の向上ができることで高い圧縮比の設計が可能になり、燃費低減ができることが DI エンジンの特長である。

本格的な DI エンジンの登場は三菱自動車による GDI エンジンの 1996 年 9 月の発表である [4]。このエンジンは DI エンジンが本来的に有している特長に加え、成層燃焼の実現によって低燃費・高出力を実用化した。このエンジンの発売に追随する形で、ほぼ同時期に日本のカーメーカー各社が DI エンジンを発表、発売した。初期の DI エンジンには、三菱自動車による GDI と同様に成層燃焼を実現したものである。

成層燃焼は、燃焼室内で局所的に燃料の濃い可燃領域を形成し、ここで燃焼させることでトータルとしては極めて希薄な空燃比での運転を可能にする燃焼方式である [5]。

初期の GDI エンジンでは、燃料圧力 5 MPa の電子制御高圧インジェクタを用い、ノズルにはスワールノズルを採用して成層燃焼 DI エンジンが実用化された。このエンジンでは、雰囲気圧によって噴霧形状が大きく変わるスワールノズルによる噴霧の特徴が利用された。すなわち、均質な混合気が必要となる運転モードでは吸気行程噴射を行い、噴霧を分散させる。一方で、成層燃焼のために噴霧の分散を抑える必要がある運転モードでは圧縮行程噴射を行い、スワール噴霧は高い雰囲気圧力でコンパクトな噴霧を形成するという方式である。この様式によって、均質混合気を用いる均質燃焼

と、部分的に濃い混合気を用いる成層燃焼の双方を切り替えられるエンジンが実用化された。

同様に成層燃焼を行う DI エンジンが各社から発表され、トヨタ自動車による 1996 年 12 月発表の D-4 エンジンではファンスプレーノズルを用いた噴射弁が採用され [6]、日産自動車による 1997 年の NeoDi エンジンでは GDI と同様にスワールノズルが採用された [7]。これらの DI インジェクタは市場に投入された初期のものであり、第一世代の DI インジェクタである。

これらの普及初期の DI エンジンの課題は排気性能であった。2000 年代初頭の自動車に対する規制は主に排出される未燃炭化水素 (HC)、一酸化炭素 (CO)、および窒素酸化物 (NOx) に対するものであり、米国の LEV および SULEV 規制の導入に対応するためにこれらの排気を低減する技術が求められた。これらの米国の排気規制は同時期の日本の規制よりも NOx および HC の排出量規制が厳しく設定されていた。このため、未燃燃料成分である HC および NOx の排出量は米国の規制をクリアできないとしたカーメーカーの論文も発表された [8]。こうした課題を解決する目的で、第一世代インジェクタの噴霧の改良として、たとえばスワールノズルによる噴霧を用いた形状制御技術の検討なども行われた [9] [10]。

これらの初期世代の DI エンジンに用いられた燃料噴射システムは、ディーゼル機関向けのものからの流用ではなく、それぞれ新設計されている。燃料タンクに置かれる低圧ポンプからの燃料供給を受けてエンジンのカムシャフトで駆動される高圧燃料ポンプが高圧配管に燃料を供給し、ガソリン直噴インジェクタが燃焼室に燃料を送り込む形式である。インジェクタの構造は電磁力が直接的に弁を駆動する方式であり、油圧によって駆動されるディーゼル向けインジェクタとは設計が異なり、方式はポート噴射型ガソリンエンジン用インジェクタと同様である。

DI エンジンは、本質的に高圧縮比・高出力を両立させうる火花

点火機関（ガソリンエンジン）であり、開発は日系だけでなく欧米カーメーカーによっても推進された。欧米によって投入された2000年代初頭のDIエンジンは、成層燃焼モードを持たずに均質燃焼だけを行わせる方式であった [11]。

この均質燃焼方式は、成層燃焼がもたらす超希薄燃焼の効果によるエンジンの部分負荷域でのポンピング損失低減効果を主とする低燃費効果は得られないものの、一方で成層燃焼が引き起こしていた空燃比や燃焼温度のムラによって排出されるNO_xや粒子状物質(PM)の発生の問題を避けながら、DIエンジンの特長である高圧縮比や高吸気効率による低燃費・高出力化を実現することから、多くのカーメーカーのエンジンにも採用された方式である。

これらの均質燃焼方式DIエンジンには第二世代のDIインジェクタが用いられ、噴霧形態としてはスワール、ファンスプレイの他にマルチホールノズルを用いたものが登場した。成層燃焼の実現には、雰囲気圧で噴霧形状が変わるスワールノズルが有利であったが、均質燃焼ではむしろ雰囲気場に寄らずに安定して噴霧形状が保たれることが安定した均質混合気形成に役立つことから、ファンスプレインノズル [12]やマルチホールノズル [13]が主に使われるようになった。

均質燃焼方式DIエンジンでは、過給器と組み合わせて比出力向上を図ったダウンサイジング過給方式のDIエンジンが主流となった [14]。2006年のVWによるTSIではスーパーチャージャとターボチャージャの双方を搭載にしたものを皮切りに、2010年前後のDIエンジンでは多くのエンジンが過給器との組み合わせでエンジンのダウンサイジング（排気量低減）を実現した。

ダウンサイジングエンジンでは、排気量が小さいことによる低負荷および部分負荷時の吸気絞りを小さく抑え、すなわち吸気管圧力が高い状態で運転することによってポンピング損失を抑えた。一方で、高出力が必要な場面では過給器によって吸気管圧力を上げて多くの空気を燃焼に用いて比出力を向上させた。こうした効果によっ

て、例えば排気量 2.0L の自然吸気エンジンが 1.4L や 1.2L のダウンサイジング・ターボ DI エンジンに置き換えられていった。

こうしたダウンサイジング・ターボエンジンは均質燃焼であることから、成層燃焼と比較すると排気低減に対する難易度は抑えられたものの、2008 年頃からはディーゼルおよびガソリン共に排気中に含まれる粒子状物質 (PM) の排出が問題視され、規制が強化された。このため、DI エンジンには従来の HC、NO_x、CO の抑制の他に、PM 排出抑制が強く求められ、インジェクタにもこれに対応する技術が求められていった。特に、欧州では 2009 年に施行された EURO5 規制には PM の総排出重量抑制が項目として設けられ、2014 年には PM の排出個数 (PN; Particulate Number) が問題であるとして、この個数が制限れるよう改正された。更に 2017 年には EURO6c 規制によって排出個数 PN の規制が EURO6 の 1/10 に引き下げられ、なおかつ NEDC などの定型走行モードだけでなく実走行時条件における排出ガス (RDE; Real Drive Emission) 規制が加わり、厳格化された。このため、DI エンジンにおける PM の排出個数低減は極めて重要な技術課題となった [15]。

PM の発生要因は、液体として燃焼室内に残留した燃料が、燃焼せずに高温によって重合して形成されるというメカニズムによる。このため、PM の発生を抑制するためには燃料の残留を抑制する必要がある。燃料はインジェクタによって供給されるが、空気と燃料との接触面積を大きくするためには微粒化を促進することが重要となる。

ダウンサイジング・ターボ DI エンジンに用いられるインジェクタには、過給による高出力に対応する最大噴射量の拡大と小排気量に対応する微小噴射量の制御性の双方が求められ、すなわち燃料噴射量のダイナミックレンジ向上が求められた。このため、燃料圧力のレンジも拡大され、圧力は 5MPa から 20MPa 程度の範囲が用いられるようになった。とりわけ微量の PM 排出が問題視される状

況下では、燃料高圧化による平均粒径の抑制だけでなく、エンジン始動時などで必要になる比較的低下での粗大液滴の排出抑制性能もインジェクタの性能として重視されるようになった [13] [16] [17]。

こうしたガソリン DI エンジンがクリアしていくべき課題に対応するために、インジェクタの技術開発は「最小可制御噴射量の低減」「微粒化」の二つの観点で進められてきた。

最小可制御噴射量（最小噴射量）は、ガソリン DI エンジンで許容される噴射期間が短い中で、より小さいエンジン出力まで制御できるようにより少ない微小噴射量の噴射を可能にする観点で、小さいことが求められる。より小さい最小噴射量は、アイドリング時の回転数設定を下げたり、より小さいアイドリング負荷に対応させたり、あるいはスロットル閉時の DI エンジンでの噴射期間は、従来のポート噴射式エンジンが圧縮行程から燃焼・排気行程を経て吸気行程までの 360° のクランク角(CA)のあらゆる行程での噴射が可能であったのとは対照的に、吸気行程から圧縮行程までの 180° CA での噴射期間しか確保できず、短時間で全ての噴射を終える必要がある。このために、単位時間当たりの噴射量を大きく設計する必要があり、したがってポート噴射用と同じ応答性のアクチュエータを用いると最小噴射量が大きくなってしまいうことが問題である。このため、高速なアクチュエータが必要とされる。

微粒化の観点では、ガソリン DI インジェクタの登場以前からの重要課題として研究がなされてきた。この分野の研究は、ディーゼルエンジンにおける課題が古くから認知され、多くの噴射弁形態に対する微粒化機構や計算方法、設計方法の検討がなされてきた。ディーゼル向けの噴射弁においても、スワールノズル、笠状弁、多孔（マルチホール）ノズルなど、現代のガソリン DI インジェクタが辿っているものと類似の形態を辿ってきた歴史があり、近年の数値解析手法の進歩と併せて噴霧予測に関する技術も向上してきた

[18] [19]。

その一方で、ディーゼルエンジンで用いられる 100～200 MPa の超高压噴射と 5～30 MPa のガソリン DI エンジンとでは必ずしもノズルやアクチュエータの構造が同じではなく、従来のポート噴射式インジェクタが用いていた 0.3～0.6 MPa の噴射圧とでは微粒化形態が全く異なる [20]。

また、一般に燃料液滴の微細化がインジェクタノズルにとって望まれる特性ではありながら、課題はエンジンの種類によって必ずしも同一ではない。例えば常に空気過剰で運転されるディーゼルエンジンでは、壁面付着抑制のための微粒化や噴霧流近傍での混合促進を目的としたペネトレーションの強化と微粒化の両立が主たる課題であり、このために双方を実現する手段の一つとして超高压化が進められてきた。一方で、PN 低減に向けて壁面付着を特に嫌うガソリン DI エンジンでは、ペネトレーション抑制との両立や燃焼室内での均質な混合気形成と微粒化とを両立することが課題となる。

また、超高压の燃料供給系はそれ自体がコスト増加を要する補機であり、元来超高压系が必要なディーゼル機関で許容されるコスト増が、従来のポート噴射式では全く不要であった高压燃料系が追加となるガソリン機関では許容されにくい。また、高压燃料を生成するために要する圧縮エネルギーはエンジンにとっては純粹に損失であり、燃費の観点からもいたずらに燃料圧力を上げることが内燃機関の課題を解決するわけではない。

このため、ガソリン DI エンジンで用いるインジェクタでは、ディーゼルで用いられるような油圧による増圧タイプのものは用いられないことがない。また、ピエゾ素子を用いた高压・高速応答・高微粒化のガソリン DI インジェクタが実用化されたことはあった [21]が、コスト面で必ずしも主流とはならなかった。

結果として、多くのガソリン DI エンジンでは、微粒化ノズルの形式としてマルチホール（多孔）式が多く用いられ、また駆動方式としては電磁アクチュエータによる直動式が主流となった。このこ

とは、弁体に作用する流体力が駆動可能な燃料圧力を制限したり、弁先端に作用する圧力の制限から噴射孔周辺の幾何学的設計にも制限を受けることとなり、噴射圧力、噴霧形状（ペネトレーション含む）、および微粒化の性能に制約を生じさせる要素となる。こうしたエンジンの燃焼室形状や燃焼コンセプトに適合するような設計を可能にするということが、ガソリン DI インジェクタ開発上の課題である。

本研究は、こうした今なお市場で重要な位置を占めている内燃機関の効率向上に向けて、前述のガソリン DI インジェクタの課題解決に向けての取り組みを報告するものである。

1. 2 従来の研究

本節では、前節まで述べて来たガソリンエンジンおよびその周辺技術の進歩の過程と課題認識に対して、本研究が対象とするインジェクタおよびその噴霧微粒化に関連した研究について述べ、インジェクタがクリアすべき課題を示す。

ガソリンエンジン用のインジェクタ（燃料噴射弁）は、キャブレターに代って 1980 年代から用いられるようになったが、古くはポート噴射に用いる単孔ノズルによるシングルポイント型インジェクタ (SPI, Single Point Injection) が用いられ、主な機能は燃料噴射量の電子制御 (EFI, Electronic Fuel Injection) であった。すぐ後に、各気筒の吸気管に各 1 個のインジェクタを搭載するマルチポイントインジェクション (MPI, Multi Point Injection) が用いられるようになり、シングルポイント型では吸気管の集合部に噴射弁が設けられて長い気化時間と距離とを取ることができたのに対し、マルチポイント型では吸気弁と噴射弁が接近し、噴射した燃料が気化するまでに許容される時間が短くなった。このことによって、吸気管内に滞留する燃料が減って燃焼サイクル 1 回ごとの吸入燃料量を正確に制御できるようになった一方で、短

い時間で多くの燃料を気化させられることが正確な空燃比制御に必要となることから、短時間での気化に向けて微粒化性能が求められるようになった。

吸気管噴射型に用いられるインジェクタでは、用いられる燃料圧力が 300 kPa 程度と比較的低圧であり、低い燃料圧力で高い微粒化性能を得るための研究開発が盛んにおこなわれた。初期のマルチポイントインジェクタの噴射ノズルは、気筒あたり2つ吸気弁が設けられる DOHC のエンジンヘッド形状に沿うように、2孔式であった。この微粒化性能を高める方法としては、噴射ノズルの構造を旋回式にして円錐液膜から燃料を微粒化させるスワールノズルや、噴射された液柱同士を衝突させて薄い液膜を形成して微粒化を行わせる衝突噴流式ノズルなどがあり、噴霧形状の制御と微粒化の両立をめざしてそれぞれが研究された [22] [23]。

微粒化手法として取られた最もオーソドクスな手法の一つが多孔化である。噴射孔（噴孔）の個数を4～18個程度に増やして各孔の噴孔径を縮小するとともに、各噴孔の向きによって噴射された燃料液柱が干渉しないようにするなどして微粒化性能を高めた。このように、本論文が対象とする多孔式ノズルの研究は、当初マルチポイントインジェクタの分野で盛んに研究が行われた [22] [23]。

一方で、ディーゼルエンジンにおける燃料供給は、このエンジンが発明された当初からインジェクタ（燃料噴射ポンプと称せられる構造のものもある）によって行われた。ディーゼルエンジン向けインジェクタの研究はガソリンエンジンの燃料噴射よりもはるかに歴史は古く、高い燃料圧力を発生させるプランジャ式の燃料ポンプと、この燃料圧力を油圧駆動力として弁を開閉させる噴射弁 [1]とが開発された。

噴射ノズルとしては、当初検討された外開き型の笠状弁や、内開き弁型、ノズル上流での旋回流を用いる渦巻式噴射ノズルなどが実用的に用いられた。弁の駆動タイミングが電子制御されるようになって、燃料配管に蓄圧された高圧燃料をインジェクタに供給するコ

モンレー式が用いられるようになった後は、噴射弁の弁座（弁によって燃料をシールする部位）下流に設けられたサック室の先に噴射孔を複数個設ける多孔噴射ノズルへと移行した [24] [23]。

高温高圧の雰囲気中に燃料を噴射して拡散燃焼させるディーゼルエンジンでは、燃焼している領域の空燃比（または当量比）と燃焼温度とを適切に保つことす（粒子状物質）や NO_x の生成を抑制する必要がある。このため、一般的には燃焼によって酸素が消費された領域を貫いて新気のある領域に噴霧が到達し、速やかに蒸発・混合して燃焼する必要があり、高い微粒化性能と共に大きい噴霧貫徹力、すなわちペネトレーションが求められる。この大きなペネトレーションと高微粒化を多孔ノズルにて実現する方法として、ディーゼル用インジェクタの分野では燃料圧力の高圧化が推し進められた [25] [26] [27]。

このため、多くのディーゼル用燃料噴射弁の研究は、噴孔の微細化と噴孔入り口 R やテーパ形状によって圧力損失を低減するとともに、微細化によって減少する噴射率を高圧化で補い、これによって得られる高速な出口流速によってペネトレーションを得るという方向の研究が多くなされた [23]。また、極めて高速な流動となることから、サック室内のキャビテーションの発生や、これが微粒化に及ぼすことを示す研究報告も多くなされている [28] [29] [30] [31] [32]。

微粒化の計算手法についても、多くの方法がディーゼルエンジン用インジェクタ向けに検討されてきた経緯がある。古くは界面追跡法 (VOF, Volume of Fraction) による噴射液柱界面形状の推定や [33]、気体中への蒸発・拡散の計算による噴霧エントレインメントやペネトレーションの予測 [18]、および実験的な分析 [34] [35] [36] [37] が主であり、微粒化の過程そのものを推定することは困難とされてきたが、近年では LES (Large Eddy Simulation) と統計的なブレークアップモデルを用いた計算や [19] [38]、気液界面での表面張力や内部流動に伴うキャビテー

ションや減圧沸騰 [29]および蒸発に伴うエネルギー収支とから微粒化過程を厳密に計算する試みが行われている [18] [39] [40]。

ガソリン直噴エンジンの歴史はディーゼルエンジンと比較すると浅く、またかけられるコストがディーゼルと比較すると多くないことから、ディーゼルエンジンのインジェクタとは異なる検討が行われてきた。当初は比較的低压なポート噴射用インジェクタにも用いられていた上流スワール方式や [41] [42]、サック室からの液膜の噴射を行わせるファンスプレイ方式 [6] [43]が用いられた。いずれの微粒化形態も液膜微粒化であり、形成する液膜の形態が噴霧形状や微粒化性能を決めていた。これらの噴霧の微粒化特性については、専ら実験的な検討が多く見られた。実験では Mie スキャタリングによる噴霧画像や、LIF(Laser Induced Fluorescence)による燃料の気相分布の計測 [44]、および PDPA (Phase Doppler Particle Analyzer)による粒径と速度との同時計測 [45]、およびレーザー回折法を用いた粒径測定により、噴霧の特性の詳細が把握されてきた [46]。

また、これらの噴霧は前述の成層燃焼型直噴エンジンに採用されたことから、エンジンシリンダ内の雰囲気圧が変化する中での噴霧形状の安定性が注目され、微粒化そのものよりも噴霧形状の計算が盛んに行われた。主に、VOF法による界面追跡によって噴霧形状やペネトレーションの計算が行われた [43] [47]。

ガソリン直噴用インジェクタにおける近年の多孔式（マルチホール）ノズルに向けては、ディーゼルの研究と同様の手法を用いて微粒化過程を計算する試みが見られるようになった。減圧沸騰やノズル内部でのキャビテーションが微粒化特性に及ぼす影響の研究がなされている [48]。ガソリン直噴エンジン用のインジェクタでは、ディーゼルとは異なり必ずしもペネトレーションが強いことは求められず、むしろペネトレーションの短縮と微粒化との両立が求められる。また、また、燃焼室形状に合わせた噴霧形状を実現することから、噴霧形状と微粒化がトレードオフである場合もあ

るため、粒子法による噴霧の計算からペネトレーションなどの噴霧特性を計算する事例など研究事例として見られる [49]。

著者は、1.1節にて述べた背景、および1.2節で述べた既往研究の取り組みを踏まえ、ガソリンDIインジェクタ開発上の課題認識である「高応答化（可制御噴射量の最小化）」と「微粒化」の二つの観点でのガソリンDIエンジン用インジェクタの改善に取り組んだ。

高応答化に対しては、第一世代DIインジェクタの段階で従来のポート噴射用インジェクタよりも大型の電磁弁と強い戻しスプリング力による高速なアクチュエータが用いられるようになっていたが、著者は磁氣的・流体的の双方の点でアクチュエータの構成見直しを行って高応答化を実現して来た [50]。アクチュエータの高応答化は最小噴射量の低減にも有効であることを示してきた [51]。

また、アクチュエータ検討の過程では、弁体バウンスによる二次噴射の問題も同時に解決した。弁体バウンスによる二次噴射抑制はガソリンDIインジェクタ固有の課題であり、第二世代以降のガソリンDIインジェクタ以降でこれが抑制されてきたが [52] [53]、著者は磁気応答を高める機構との組み合わせでニードル弁と磁気可動子とを分離した動作をさせる新しい機構を考案・実装することにより、ノズルからの粗大液滴排出を抑制した [54]。この改善の過程については、高微粒化検討の前提ともなることから、本論文の第二章に記載した。

二つ目の観点である燃料微粒化の促進に対しては、著者らは当初ガソリンDIインジェクタ用のスワール式ノズルの噴霧形状制御に関する研究を進めた、非対称噴霧をスワールノズルで実現する手法を構築してきた [41]が、その後、均質燃焼方式DIエンジン向けにより噴霧形状制御の自由度の高い多孔式ノズルについて検討を行った。噴霧形状や流量などのエンジン側の要求によって決定される仕様に対し、噴霧の質である粒径の設計が重要な課題であり、適切な設計微粒化の予測技術が必要である。そこで、著者は平均粒径の

予測技術構築に取り組み、噴射孔出口の流速によって平均粒径を予測可能であることを示し [55]、ノズルの幾何学的設計値の適切な選定によって初期の設計時点で平均粒径を予測可能にできることを示してきた [56]。この予測技術については本論文の第3章にて詳説する。書写は、更に踏み込んで噴霧の粒径分布の設計を可能にするための仮説を立て、これが可能であることを本論文の第4章にて詳説する。

1. 3 本研究の目的

本研究の目的は、直噴ガソリンエンジン用インジェクタとしての工業的な成立性を担保しながら、その中心的な性能指標である微粒化性能の事前設計を可能にし、そのための予測手法の妥当性を実証することである。

このために、まず直噴ガソリンエンジン用のインジェクタとして噴霧性能を十分論じられるよう、非定常動作時に生じる過渡的な粗大液滴排出を防止する機構の実装と効果の実証を行う。

続いて、多孔ノズルの微粒化性能を容易に事前設計可能とするための平均粒径予測法を導出し、これの実験データとの突き合わせによる妥当性を検証する。

更に、CFDの結果と粒径分布との間の関係を試作品を用いて実証し、事前設計に資することを示すことを本研究の目的とする。

1. 4 本論文の構成

本論文では、背景と先行研究について記した本第一章に続き、第二章ではガソリンエンジン用直噴インジェクタに求められる性能と、これを実現するための構成、機構、および動作について述べる。この章の中では、著者が性能向上のために開発し実用化した噴射量制御および粗大粒防止のための機構とその仕組み、および結果を示す。第三章では、噴射ノズルの微粒化について述べる。ノズルのディメンション、微粒化の機構のうちガソリン直噴インジェクタの特徴的な部分を述べた上で、微粒化性能検討の上で必要な計測方法について述べる。第四章は、本研究の本論である微粒化性能の予測方法について述べる。平均的な粒径を予測するための施策品とその結果、数式的な解釈について述べ、続く節においてはこの方法を拡張して噴霧の質をシミュレーション結果から予測するための方法論の仮説と、その実証となるマスターカーブの算出結果を示す。

最後に、第五章に本研究を通じてガソリン直噴エンジン用のインジェクタノズルの微粒化性能予測法についての知見をまとめ、総括とする。

第2章 対象とするインジェクタの構造、性質、およびその改良

本章では、研究対象として取り扱うガソリン直噴エンジン用のインジェクタについて述べる。特に前提となる性能要求や、これを実現するための噴射弁の機構的な構造について述べる。

2.1 ガソリン直噴インジェクタに求められる性能

ガソリン直噴インジェクタに求められる性能は、大別して「燃料の計量」「混合気の形成」の2点である。

燃料の計量は、制御電流に応じて正確な量の燃料を噴射する能力である。ガソリンエンジンが用いる燃焼形態は予混合燃焼であるから、燃料と空気との混合比を正確に制御する必要がある。燃焼室に流入する空気量は吸気管に設けられたエアフローセンサや圧力センサによって推定されるが、この空気量で燃料が完全燃焼する過不足ない理論混合比になるよう正確な燃料量を供給する必要があり、インジェクタは燃料噴射量を制御するアクチュエータであるという側面を持つ。

インジェクタによる燃料噴射量は、弁を開いた状態での単位時間当たりの流量（一般的に静的流量もしくは静流と呼び、単位は cc/s である）と、弁を開いている時間（開弁時間もしくは噴射期間と呼び、単位は ms である）との積によって決まる。静的流量は、インジェクタ内部の流路形状にも影響を受けるが、主としてノズル周辺の狭隘断面流路の設計や噴射孔径、噴射孔数、および燃料圧力によって決まる。噴射期間はインジェクタの通電時間によって制御されるが、電磁弁の応答遅れによって通電時間と噴射期間とは一般的に異なる。特に、通電時間を短くしても閉弁応答時間が有限であるために、閉弁に要する時間の最小値はインジェクタの性能によって限定されてしまい、この最小の噴射期間によって最小の噴射量が決まる。最小噴射量が小さいことは、アイドリングや極低負荷（例えばエンジンプレーキの状態など）でも安定した噴射量を確保でき

る能力であり、特にインジェクタにとっては重要である。最小噴射量が大きいインジェクタではアイドル回転数が高くなることや、この回転数を抑制するためにより微粒化を犠牲にしてより低い燃料圧力での噴射を余儀なくされることがあり、このためインジェクタの最小噴射量はエンジンの燃費性能や排気性能を左右する。

混合気の形成は、燃料を微粒化して燃焼室内に噴射し、燃焼に適した混合気を燃料と空気によって形成させる能力である。混合気における燃料は気化した燃料成分であるから、燃料を十分に微粒化して表面積を増大させて気化を促進させることが混合気形成にとって重要な能力となる。同時に、定まった体積の燃焼室内の空気とよく混合させる必要があり、燃焼室壁面への付着を避ける必要があることから、噴霧の形状は燃焼室に適合する形にする必要があり、噴霧形状やペネトレーションが重要となる。すなわち、インジェクタにとっての混合気形成能力は、噴霧形状、ペネトレーション、および微粒化の3点である。

2. 2 ガソリン直噴インジェクタの構造

図 2.2.1 は、本研究が対象とするガソリン直噴エンジン用インジェクタの断面図である。ガソリン直噴用インジェクタは前章でも述べた通り、ソレノイドによる電磁アクチュエータがニードル弁（弁体、valve body）を直接駆動する電磁弁であり、構成は大別してこのアクチュエータ部分と、先端で噴霧を形成するノズル部分とに分けられる。

ニードル弁は付勢スプリングによって弁座に押し付けられ、コイルに通電が無い状態では弁は閉じるようになっており、インジェクタは一般的に「通常時閉型」の電磁弁である。磁気コアと可動子（アーマチュア、armature）とは軟磁性体で作られており、閉弁状態では数十 μm 程度のギャップを有している。コイルに通電すると磁気コアと可動子との間には磁気吸引力が作用し、この磁気吸引力が付勢ばねの力を上回ると可動子が変位を開始してギャップを詰

め、開弁動作が行われる。逆に、コイルへの通電が打ち切られると磁気吸引力が消失し、付勢ばねの力によって閉弁動作が行われる。

燃料は磁気コア中央の流路孔、および可動子に空けられた流路孔を通してインジェクタ先端のノズルに至る。ノズル部には弁座とニードル弁による燃料シール部の直近に、微粒化ノズル（噴射孔部品）が設けられている。微粒化ノズルを形成している噴射孔部品の燃料シール部の僅かに下流には噴射孔が穿孔されており、この噴射孔を通じて燃料が燃焼室に供給される。

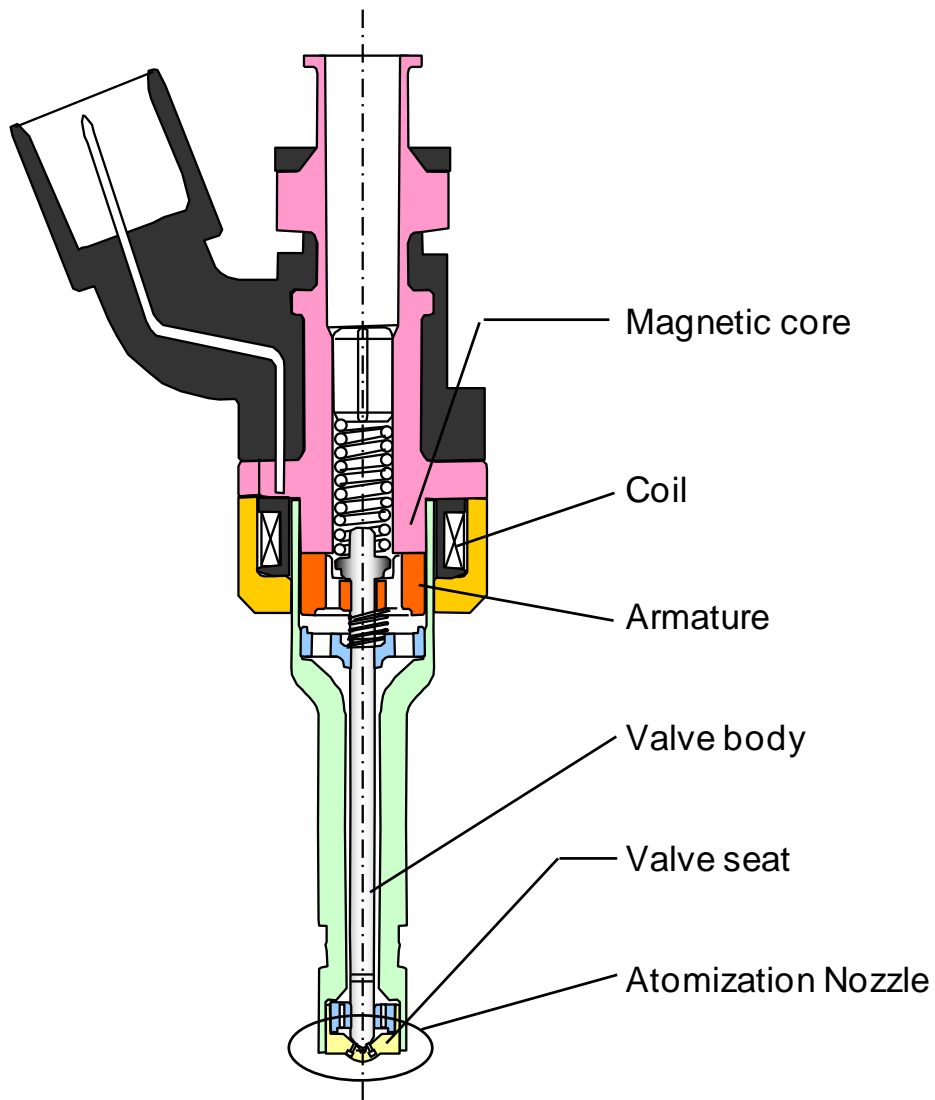


図 2.2.1 直噴ガソリンエンジン用インジェクタの断面図

本章の冒頭で述べているように、インジェクタに要求される基本性能として、噴射量の計量性能がある。この中でも特に最小噴射量はアイドルリングの安定性や燃費に直結する特性であり、特に重要な性能となっている。

この最小噴射量の特性（動的特性）を決める重要な要素が、電磁弁の応答性である。前節で述べたように、インジェクタのアクチュエータ部分はソレノイドと磁気回路とからなる電磁弁であるが、その開閉に要する時間は有限であり、この有限な開閉弁に要する時間が、最小噴射量を決定する。

開閉弁の遅れ時間を形成する要因は、大別して電磁気力と流体力の2つである。電磁気力の観点では、ソレノイドのインダクタンスや磁気回路中の相互誘導や材料中に生じる渦電流の存在にり、磁力線の発生や消滅には時間遅れを要する。流体力の観点では、可動子の周囲をとりまく燃料によって可動子の移動は阻害される効果を考慮する必要があり、可動子の周囲の流れは開閉弁の遅れ時間を形成する大きな要素となる。

こうした開閉弁の遅れ時間の存在は、インジェクタに要求される最小噴射量の計量能力に大きく影響するだけでなく、開閉弁の過渡状態に噴出する燃料の微粒化状態も悪化させる要因であり、電磁弁の応答性を向上させることは微粒化促進の観点でも無視できない。

このため、著者らはインジェクタの電磁弁の構造について図2.2.2のように改良を加え、応答性を改善させた。従来設計に対して、磁束の通過経路の長さを短縮し、電磁気的な応答性を向上させた。また、可動子周辺の部品構成をシンプルな少ない可動部品の点数の設計とすることで流体通路を十分に確保して流体抵抗力による開閉弁遅れ時間の増大を抑制した。

図2.2.3は、可動子の周辺を拡大した構造の断面図である。著者らが開発したインジェクタの構成では、可動子の動作によって生じる流体の移動（可動子が押しよける流体体積が、磁気コアとのギャップに向かって移動する）が容易になるように、可動子上下の連

通路が確保できるような構成にした。従来のインジェクタでは、噴射量を阻害しない程度の流体通路を設ける方法が一般的であるが、開発品では十分な開口面積を確保するとともに直線的な流体通路とし、磁気コアとの微小な隙間によって孔の流入・流出開口部が塞がれることがないように、可動子を段付として下流側段の部分に開口部を持たせ、流体通路面積を確保するようにしていることが特徴である。このように、開発品のインジェクタでは応答性を向上させ、図 2.2.4 のように閉弁遅れ時間を 26% 低減することに成功し、微粒化に影響を与える開閉弁遅れ時間を僅少化している。また、噴射量制御性を向上させて図 2.2.5 に示すように最小噴射量を 25% 低減した。

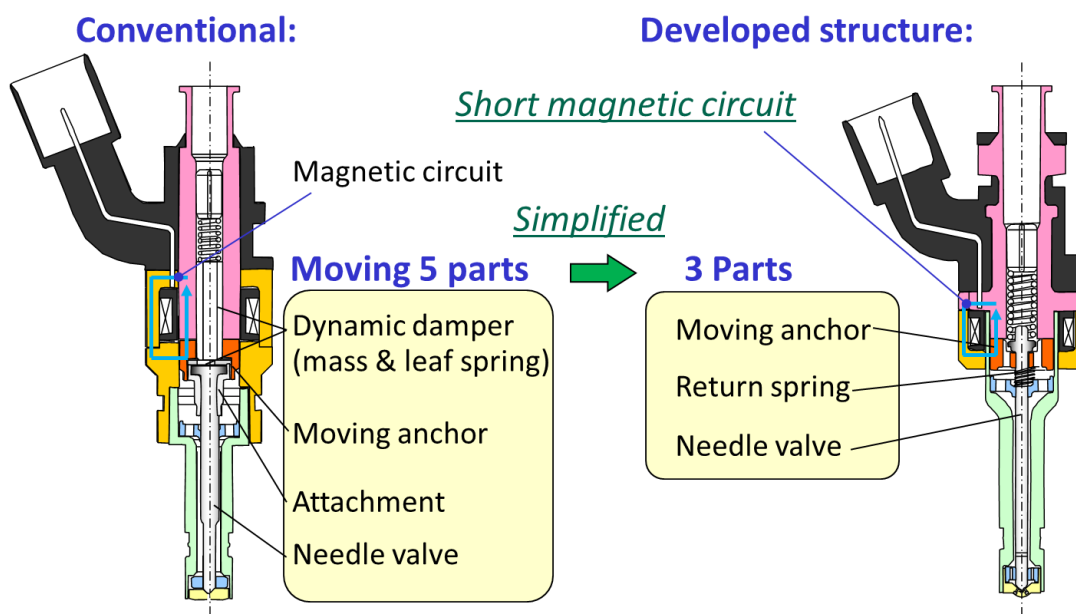


図 2.2.2 著者らが行ったインジェクタの構造の改良

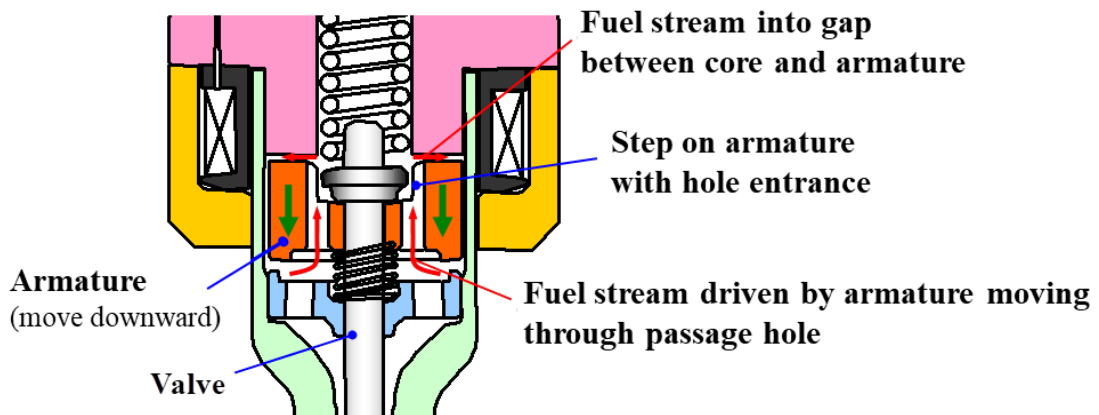


図 2.2.3 ガソリン直噴インジェクタのアクチュエータ部の断面

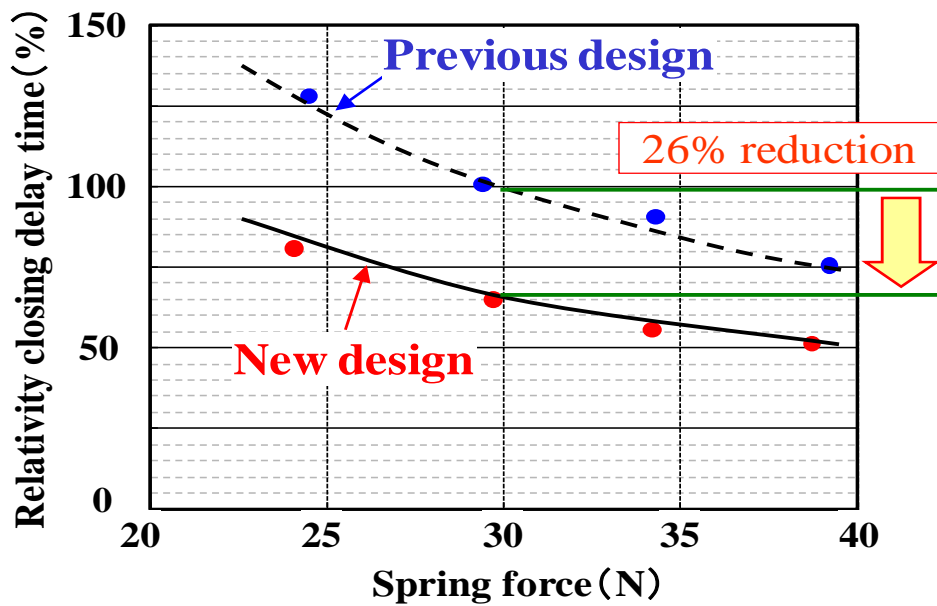


図 2.2.4 インジェクタのアクチュエータ改良による
閉弁応答遅れ時間の改善効果

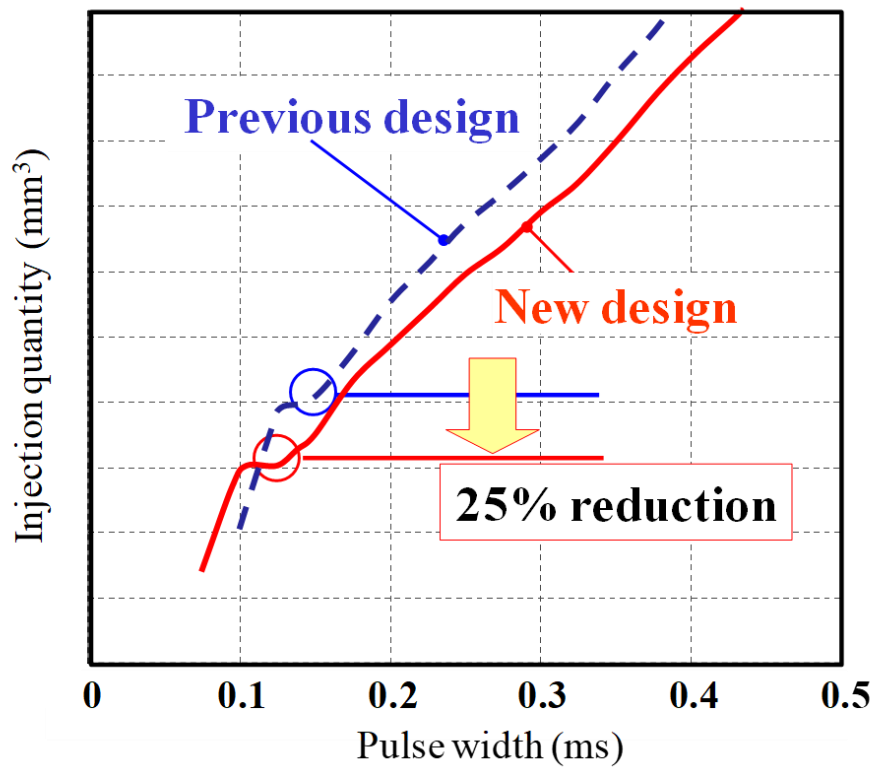


図 2.2.5 インジェクタのアクチュエータ改良による
最小噴射量の改善効果

2. 3 噴霧形成ノズルの構造

図 2.3.1 は、噴霧を形成する微粒化ノズルの構造を示す拡大断面図である。噴霧形成ノズルは、弁体 (valve body)、弁座 (valve seat)、および噴射孔 (orifice hole) からなる。弁体は、上流部のアクチュエータと一体化したニードル弁であり、上下動して弁座との間で開閉する。

燃料は弁体の周囲に満たされており、弁が閉じている状態では弁座との密着部で外界との間が密閉されている。弁が開いて開弁状態となると、燃料は弁座と弁体との間のギャップ (seat-gap) を通過して噴射孔の入り口に至る。噴射孔は弁座を形成しているシート面に対して角度を持って穿孔されており、この角度によって噴霧の形状を所定の形にする。なお、噴射孔とテーパ面とが交わる稜線は、噴射孔の穿孔角度に応じて略長円形状となるが、この稜線が必ず弁座と弁体との接触線よりも下流側になるように設定されることで、閉弁時の密閉性が確保される。

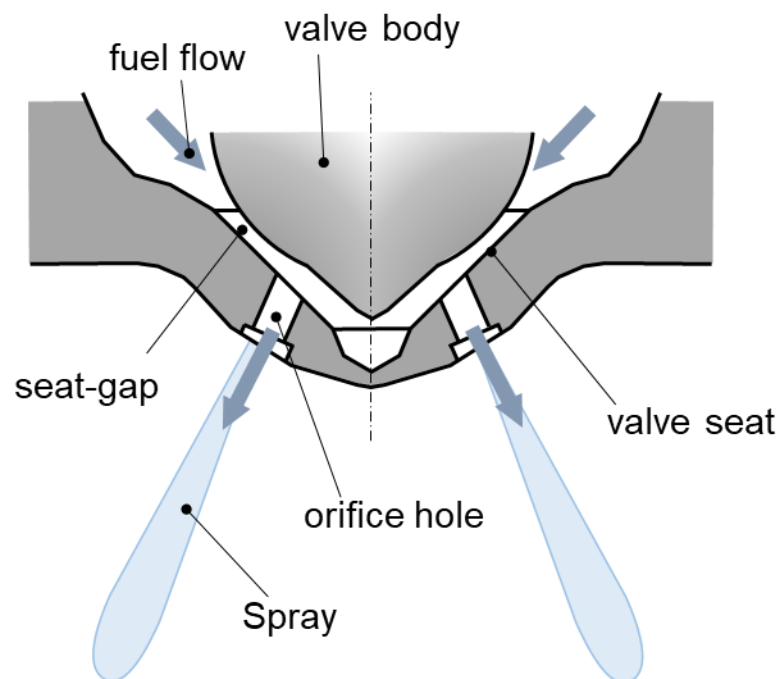


図 2.3.1 ガソリン直噴用インジェクタの
多孔式ノズル近傍の拡大模式図

2. 4 粗大液滴排出を抑制するメカニズム

本節では、これまでに述べて来たインジェクタの基本特性の向上に加えて、開発品インジェクタが有している著者らの発明 [52] [50]による粗大液滴排出防止機構について述べる。

微粒化の検討を行うにあたり開閉弁時の粗大液滴の影響を十分減じておくことは重要と考えられ、前節のアクチュエータの応答性向上の取り組みと併せ、本節では閉弁時の弁バウンスによって生じる粗大液滴排出を防止する機構とその結果について述べる。

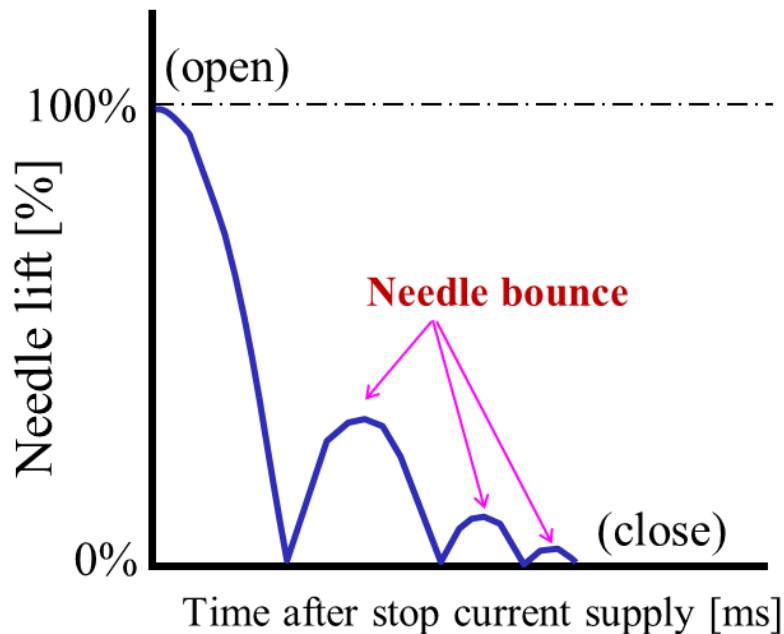


図 2.4.1 ガソリン直噴用インジェクタの閉弁時挙動
(弁リフト量の推移とニードル弁のバウンド挙動)

図 2.4.1 は、弁が閉じていく過程の弁リフトの時間的変化を表した模式図である。電流の通電を止めた後に弁が下降を開始しやがてリフト量がゼロとなって閉弁に至る。一般的なインジェクタのニードル弁は駆動用の可動子と一体となって運動するため、ニードル弁と可動子とでバネマス系を形成する。このため、閉弁時には細長いニードル弁がバネとして作用し、比較的大きい可動子がマスとし

て作用して運動エネルギーをバネマス系の位置エネルギーに変えるが、このエネルギーは再びばね要素（ニードル弁）の反発という形で解放され、結果的にニードル弁はバウンドする。減衰や微小振動に変換されるエネルギーもあることから、図 2.4.1 のようにバウンドは複数回繰り返される。このように弁がバウンドしてリフトを生じると、噴射が再度行われてしまう。このような噴射は二次噴射と呼ばれ、リフト量が著しく小さいことに伴う流速過小のため、二次噴射による液滴は粗大粒となりやすい。

図 2.4.2 は、この二次噴射を防止するために考案された弁バウンス防止機構の動作を示す模式図である。開発品の弁の開閉機構では、ニードル弁(Needle valve)と可動子(Armature)とが分離されている点が、従来のタイプとは異なる。弁が開く際にはニードル弁の段差によって開方向の力が伝達されるものの、弁が閉じる際には可動子がニードル弁に力を作用させない点が特徴である。

図中の(a)～(d)は時間の経過を表している。(a)はコイルへの通電が停止された瞬間であり、未だ弁は開いた状態である。(b)は磁気吸引力が減衰し、閉弁を開始した瞬間であり、この段階ではニードル弁と可動子は共にスプリングセット荷重によって閉弁方向に押し下げられている。(c)は弁座とニードル弁が接触して弁が閉じた直後である。弁が閉じるため噴射が停止するが、一般的なインジェクタではこの瞬間に可動子とニードル弁とでバネマス系を形成してしまう。しかし、開発品ではこの図のように可動子がニードル弁とは独立に動作を継続し、運動エネルギーを周囲の燃料中に拡散させる。この結果、ニードル弁と可動子がバネマス系を形成してしまうことは無く、したがって(d)に至るまで弁が再び開いてしまうことは無く、結果として二次噴射は発生しない。

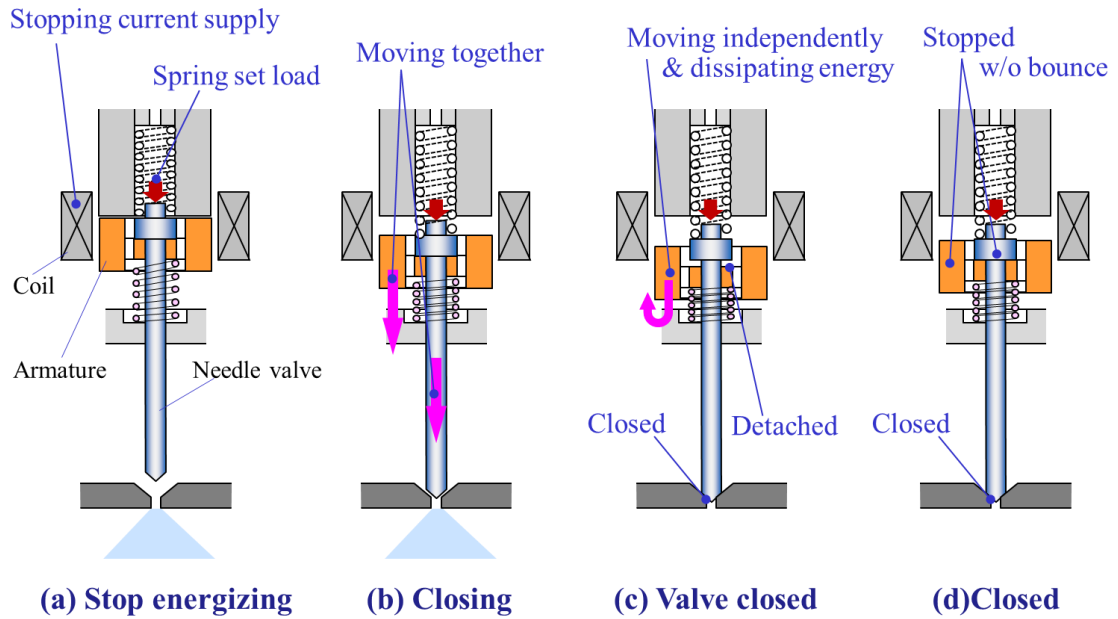


図 2.4.2 ガソリン直噴用インジェクタの粗大粒防止用
バウンド抑制機構の動作模式図

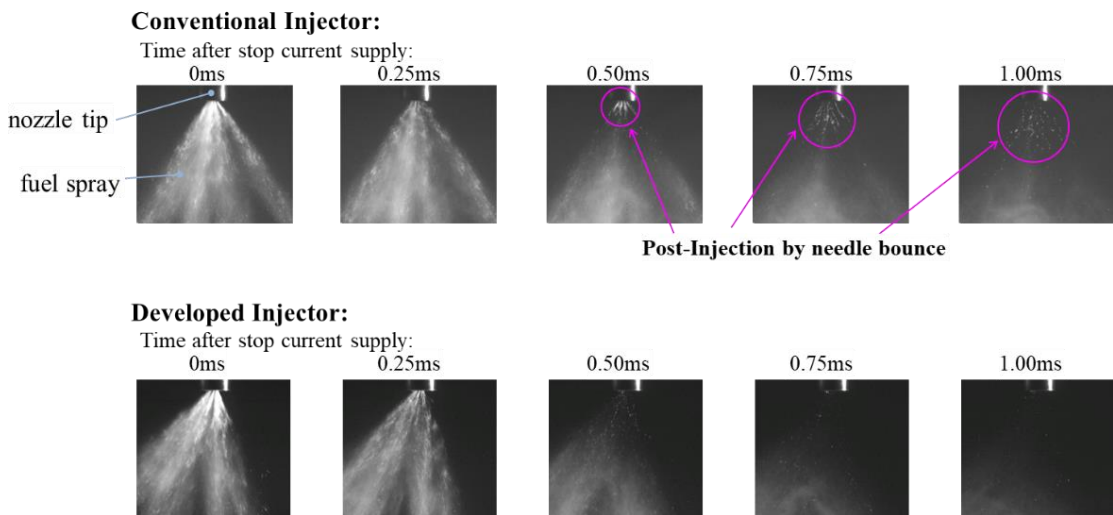


図 2.4.3 ガソリン直噴用インジェクタの粗大粒防止用
バウンド抑制機構の効果

図 2.4.3 は、二次噴射が防止された様子を示す噴射ノズル近傍の拡大写真である。従来品(Conventional Injector)では、コイルへの通電を停止してから 0.25ms 近辺で弁リフトの降下によって噴射量が減っていき、0.50ms では閉弁直後の二次噴射が観察できる。噴射中の写真では解像できない程度に噴霧液滴は微小であるのに対し、0.50ms 以降に見られる二次噴射の様子は液滴が大変低速で流出している。このため液滴も極めて粗大であり、図に示した写真程度の解像度でも液滴として認識できる程度のサイズとなっており、100～数百 μm 程度のスケールの液体が流出していることが分かる。

これに対し、開発品(Developed Injector)では、通電停止後 0.50ms 以降の二次噴射は全く見られない。このことは、開発品の弁バウンドが抑制できており、所期の性能を発揮していることを示している。

2. 5 小括

本章までで述べたように、インジェクタに求められる噴射量制御性、および微粒化性能の向上に向けて、著者はアクチュエータの開発に取り組んで性能向上を達成して来た。噴射量特性の改善に対しては、アクチュエータのシンプル化、磁気回路の短縮、および可動子周囲の燃料通路確保による応答性向上を行い、最小可制御噴射量を25%低減した。

微粒化性能をスポイルする二次噴射の防止に対しては、可動子とニードル弁を別体にした構造により弁バウンスを防止して粗大液滴の排出を抑制した。

次章以降で用いるインジェクタでは、本章で述べた改良型を用いることで、閉弁時に排出される粗大液滴が無い状態での検討を可能にした。

第 3 章 ノズルの数値および微粒化

本章では、実験的および理論的双方のアプローチにより、ガソリン直噴インジェクタにおける微粒化ノズルの数値の解明を目的とした考察と実験結果について論ずる。本章の始めには、試験に用いた計測系について解説した後に、微粒化ノズルの基本的な特性、ガソリン直噴インジェクタの微粒化メカニズムの特徴について述べた上で、微粒化に影響の大きい出口流速の理論的な特性と整理法を述べる。実験的に特性を調べるための試作品について解説した上で、実験結果から得られた特性とその解釈、および考察を行う。

最終的に、本章では微粒化ノズルの幾何学的な特性値を用いることで平均粒径を予測可能とする、本研究の重要な結論の一つを導く。

3. 1 微粒化性能評価に用いる計測器

本節では、本研究が対象とするインジェクタの粒径測定法について記載する。本研究で粒径測定のために用いた実験系は図 3.1.1 に示すようなものであり、燃料タンクの燃料は高圧燃料ポンプによって昇圧され、燃料レール (Fuel-rail) に送り込まれる。高圧燃料ポンプは直噴ガソリンエンジン車に用いられるものであり、5 筒式のものを用いた。燃料配管には容積ピストン式の流量計を備えており、単位時間当たりの流量、および所定の期間の積算流量を測定できるようになっている。

インジェクタは燃料レールの端に取り付けられ、チャンバ内に向かって燃料を噴射するようになっている。燃料の噴射はインジェクタの駆動回路 (Injector Driver) からの電流による電磁弁の開閉によって行うが、駆動回路への信号の入力は PC によって行う。

噴射先のチャンバはエアポンプで空気を吸いだしており、インジェクタを固定した側から空気が導入されるようになっている。これは、前回噴射した噴霧が滞留して測定結果に与える影響を回避する

ための措置である。測定条件であるショットあたり 20 Hz、 25 m m^3 の噴射量の近辺（後に詳述する）では、噴射量を変化させたことによる透過率や測定結果に与える影響が少ないことを事前検討で確認して条件を設定した。この条件での測定は、安定的に当該チャンバ内の燃料を排出できる条件であり、滞留や噴射量の影響で測定結果が左右されにくい条件となっている。

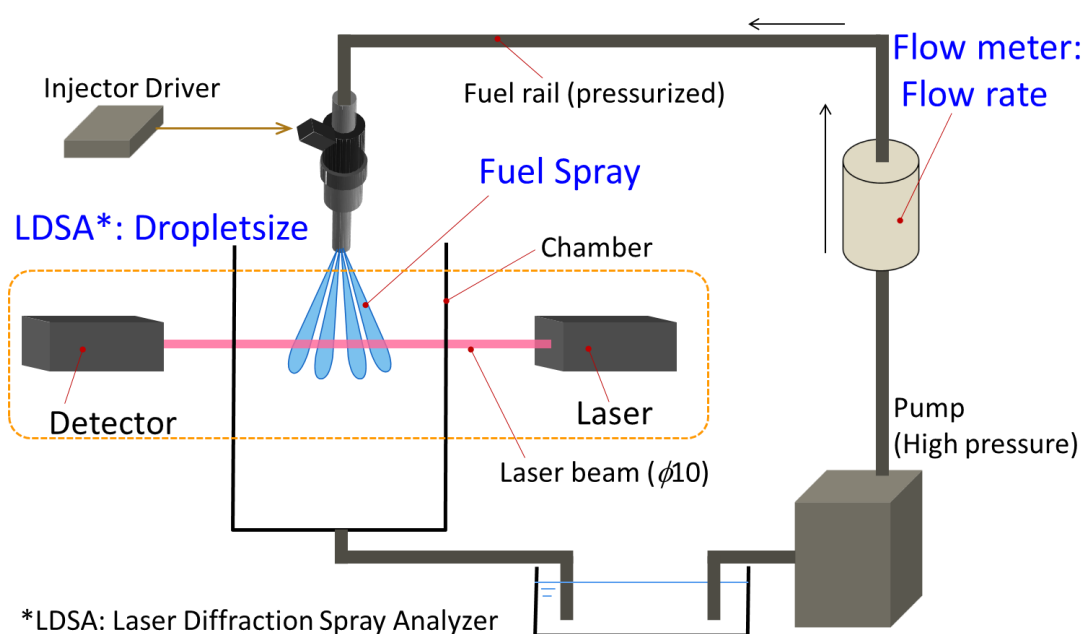


図 3.1.1 噴霧特性評価用に用いた試験装置の構成

試験に用いた燃料は、Shell Chemicals 社の LAWS (Law Aromatic White Spirit) であり、SAE J1832 [57]の中でインジェク向け試験用模擬燃料「Mineral Sprit」に相当する物性のものである。LAWS の特性は、表 3.1.1 に示すとおりである。

表 3.1.1 試験に用いた模擬燃料の物性

LAWS (Law Aromatic White Spirit)

Density	783	kg/m ³	at 15°C
Kinematic viscosity	1.0×10 ⁻²	Pa·S	
Surface tension	23.6×10 ⁻³	N/m	
Boiling point	162 - 192	°C	
Flash point	41-42	°C	
Vapor pressure	1800	Pa	at 50°C
	370	Pa	at 20°C
	110	Pa	at 0°C

使用する粒径測定装置はレーザー回折式の Malvern 社 INSITEC® を使用した。粒径の測定にはいくつか方法があり、インジェクタの粒径測定で特に用いられているのは PDPA (Phase Doppler Particle Analyzer) と LDSA (Laser Diffraction Size Analyzer) であり、前者が位相ドップラ法、後者がレーザー回折法である。

位相ドップラ法 (PDPA) は、レーザードップラ式流速計の送光光学系とほぼ同じものを用いて、散乱光を二箇所から観察した時のドップラ信号の位相差が液滴径と相関があることを利用した粒径測定法である [58]。レーザードップラ法は、2本のレーザーの焦点を交差させて形成するほぼ点状の測定体積内を通過した粒子 (液滴) の速度を測定する点計測法であり、この点は PDPA も同様である。PDPA の利点は、局所の測定体積を通過する一粒ずつの液滴の粒径と流速を同時に測定でき、一粒ずつの特性を把握できるこ

とにある [58]。また、測定点の周囲の液滴による光の減衰が測定結果に影響を与えにくいことも利点である。その一方で、短所としては、検出器の感度の設定に依存して微小液滴からの信号がカットされたり、測定体積中の液滴が通る位置によっては粒径を誤認する可能性があることが挙げられる [58]。また、点計測で液滴の通過を待って行う計測の特性上、統計的に大径液滴が通過し易いため、バイアスの補正が必要となる。

レーザー回折法は、図 3.1.2 に示すように、平行レーザー光束中にある液滴からの Mie 散乱光を集光することで同心円状の回折パターンが観察され、光の回折角度が粒径と相関があることを利用して粒度分布を求める方法である [35]。同心円状の中央付近には大径液滴による散乱光が捉えられ、同心円外側のセンサでは小径液滴の散乱光が補足される。

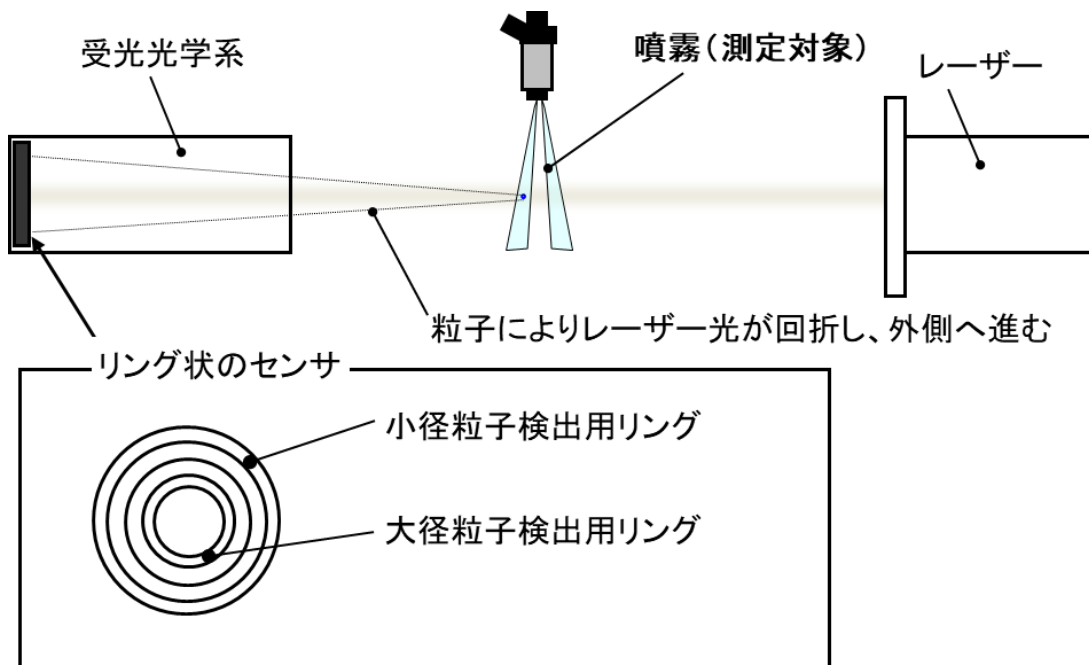


図 3.1.2 粒径測定に用いたレーザー回折法の測定原理回折図

レーザー回折法を用いた機器による粒径計測の長所は、光路中の噴霧の粒径分布を瞬時に測定でき、広範囲な噴霧の全体特性を測定できることである。すなわち、受光系の時間分解能に応じて非定常な測定も可能であることを意味している。一方で、本手法の短所は噴霧濃度が高い場合に多重散乱の影響を受けて誤差が大きくなることであり、適切な濃度の分布を与えなければならない点は PDPA と同様である。PDPA では信号のリジェクトによる統計値誤差の拡大が問題であるのに対し、LDSA では濃度過多による多重散乱による信号誤差の拡大が問題となりやすい。多重散乱の影響を補正する方法は Felton らの方法 [35] や Dodge らによる補正法 [59] がある。

今回用いたレーザー回折法測定装置 Malvern 社の INSITEC® では、測定機製品内部で多重散乱の補正と同心円センサと粒度分布との関連付けを行って粒度分布を求めている (INSITEC® では、古いタイプの LDSA とは異なり、噴霧全体の粒度分布仮定は用いていないため、粗大液滴などがあればその影響による分布形状の変化なども観測できる)。測定は非定常測定も可能であるが、本研究ではまず噴霧の平均的な特性の取得を目的とし、時間平均値としての粒径の測定を行った。

測定においては有効公称径約 $\phi 10$ のレーザービームが、多孔式ノズルの噴霧ビーム中央を通過するようにノズルを設置して測定を行った。すなわち 6 孔の試作ノズルにおいては、そのうち 2 孔からの噴霧ビームがレーザービームを通過する位置関係で測定を行っている。この測定は、噴霧が有している主要な液滴が全てビームを通過する条件であると考えられる。

粒径測定装置としてレーザー回折式を用いる場合には、適切なレーザー透過率となる測定条件が必要である。適切な噴射条件を異なる噴射率 (静的流量) や圧力に対して行うために、噴射は静的状態ではなく間欠噴射を行わせて 1 回あたりの噴射量が一定となるように噴射パルス幅を設定して粒径測定を行った。間欠噴射では噴射の

周波数と噴射パルス幅を設定する必要がある。安定して透過率が測定可能範囲に収まる条件として、噴射周波数 20 Hz、1 回あたりの噴射量は 25 mm³ となるように設定して測定を行った。また、測定位置は噴射孔下 35 mm の位置とした。この噴射パルス幅、噴射頻度、および測定位置での計測においては、噴霧の空間密度が測定機器の内部閾値を越えてエラーとされない位置であると共に、噴霧の未到達・未通過や滞留噴霧の影響が大きくなる位置であることを、使用する燃料圧力の範囲で確認した上で設定した（噴射量を大きくすると高い燃料圧力では滞留噴霧の影響で透過率が低下するケースがあり、噴射量が小さい場合には噴霧の通過が正しく判定されずに測定値として明らかに著大な粒径のみが検出されるケースがあるため、至適値となる噴射量値を探索して決定した）。また、この測定位置は、典型的なガソリンエンジンにおける噴射孔とエンジンシリンダの中心位置距離に近い距離でもある。

3.2 微粒化メカニズムと直噴インジェクタの性質

多孔ノズルにおける微粒化機構は、単孔噴霧の形態 [20] が基本となる。多孔ノズルでは複数の噴射孔があることによる相互作用や、噴霧を形成する液柱同士の干渉の影響など因子として考えられるが、特にガソリン直噴用インジェクタにおいては図 3.2.1 に示すように微粒化は噴射孔直下で分裂し、噴射方向の軸中心は互いに外側を向いているために、互いの噴射速度で衝突しようとすることはない。更に下流では噴霧自体が起点となって誘起するエントレインメントによって液滴は混ざり合うものの、互いに衝突するような現象は支配的ではないと考えられる。このため、基本的な微粒化特性を調べる上では単孔噴霧の微粒化形態から考察を行うこととした。

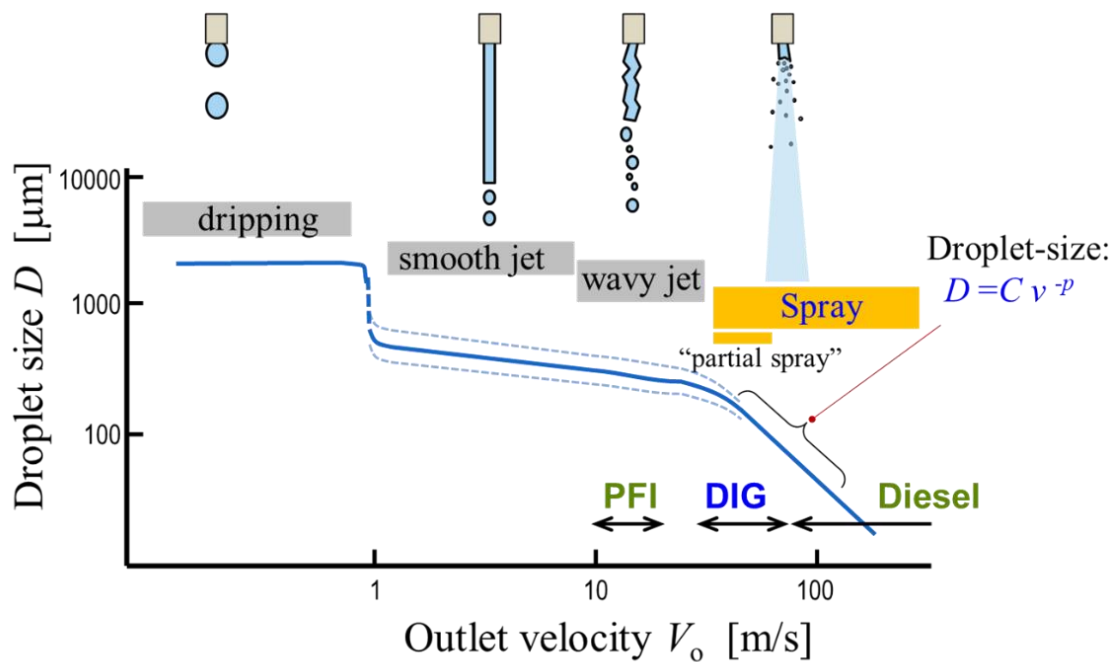


図 3.2.1 粒径と速度、および微粒化形態の関係

(倉林による粒径・流速の関係の関係図 [20] を模式図とし、分裂形態の模式図および内燃機関用噴射弁の速度域を付記したも

単孔微粒化での噴霧の形態は、噴射孔出口での液体の平均流速で整理できることが広く知られている [20] [60]。図 3.2.1 は単孔微粒化における流速と平均粒径との関係として知られている倉林らの報告 [20] に対して、エンジン用の燃料噴射弁に使用する流体の物性とインジェクタに求められる流量、および実際の粒径とを当てはめた模式的なグラフである。

横軸は流速であり、流速が極めて小さいような領域では噴霧とはならず、表面張力と滴下が生じる重力(体積)とで粒径が決まるドリッピングとなる領域であり、「ジェット」と飛ばれる状態は 1 m/s 程度以上の流速域で生じる。

ポート噴射式のガソリンエンジンで用いられる $0.3\sim 0.6\text{ MPa}$ の燃料圧力で得られる噴孔出口流速は概ね $10\sim 30\text{ m/s}$ 前後であり、噴射孔から流出した液柱は即座には微粒化せず、液柱の状態で飛翔しながら変形し、分裂に至る形態をとる。この領域での粒径の大小は流速に対する感度は緩やかであり、粒径は微粒化形態の影響を大きく受ける。すなわち、噴孔から流出する際の液体の形状や、液柱内の流体が有している速度成分分布による変形、および噴射後の液柱同士の干渉などが最終的に到達できる粒径に対して大きな影響を持つ。このため、この流速域にあるインジェクタのノズルは、噴流衝突式やスワール式、微細多孔式など、初期の液膜・液柱形成や、分裂前や一次分裂後の比較的大きい液体同士の干渉の回避などを工夫したものが多くなる。

ガソリン直噴エンジンでは、噴射圧力のレンジが数 $\text{MPa}\sim 30\text{ MPa}$ 程度と比較的高圧になる [3] (ガソリン圧縮自着火エンジンなどでは更に高圧のものが用いられる場合もある [61])。流速は $50\text{ m/s}\sim 150\text{ m/s}$ 超に達し、分裂形態の分類は噴出直後から液滴に分裂する完全噴霧に近くなる。この分裂形態の速度領域では、流速の増加に対して対数グラフ上でほぼ直線的に粒径の微細化が進む形態をとる。流速が 200 m/s を超えるディーゼルインジェクタの領域もこの完全噴霧に分類される。この領域は、平均流速による

微粒化が支配的となってくる領域である。

このように、本論文が対象とするガソリン直噴インジェクタの噴孔出口流速の速度域は、粒径に対して平均流速が支配的となっていく領域である。

3.3 ノズル寸法と微粒化の理論的考察

本論文で取り扱うマルチホール（多孔）式ガソリン直噴エンジン用インジェクタの噴射孔周辺の構造は、2.3節にて述べた通りである。本節では、ノズルの噴射孔（オリフィス）とその周囲の寸法が微粒化に及ぼす影響を考察する。図 3.3.1 は、噴射孔周辺の拡大図に、各寸法を図示したものである。本節で用いる数式の記号類はこの図 3.3.1 に記載のものを用いる。

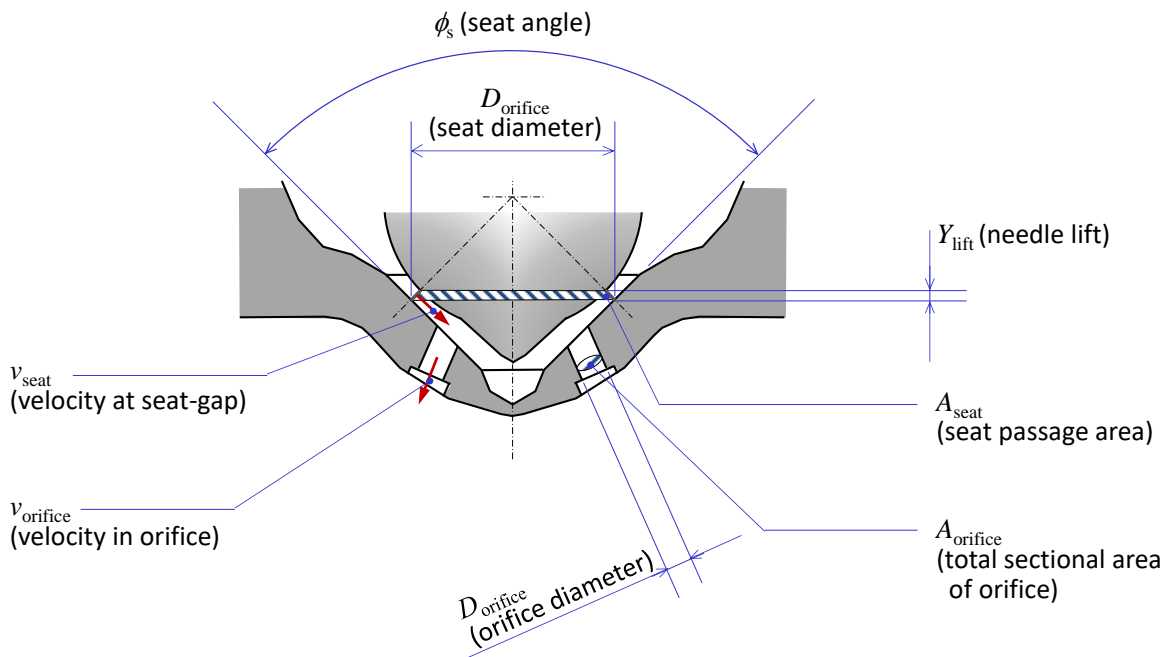


図 3.3.1 ガソリン直噴用インジェクタの噴射孔（オリフィス）
近傍の設計ディメンション

噴射孔はシート角度 ϕ_s の円錐面に複数穿孔されており、その噴射孔より上流にバルブシート（弁座）がある。ニードル弁は先端の一部に球面が設けられており、円錐面バルブシートとの間で直径 $D_{orifice}$ の円形の線接触部を形成する。ニードルバルブは開弁時にストローク（リフト量） Y_{lift} だけ変位してバルブシートとの間に隙間を形成するようになっている。

ここで、図中でハッチングして示したギャップ部の流体通路としての通路断面積は、ギャップ部（シート部）の流路断面積 A_{seat} 、噴射孔の総通路断面積 $A_{orifice}$ として式(1)で与えられる。ここで D_{ball} はニードル弁の球面部の球径である。また、式(2)で示されるシート面積比 K は、ギャップ部と噴射孔の通路断面積の比であり、多孔式ノズルの特性を示す幾何学的パラメータである。

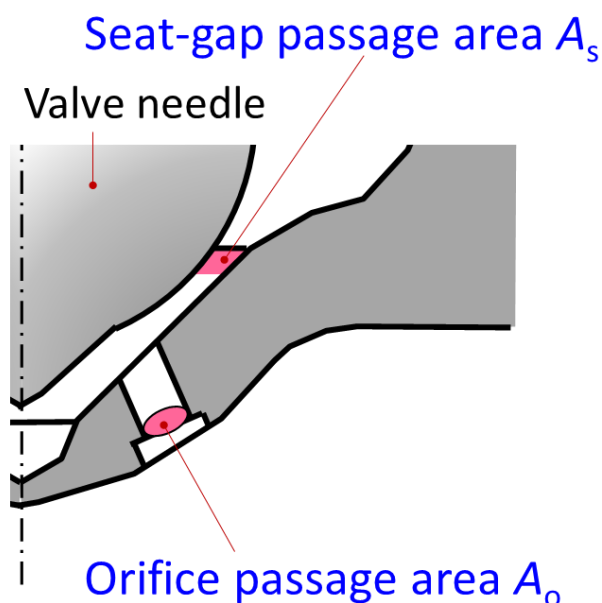


図 3.3.2 インジェクタノズルのシート部ギャップ、およびオリフィスの流体通路面積部位

$$A_{seat} = \pi D_{ball} \cdot Y_{lift} \cdot \cos\left(\frac{\varphi_s}{2}\right) \cdot \sin\left(\frac{\varphi_s}{2}\right) \quad , \quad A_{orifice} = \frac{\pi \cdot N \cdot D_{orifice}^2}{4} \quad (1)$$

$$K = A_{seat} / A_{orifice} \quad (2)$$

燃料はバルブシート部を經由して総断面積 $A_{orifice}$ の噴孔に至るが、概ね図 3.3.2 に示すバルブシート部 A_{seat} での流速 v_{seat} か、噴射孔 $A_{orifice}$ での流速 $v_{orifice}$ のいずれかが全燃料流束の中で最大となる。

流体は連続体であることから、各流路断面での流量は同一であり、すなわち断面積と流速の積はどの流路断面でも一定であることから式(3)が成り立つ。

$$A_{seat} v_{seat} = A_{orifice} v_{orifice} \quad (3)$$

この式(3)の連続の式と、式(2)のシート面積比 K とを用いると、流体通路各断面での流速の関係は式(4)のように表せる。

$$v_{seat} = \frac{A_{orifice}}{A_{seat}} v_{orifice} = \frac{1}{K} v_{orifice} \quad (4)$$

次に、幾何学的な関係だけでなく流体力学的な関係に注目して圧力と流量との関係を考える。バルブシート上流の燃料圧力 P_f と大気圧 P_0 の間の圧力差を考えると、 λ_1 、 λ_2 をそれぞれ噴射孔とバルブシートでの圧力損失係数として、式(5)のように表すことができる。燃料圧力 P_f は、一般的には燃料レールの圧力と同一である。

一般的な直噴ガソリン用インジェクタにおいては、例えばオリフィス（噴射孔）の総断面積は、配管やインジェクタ内部の殆どの断面積は大きい場合でも 0.3 mm^2 のオーダーである。これに対し、他の流体通路断面積は最も小さい部分でも断面積 2 mm^2 程度以上が設けられているのが通常であり、燃料配管などは更に 1～2 桁大

きい断面積となっている。流体の圧力損失が速度の2乗で生じることを考えると、配管やインジェクタ内部構造物による圧力損失は概ね無視できる。

$$P = P_f - P_0 = \frac{1}{2}\rho v_{\text{orifice}}^2 + \frac{\lambda_1}{2}\rho v_{\text{orifice}}^2 + \frac{\lambda_2}{2}\rho v_{\text{seat}}^2 \quad (5)$$

式(5)は、圧力差 P によるエネルギーを、噴射孔（オリフィス）出口で流出する密度 ρ の燃料の運動エネルギー $\rho v_{\text{orifice}}^2/2$ と、噴射孔での流速の二乗に比例する圧力損失 $\lambda_1 \rho v_{\text{orifice}}^2/2$ と、バルブシート部でやはり流速の二乗に比例する圧力損失 $\lambda_2 \rho v_{\text{seat}}^2/2$ との和で表したものである。

この式(5)に示された関係と、式(4)で表されるオリフィス部とシート部の流速間にある幾何学的な関係とを用いると、圧力差 P と噴射孔での流速 v_{orifice} との間関係は次の式(6)のように表現できる。すなわち、式(6)によれば、ノズル部における圧力差 P は、損失係数 λ_i と、ノズル設計上の幾何学パラメータであるシート面積比 K をもちいて出口流速との関係を記述できることになる。

$$\frac{2P}{\rho} = \left(1 + \lambda_1 + \frac{\lambda_2}{K^2}\right) v_{\text{orifice}}^2 \quad (6)$$

出口流速 v_{orifice} は、式(6)から v_{orifice} を求解する形に変形して、式(7)を得る。この式は、単位時間当たりの流量（静的流量 $Q_{\text{st}} = v_{\text{orifice}} A_{\text{orifice}}$ ）と燃料圧力差 P との間に $Q_{\text{st}} \propto \sqrt{P}$ が認められ、この比例係数が圧力損失係数とシート面積比 K によって表現できることを意味している。

$$v_{\text{orifice}} = \sqrt{P} \cdot f(K) = \sqrt{P} \cdot \left(\frac{2}{\rho}\right)^{0.5} \left(1 + \lambda_1 + \frac{\lambda_2}{K^2}\right)^{-0.5} \quad (7)$$

この式(7)は、圧力損失係数 λ_1 、 λ_2 が定まっていると、噴射孔での流速は燃料圧力（正確には燃料圧力と雰囲気圧との差） P が決まると、噴射孔での平均出口流速 v_{orifice} は噴射ノズルの幾何学的パラメータであるシート面積比 K で決まってしまうということを意味している。また、噴射孔出口の総断面積も幾何学的パラメータであることから、噴孔出口流速 v_{orifice} と噴孔総断面積 A_{orifice} との積によってインジェクタの単位時間当たりの流量（静的流量）も、 K と A_{orifice} との設計によって決ってしまうことを意味している。シート面積比 K がノズルの特性を決し得る重要なパラメータであるのは、このためである。

3.4 試作・実験による平均粒径の予測法

前節までで、噴射孔出口における平均流速を定式化してきた。すでに前章で示してきたように、ガソリン直噴インジェクタの流速域では粒径と噴射孔出口流速との間には一定の関係がある。

本研究では、この平均流速から噴霧の平均粒径を予測可能とするために、実験的なアプローチを採った。本節ではその関係を求めるために試作したインジェクタノズルの寸法を複数準備して試作した。粒径の測定は、本章でも開設したレーザー解説法を用いて行った。

表 3.4.1 は用意した試作品の寸法のうち、噴射孔出口流速を決める寸法を整理したものである。ストロークはニードル弁のリフト量 Y_{lift} であり、式(1)で示したようにシート部流路断面積 A_{seat} を定める幾何学パラメータである。また、噴射孔径 D_{orifice} は噴射孔出口総断面積を決める幾何学的パラメータであり、試作品における噴射孔数はいずれも 6 である。また、試作品のシート角 ϕ_s は 90° 、バルブ球面の球径は SR2.0 である。

これらの試験用の試作品では、一般的なガソリン直噴エンジン用インジェクタが使用する噴射孔径の範囲として $D_o=0.15\sim 0.25\text{ mm}$ をとり、また同様に一般的に採りうる弁ストロークの範囲として $25\sim 101\ \mu\text{ m}$ の物を製作した。弁シートを構成する部品の厚さを一定としているので、噴孔径 D と噴孔長さとの比 L/D は約 0.5 から 1.3 までのオリフィスを含んでいる。前述のシート面積比 K は $0.5\sim 2.3$ の範囲として、噴射孔出口での流速範囲が十分大きく取れるように試験用の試作品を製作した。

表 3.4.1 検証用に試作したノズルの仕様

Nozzle #	Stroke Y lift [μm]	Orifice Dia. Do [mm]	Seat Area A seat [mm^2]	Orifice Area A orifice [mm^2]	Area ratio K [-]
#1	0.025	0.15	0.08	0.106	0.74
#2	0.077	0.15	0.24	0.106	2.28
#3	0.042	0.20	0.13	0.188	0.70
#4	0.083	0.29	0.26	0.396	0.66
#5	0.047	0.25	0.15	0.295	0.50
#6	0.064	0.25	0.20	0.295	0.68
#7	0.083	0.25	0.26	0.295	0.89
#8	0.101	0.25	0.32	0.295	1.08

実験は燃料圧力を変化させながら行い、試作したノズルによる噴霧のザウタ平均粒径 D_{32} (Sauter Mean Diameter, SMD) を測定し、図 3.4.1 のような結果を得た。ザウタ平均粒径は、液滴の総体積を総表面積で除して得られる、長さのディメンションを持った粒径の代表値である。噴霧の気化では表面積の割合が物理的に意味を持つことから、このザウタ平均粒径を代表値として検討を進めた。

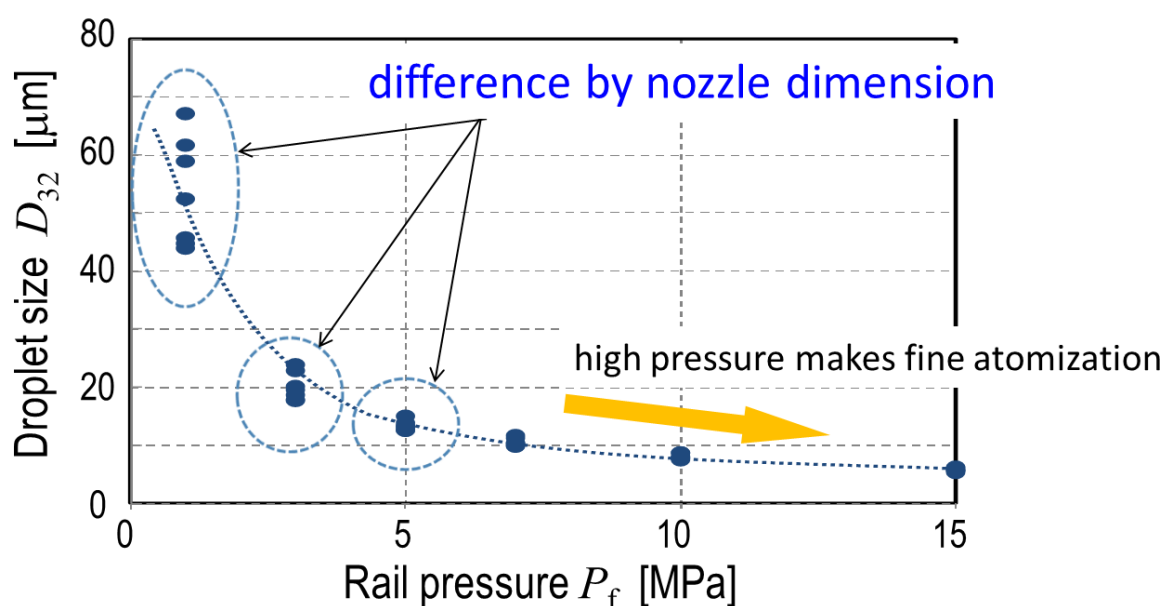


図 3.4.1 試作ノズルによる試験結果の燃料圧力による整理結果

燃料圧力によって粒径を下げうることは一般に知られていることであり、これは第 2 章で解説した流速による微粒化が図られるからである。図 3.4.1 の傾向はこの傾向を圧力で示したものであるが、噴射孔での流速は噴射ノズルの設計に依存している。このため、同一の燃料圧力であっても異なる粒径が計測される結果となっている。すなわち、 K の選定や A_{orifice} の選定によって流量や噴孔内での圧力損失が異なっており、圧力だけではインジェクタのノズル設計によ

る噴霧の良し悪しを議論することができない。

そこで、試作したインジェクタの噴射量測定値と噴射孔の幾何学的面積とから出口流速 v_{orifice} を求め、流速と粒径との間を整理したのが図 3.4.2 である。インジェクタの噴射量からは単位時間当たりの流量である静的流量（単位 cc/s）が求まり、この値を噴孔総断面積で割ることによって噴射孔出口での流速を知ることができる。

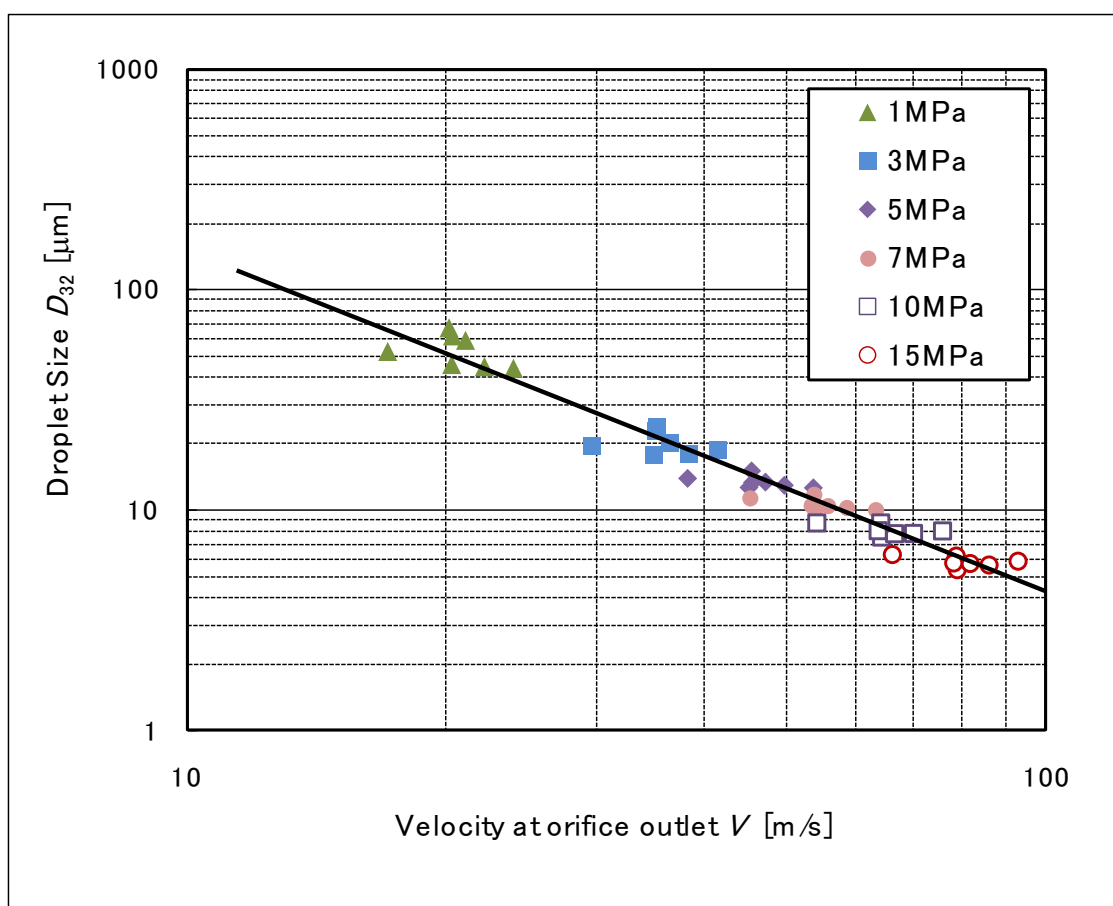


図 3.4.2 試作ノズルによる試験結果（ザウタ平均粒径）の噴射孔出口流速での整理結果

図 3.4.2 のように、横軸を流速として示すことによって、測定誤差に伴うばらつきはあるものの、噴射孔の設計の差異に伴う噴孔出口流速の変化に基づく流速の差異を加味した粒径(SMD)の整理ができる。両対数のグラフ上において概ね直線上にプロットできることから、棚澤らの実験式 [20][67]で示されている、粒径と流速との関係が指数関数によって整理できるという単孔圧力微粒化での関係が、直噴ガソリンインジェクタにおいても成立し得ることが示された。

この関係はすなわち、指数 r と係数 C を定数として、式(8)のように表せる。

$$D_{32} = C v_{\text{orifice}}^{-r} \quad (8)$$

ガソリン直噴インジェクタとして設計したマルチホールノズルで、燃料として LAWS を用いた場合の D_{32} を算出するための定数 r, C の値 C_{32}, r_{32} は、それぞれ次のようであった。この式における粒径の単位は μm 、流速の単位は m/s である。

$$C_{32} = 5.5 \times 10^3$$

$$r_{32} = 1.5$$

ザウタ平均粒径のほか、これらの指数・係数による噴射孔出口流速と粒径との関係のアナロジーが同様の他の代表粒径指標に対しても成立するとの仮説についても検討した。粗大液滴の粒径の代表指標である 90% 累積体積粒径 D_{v90} について、出口流速の測定結果を整理したものが図 3.4.3 である。図 3.4.2 に示した D_{32} と比較すると D_{v90} の値は大きくなっているが、グラフの傾きを示す指数 r の値は 1.5 のまま変わっておらず、平行移動した形となっていた。

本研究で用いたガソリン直噴インジェクタにおける D_{v90} を予測するための指数 r_{v90} 、および係数 C_{v90} はそれぞれ次のような値であっ

た。

$$C_{v90} = 2.4 \times 10^4$$

$$r_{v90} = r_{32} = 1.5$$

90% 累積体積粒径 D_{v90} は、多数存在している液滴の粒径の確率密度分布を粒径の小さい側から積分して累積していく時に、全体の体積の 90% の累積となる時点の粒径であり、総体積と総表面積の比で表されるザウタ平均粒径 D_{32} とは物理的意味が大きく異なる指標である。この D_{v90} で示される粒径より大きい液滴が体積比率で 10% 存在することを意味する指標であり、一般的には粗大液滴の存在度合いを示す指標として利用される場合が多い。

このように物理的な意味合いが大きく異なる代表粒径指標に対しても、広く知られた実験則をベースとした粒径と噴孔出口流速のアナロジーが変わらず適用できることをこの実験結果は示しており、直噴ガソリンインジェクタのノズルによる液滴の分裂形態では、概ね体積 10% の粗大液滴を形成するメカニズムと、全体の液滴を形成するメカニズムとが概ね同じであることを実験結果が示唆している。

分裂形態や速度域が異なるインジェクタで、上記の関係式が常に成り立つかどうかはこの実験結果だけでは断定できず、 D_{32} と D_{v90} の予測における噴射孔出口流速と粒径との関係を示す指数が一致するという実験結果を異なる分裂形態のノズルに適用しようとする場合には慎重な吟味が必要である。その一方で、出口流速の速度域が速度依存となる多孔式ガソリン直噴インジェクタの速度域においては、燃料圧力やシート面積比 K を変動させた試験範囲において、ザウタ平均粒径と 90% 累積体積粒径とを同じアナロジーで扱ってよいことを本節の結果は示していると考えられる。

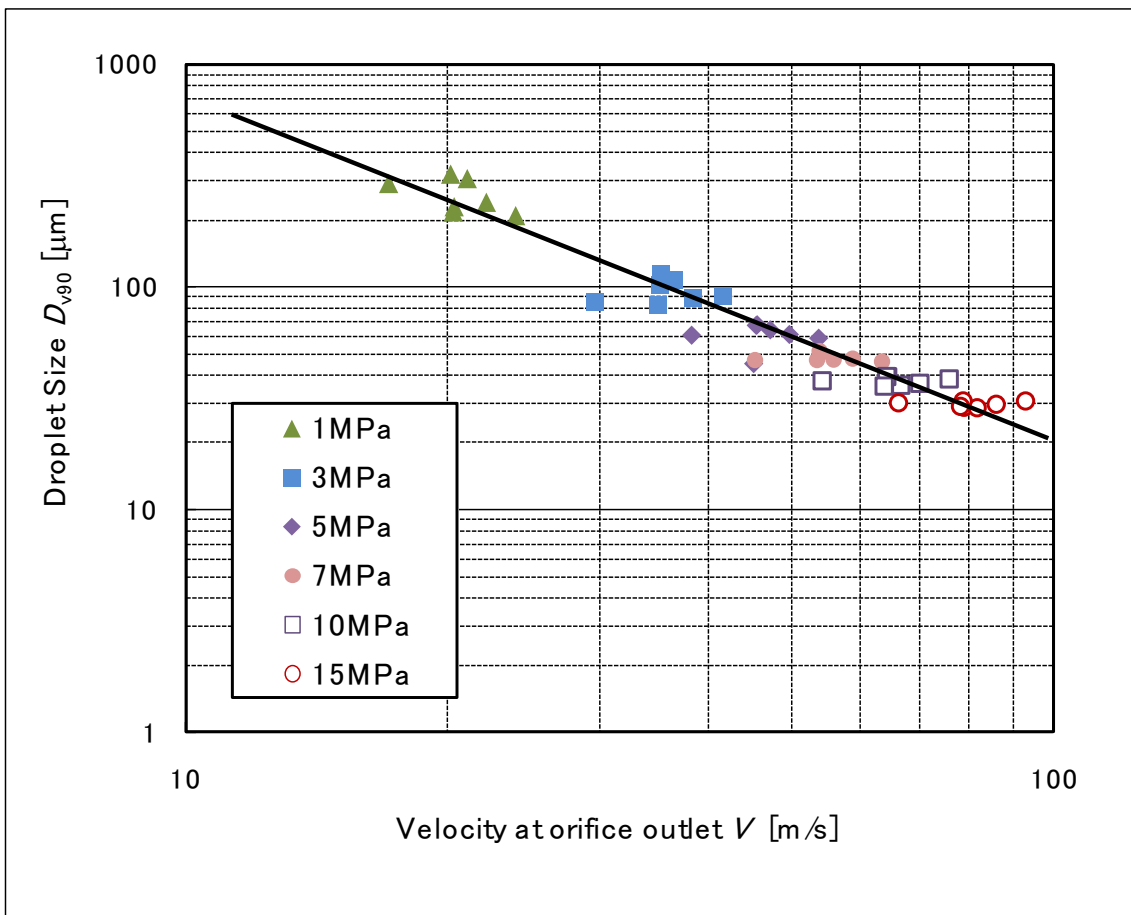


図 3.4.3 試作ノズルによる試験結果（90%累積体積粒径）の
噴射孔出口流速での整理結果

ここまで得られた粒径と流速の関係を示す指数 $-r$ の値 $r=1.5$ という値は、過去の研究で知られる値よりもやや大きい。出口流速による粒径の整理は、古くは棚澤らによって水を単純な噴孔から圧力で噴射した場合の棚澤の式があり、この式では $r=1.0$ と示されている。また、この時のデータを倉林らがプロットしたグラフから読み取ると $r \approx 0.8$ 程度のデータがプロットされている[20]。また、同じプロット上にある倉林らの実験データには $r \approx 1.15$ から 1.45 程度の傾きが読み取れ、本研究に近い値が示されている。倉林らによれば、この平均流速と粒径との関係を示す指数の値はノズルの入口 R や噴射孔長さによって変化するとしているが、適切な縮流率を用いて同定した平均流速を用いることで、ノズルの形状には依存しないことを示している[20]。

同様の整理はガソリン直噴インジェクタよりも更に 10 倍程度圧力の高いディーゼル噴霧でも報告があり、たとえば西浦・千田らによる近似式では圧力に対して -0.18 乗、すなわち $r=0.36$ に相当する記載[68]があり、今回の本研究の結果よりもかなり小さい値となっている。

空気とのせん断が支配的となる空気微粒化においては、棚澤・抜山の式[20][60]によって指数 r に相当する値として 1.0 が、衝突微粒化による液膜微粒化では 0.5 が[20]、渦巻式による液膜微粒化では 0.5 が[20]報告されている。

物理的には、慣性力が支配して運動エネルギーが全て表面積の拡大に使われる場合には液滴径を代表長さにとったときのウェーバ数が $We=12$ となるまで液滴は分裂する。この場合、初期の流速 v に対して液滴は粒径 $D = We \cdot \sigma v^{-2} / \rho$ で与えられる。すなわち慣性支配の領域では指数 r は 2 であり、この値が流速に対する微粒化度合いの傾きの限界を示している。

棚澤らの式や倉林らのプロットではこれよりも小さい $0.8 \sim 1.45$ (読取値) の指数が示されており、液滴の分裂が必ずしも慣性

支配ではなく、運動エネルギーが表面積拡大以外に散逸した結果が示されているものと考えられる。

分裂に至る液滴の運動を考えると、粒径が小さい場合には流速に比例して液滴径には依存しない粘性（周囲気体の粘性や液滴内部の粘性）が、液滴径の3乗比例である運動エネルギー（慣性）に対して支配的となり、エネルギーの散逸は液滴径が小さくなると著しく大きくなると考えられる。超高圧のディーゼル噴霧で指数 r が小さく測定されている[68]のはこのエネルギー散逸の度合いが、既往研究にある水噴霧や本研究におけるガソリン直噴エンジン向けの噴霧とは異なっていたことに影響した可能性が考えられる。

微粒化に関するエネルギー効率（微粒化効率）は、投入したエネルギー（圧力から生じた流速による単位体積当たりの運動エネルギー $\rho v^2/2$ ）と単位体積当たりの表面エネルギー増加に用いられたエネルギー $6\sigma/D_{32}$ との比によって求められる（ D_{32} はザウタ平均粒径）。本研究で用いた指数 $r=1.5$ のノズルの微粒化効率は燃料圧力 5MPa で 0.27% 、 10MPa で 0.16% となっており、燃料圧力が高い条件で微粒化効率が低くなっていた。既往研究で報告のある指数 r が 0.36 であった超高圧のディーゼル噴射弁を用いた単孔微粒化の事例では、模擬燃料としてトリデカン ($\text{nC}_{12}\text{H}_{28}$) を用いた $40\sim 120\text{MPa}$ での噴射で $0.022\sim 0.010\%$ 程度の微粒化効率[68]であり、高圧で径の小さい噴射孔を用いた条件で微粒化効率が下がる傾向が見られる。このように、圧力が高い条件では慣性支配の条件からの乖離が大きくなっている可能性があり、本研究が対象とした直噴ガソリンエンジンの流速域は比較的微粒化効率が高い領域にあった可能性が考えられる。

測定方法についても、各研究で用いられた計測方法が違うことにも留意する必要がある。棚澤らの研究や倉林らの水噴霧のプロットには液浸法が用いられており、西浦・千田による超高圧ディーゼル噴霧の測定には高解像度の直接撮影法が用いられている。本研究は

レーザー回折法による時間平均値を用いており、それぞれ測定している粒径分布の意味が異なっていることには注意を要する。

液浸法では、流速に無関係に受け止められた液滴が測定対象となっているのに対し、直接撮影法では飛翔している噴霧を空間に固定してカウントしている。粒径と流速には相関があるため、粒径の小さい液滴ほど写真の写野に入ってくる確率が高まり、したがって直接撮影法では噴射された全ての液滴を対象とした場合と比較して粒径が小さい側に測定バイアスが生じている。一方で、液浸法ではこうしたバイアスはないものの、粒径が過小で液体中に貫徹せず表面に浮いた液体は測定対象外となる。すなわち液浸法では微小液滴がカウントされない側にバイアスが生じていると考えられる。

レーザー回折法は瞬間的な数値を取得することもできるが、本研究で用いた時間平均を用いる方法では液浸法に近い数値が計測されているものと考えられる。しかしながら、微小液滴についてはセンサの感度、多重散乱の影響を受けているとも考えられ、測定結果を他の計測方法と比較する場合には注意を要する。

したがって、指数 r についてはあくまでも本研究における実験値を示したものであり、圧力域、燃料の種類、測定方法などによって変化する可能性のあるものであることに注意を要する。

3. 5 ノズルの設計因子と平均粒径の予測

本節では、前節までの流速と粒径との関係とから、ノズル設計上の形状因子であるシート面積比 K と平均粒径 D_{32} とを関連付け、ノズル設計における平均粒径の予測手法をまとめる。

ノズルの形状と出口流速との間の関係は 3. 3 節で示した式(7)のようになり、すなわち圧力損失係数 λ を同定することで出口流速は圧力 P の関数として記述でき、パラメータはシート面積比 K であった。

一方で平均粒径 D_{32} は、3. 4 節で示した式(8)のように平均流速の関数として記述でき、その関係の定数 r , C も本研究における測定系と使用燃料の範囲では同定されている。

そこで、理論的な考察に基づく式(7)による出口流速 v_{orifice} の式を、実験的に求めた粒径 D_{32} を示す式(8)に代入することで、平均粒径の予測がノズルの設計パラメータ K を用いた燃料圧力 P の関数として表現することを試みた結果が式(9)である。

$$D_{32} = C \left\{ \left(\frac{2P}{\rho} \right)^{0.5} \left(1 + \lambda_1 + \frac{\lambda_2}{K^2} \right)^{-0.5} \right\}^{-r} \quad (9)$$

この式(9)は、ガソリン直噴インジェクタにおける平均粒径 D_{32} を、ノズル設計の幾何学的定数であるシート面積比 K によって予測可能であることを示す関係式である。式(9)においては、 ρ が物性値、 λ_1, λ_2 が圧力損失係数、 r, C が実験的に導出されるべき定数であり、変数は圧力差 P のみとなる。したがって、圧力損失が噴射孔とシート部の狭隘隙間に依存し、平均粒径が噴孔からの流出速度によって決するというモデルにおいては、平均粒径 D_{32} と圧力差 P との関係は、ノズルの設計パラメータであるシート面積比 K によって記述できるということを示している。すなわちこの式(9)は、特定のインジェクタにおいて圧力損失係数 λ_1, λ_2 が決定され、燃料種などの影響を受ける r, C が決定されてしまえば、あとは微粒化ノズ

ルのパラメータであるシート面積比 K を用いて噴霧の平均的な微粒化度合いを決することができることを意味している（※実際のノズルの設計では静的流量や、弁ストロークの設定に伴う動的流量特性を考慮しながら K の値を決めることになる。また、式(9)はあくまでも平均的な特性を示したものであるなので、より詳細な噴霧の質としての粒径分布を設計するためには、後述する粒径分布の設計法を用いて検討する必要がある）。

式(9)を実験的に確かめていくために、ここではまず3.4節で試作したノズル群の測定データを用いて係数の導出を行い、3.3節の式(7)が妥当であることを確かめた。

3.4節にて得られた実験データである各燃料圧力での静的流量 $[cc/s]$ の値を噴射孔断面積 $[mm^2]$ で除してから噴孔出口流速 $[m/s]$ を求め、シート面積比と出口流速との関係を再整理して今回の設計におけるインジェクタの λ_1, λ_2 を最小二乗法によって導出した。この結果、圧力損失係数は $\lambda_1 = 2.5, \lambda_2 = 1.5$ という値であった。

この λ_1, λ_2 はインジェクタの設計に依存すると考えられる。式(7)の導出に用いたモデルは、本来噴射孔の入口や内部で生じる圧力損失を合算し、あるいはシート部での流路面積縮小の過程などを含めて λ_1, λ_2 に集約して表現したモデルである。噴射孔の入口はその上流側が弁体と近接しており、またシート部の流路面積縮小の度合いはシート角度や弁体形状の影響を受ける。したがって λ_1, λ_2 は、シート角度やシート円直径、あるいは噴射孔上流の弁体形状などの影響を受ける定数であると考えられ、インジェクタの設計を大きく変える場合には改めて同定する必要がある定数と考えるべきである。

図3.5.1は、設計上のシート面積比 K と得られた噴射量から求めた噴孔出口流速 v_{orifice} との関係を整理した実験結果のグラフである。縦軸の流速 v_{orifice} は圧力差（燃料圧力） P の平方根に比例することから、 \sqrt{P} で除して正規化してある。図中の実線は式(7)と同定した λ_1, λ_2 を用いて描いた噴孔出口流速の予測値であり、プロットは実

験によって得られた流量から算出された噴孔出口流速の値である。なお、このプロットには、流速の予測結果が適切であることを示す目的で、表 3.4.1 で示した粒径実験用の試作品の他に、同様の弁体形状とシート部形状を有するインジェクタによる結果を加えて示してある。

シート面積比 K を大きく取ることにより、噴射孔出口での平均流速が増加する様子が図 3.5.1 には示されており、実験結果と予測値とも比較的良い精度で一致していることから、式(7)による出口流速の予測は一定の妥当性を有しているものと考えられる。

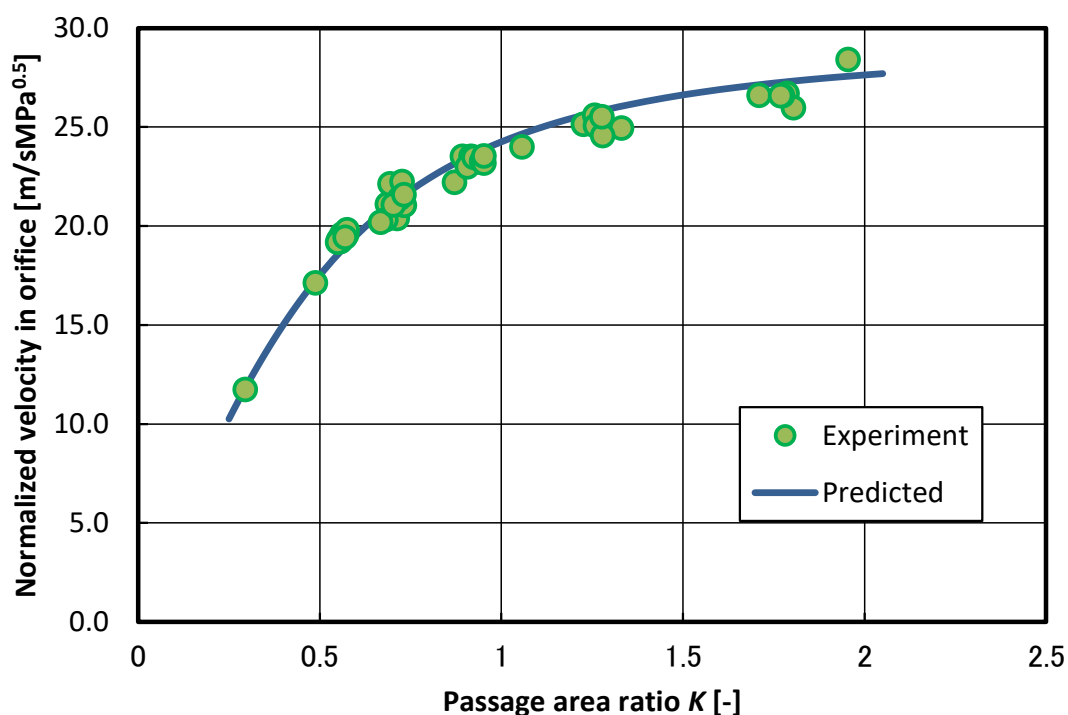


図 3.5.1 正規化した噴孔出口流速のシート面積比による整理結果

平均的な粒径の代表指標である D_{32} や D_{v90} を予測する式である式(9)の妥当性確認に向け、式(7)で確かめられたシート面積比 K と正規化噴孔出口流速と $v_{\text{orifice}}/\sqrt{P}$ との関係と、式(9)による平均粒径の関係、および3.4節で示した平均粒径の測定結果とから、式(9)による粒径の予測値と実験的な平均粒径の値の関係をプロットしたものが図3.5.2である。

図に示されているように、シート面積比 K を用いて予測される代表粒径 D_{32} や D_{v90} の値は実験値とよく一致していた。以上の結果から、直噴ガソリンインジェクタにおいては、代表粒径 D_{32} や D_{v90} を決定づける重要な設計パラメータはシート面積比 K であり、この値を用いて設計したノズルの粒径は燃料圧力 P の関数として式(9)を用いて予測可能であることが示された。

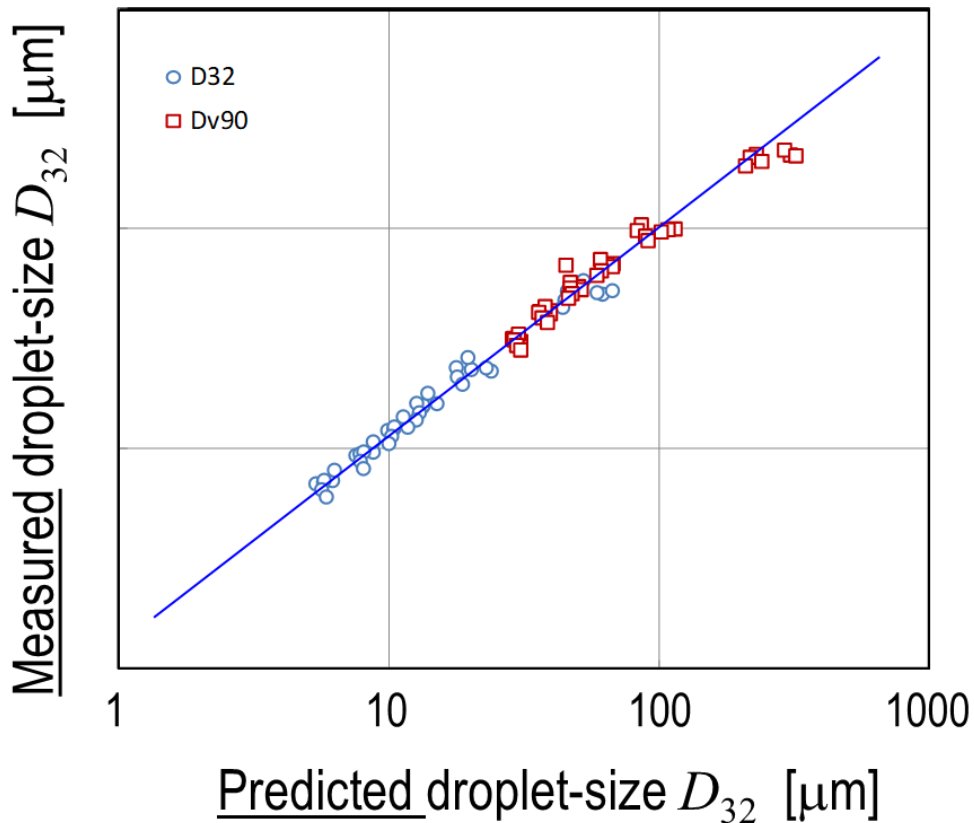


図 3.5.2 平均粒径の予測結果と測定結果の対比

3.6 小括

この第3章での理論的な噴射孔での平均出口流速に関する考察と、実験による流量および粒径の測定結果、および広く知られている粒径と流速との関係を示すアナロジーとを用いることで、直噴ガソリンエンジン用インジェクタノズルについて、以下の結論を導いた。

- (1) 噴射孔出口での平均流速はノズルの形状パラメータであるシート面積比 K を用い、燃料圧力 P の関数として予測可能である。
- (2) 噴霧の代表粒径 (D_{32} および D_{v90}) は双方とも、噴射孔出口流速で整理でき、流速の -1.5 乗に比例する。
- (3) 上記(1)(2)の結果から、噴霧の代表粒径は (D_{32} および D_{v90})、シート面積比 K を用い、燃料圧力 P の関数として予測可能である。

上述の(1)~(3)の結論によって、噴霧全体の平均粒径、および粗大液滴を生じる度合いの予測も同じ指数を用いて予測が可能であることを示した。

また、(3)の結論によって、噴射ノズルの寸法のうち噴霧粒径に大きく影響する寸法パラメータがシート面積比であることが判明した。

次章では、この性質を利用した噴霧の粒径分布予測手法への拡張について詳述する。本章において、(3)で得られたノズル設計寸法と平均粒径との間の関係が明らかとなったことにより、この粒径分布予測手法への拡張を特定条件ではないより一般的なものとして確認するための試験用ノズルの設定指針につながった。

第4章 粒径分布予測への拡張の方法論

本章では、第3章で示した平均粒径の予測手法が、粒径分布の予測手法へと拡張できることを示す。まずこの拡張の必要性和工学的な意義を4.1節で詳説する。特に、工学的に行われることが多い噴射孔近傍の三次元流体シミュレーションの結果と噴霧特性との関係を結びつける際の課題を同節で解説する。続いて4.2節では、流体シミュレーションによって得られる計算結果から粒径分布予測を行うための方法と仮説として、前章までに示してきた粒径と流速との関係性を用いた粒径分布予測のためのマスターカーブの存在の予測を解説する。4.3節では、シミュレーション結果から得られた流速分布と、実験的に得られた粒径分布との関係を用いて、4.2節で示した粒径予測のためのマスターカーブが存在することを示し、粒度分布の予測が可能であることを示す。

4.1 工学的な粒径分布予測の必要性

噴霧の良し悪しを決めるファクターは平均粒径や代表粒径に限定されるわけではない。例えば噴霧の空間的な分布や分散の度合い、到達距離を示すペネトレーションやその時間的な推移なども、エンジンとの適合において重要となる。噴霧の雰囲気気体中での運動は、噴射孔からの初速の他に、空気流動の影響を受ける。空気流動は、エンジンシリンダ内の流れのように元々雰囲気気体が有している流動と、噴霧自体が作り出す気流とが存在し、噴霧液滴はその双方の影響を受ける。個々の噴霧液滴の運動は、初速に対して雰囲気気体から受ける力によって加速度運動していくことになるが、このときの空気流動に対していく過程の時定数は無次元数ストークス数によって見積もることができ、粒径 D_p の二乗に比例して長くなる。すなわち、液滴個々の運動は個々の粒径の影響を大きく受けることになり、粗大な液滴は慣性力によって直進しやすくなり、微細な液滴は噴霧自身が作り出す気流に沿ってエントレインメントを形成しや

すくなる。

噴霧の形状や分散およびペネトレーションは初速のほかに個々の液滴の運動の結果で決まるものであり、したがって個々の液滴の粒径が極めて重要なファクターとなりうる。このため、個々の液滴の粒径はペネトレーションや噴霧形状を含む「噴霧の質」を決する重要な要素である。

エンジンにおいて「噴霧の質」の設計が要求されるケースは多岐にわたる。ガソリン直噴エンジンでは、従来のポート噴射式エンジンよりも短い時間で燃料を気化させ、なおかつ予混合燃焼のために燃焼室内で空気との混合気を適切に形成する必要がある、このためにインジェクタによる噴霧はエンジンの吸入空気の流動に適合するように設計される必要がある。

ディーゼルエンジンのように、圧縮自着火、かつ拡散燃焼方式を採ってトータルの混合比の均一性が必ずしも問題になりにくい場合には、噴霧への要求は概して微粒化の促進と強いペネトレーションの2点に集約される傾向があり、また噴霧微粒化の形態も概ね流速に依存した速度微粒化の形態を採ることから、基本的には高圧化や噴射孔での圧力損失の低下に開発の力が注がれる。

これに対し、ガソリンエンジンでも一般論としては微粒化が良く粒径の小さい噴霧液滴が短期間に蒸発して空気と混合するとともに、噴霧自体の慣性力によって空気との混合が促進されることが望ましいという点はディーゼルエンジンと同様である。一方で、予混合燃焼では、空気と燃料の混合比はトータルとしても局所的にも一定であることが求められる。空気の過剰は窒素酸化物を生じる原因となり、空気の不足は未燃炭化水素を生じるためである。このため、混合気の形成過程では局所的な濃度の不均一が望ましくないケースがある。更に負荷（トルク）に応じて変動する流入空気量に対応して、流動や燃焼室形状に適合した最適形状の噴霧が求められる。このように、広範な運転領域（負荷および回転数）の条件に対して、燃費

と排気の双方の性能を満足する噴霧形状やペネトレーションを設計する必要が生じるという点がディーゼルエンジン向けのインジェクタとは大きく異なる点である。

例えばペネトレーションは一義的に長ければ良いわけではなく、噴射方向によってはシリンダ壁面、ピストン冠面、あるいは吸排気バルブへの付着を嫌う場合があり、微粒化とペネトレーションの短縮の両立が求められる場合がある。逆に全負荷（最大噴射量）時には混合促進の目的でペネトレーションが十分に強いことが有利に作用する。こうした広範囲な要件の中で最も適した噴霧として流量（噴射率）、噴霧断面形状、ペネトレーション、および粒径のバランスを見ながら選定していくプロセスが採られることから、噴霧ノズルの設計には多様なパラメータの検討が要求される。

多孔式ノズルの場合には、例えばエンジンの最大出力やトルクから噴射量の要求が決められ、燃焼室やバルブの配置に基づく干渉回避や性能への効果の狙いなどから噴霧断面形状の候補の要求が策定される。こうした流量や噴霧断面形状の要求からノズルの寸法を設計し、例えば噴射孔の穴径、長さ、穿孔位置、および穿孔角度や、弁のリフト量、ニードル弁の先端形状などの幾何学的パラメータが決められてゆく。

こうした幾何学的パラメータと噴霧特性との関係は大変複雑ではあるものの、平均粒径に及ぼすキー因子がシート面積比率であることは前章で述べたとおりである。その一方で、シート面積比率以外のパラメータもペネトレーションや各噴口からの棒状噴霧の形状（広がりなど）や、粒径分布に影響を与えることがあり、従来は試作して噴射するまで予測が付きにくいことがあった。

特に、粒径分布は重要なパラメータであり、例えば同じザウタ平均粒径の噴霧であっても粗大液滴が含まれているとこれが排気に影響を与える可能性があり、製作するノズルの特性（粒径分布、特に粗大液滴の有無）を事前に知った上で噴霧を選択するの意義は大変大きい。

これらの傾向を事前に把握する手法としては流体シミュレーションがあり、これによって噴射孔内部の流動現象は概ね計算できるようになっている。また、噴射後の挙動についても [49]これを予測する手法の開発によって計算可能になってきている。近年では、分裂現象そのものの計算も可能になってきている [38] [62] [63]。

しかしながら、噴霧の微粒化の程度を流体シミュレーションから簡便に知る方法がない。噴射孔内でのキャビテーション気泡の発生の直接計算 [29]など、大規模かつ学術的な計算とならざるを得ず、工学的にノズル設計を行う上での障壁は必ずしも低くない。内部の流動に剥離流や旋回流を生じることを事前に知ることは可能であり、設計者の経験によってこれが噴霧特性に影響を与えることを考慮しながら幾何形状パラメータを選定していくものの、実際の試作結果と予想との一致や定量的な予測が設計上重要な意味を持つ場合が大きい。

本章では、工学的にガソリン直噴インジェクタの噴霧の質を担う粒径分布の予測に向けて、ノズル設計に適用可能な予測が可能であるかどうかを調査し、検証した結果について述べる。

4. 2 粒径分布予測に向けた仮説

3章までで示してきた平均粒径および代表粒径の予測法を、粒径分布の予測に用いることを可能にするための仮説は、ガソリン直噴エンジンに用いる多孔式インジェクタノズルの微粒化形態が、第3.2節の図3.2.1で示した速度微粒化の領域にあり、それぞれの液滴の代表サイズ（平均粒径や90%累積体積粒径など）は噴射孔出口における速度の大小に起因しているというものである。

この仮説が、噴射孔出口における平均流速について正しいことは、平均流速と代表粒径の関係が式(8)とその係数で表せることを示した通りであり、実験的にも図3.5.1、3.5.2にてこの関係が成立することが示された。

分布を予測する上での仮定は、噴射孔の出口が単一の噴射孔ではなく、複数の出口を持つ噴射孔の集合体であるように仮想的に捉え、この仮想の噴射孔がそれぞれ出口流速を有しているように考えた時にも、この仮想の噴射孔からの出口流速と形成される液滴の粒径との間には式(8)の関係が成り立つはずであるというものである。この仮定が成り立つとき、CFDによって計算される噴射孔出口における流速分布の各計算要素は前述の仮想の噴射孔に相当するものと考えられ、すなわち噴射孔出口断面の流速分布の各計算要素における流速がこれに対応する平均粒径を形成し、その分布が粒径の分布を形成するものとする。

この対応関係を模式的に表したものが図4.2.1である。図の左側はCFDによって得られる流速の累積密度分布の例を示しており、右側は上記仮説に基づいて予測される粒径の累積密度分布である。いずれの縦軸も噴射孔から流出する燃料体積の累積密度分布で示されており、粒径測定の結果については液滴の体積頻度の計測値を、CFDによって得られる値については、各計算要素の流速の噴射孔軸成分 v_z と各計算要素の持つ流路面積 δA の積 $v_z \cdot \delta A$ を頻度分布の累積パラメータとして用いている。

ここで前述の仮説のように、粒径と噴射孔出口流速の体積密度分布がそれぞれ対応するものだとすると、体積をパラメータとした粒径 D の確率密度分布 $P(D)$ の累積密度分布関数を $\varphi(D)$ とし、同様に体積をパラメータとした噴射孔出口流速 v の累積密度分布関数を $\phi(v)$ としたときに、式(10)のような関係が成り立つ。

$$\varphi(D) = 1 - \phi(v) \quad (10)$$

図 4.2.1 に示すように流速 v による累積密度分布と粒径 D による累積密度分布は互いに対応しており、噴射孔出口流速 v が高い流速が小さい粒径 D に対応している。すなわち、この対応関係を用いると、流速 v の累積密度分布 $\phi(v)$ が示す累積割合 A が、粒径 D についての累積密度分布 $\varphi(D)$ が A を示すような D を定めることができ、このように対応付けることで噴孔出口流速 v から粒径 D を対応付けることができる。

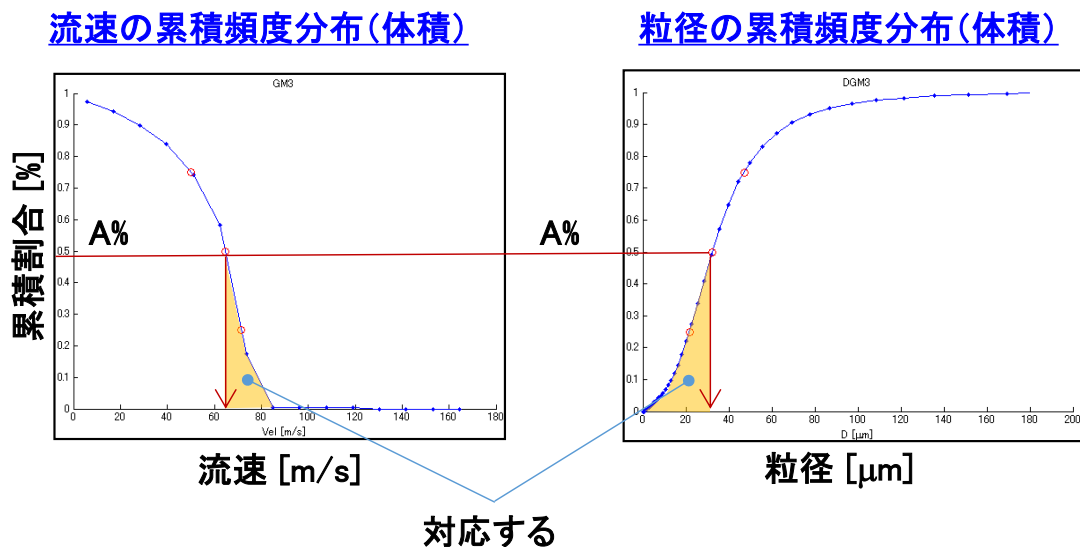


図 4.2.1 平均粒径の予測結果と測定結果の対応

噴射孔出口流速 v から粒径 D を対応付けるには、流速と粒径との間の累積密度分布の関係を表す式(10)に式(8)を代入して得られる式(11)を用いる。

式(11)は、CFDによって求めることができる噴射孔出口流速の累積密度分布 $\phi(v)$ を用いて粒径の累積密度分布に相当する $\phi(Cv^{-1.5})$ を求めることができ、その値の対応関係が累積密度関数の横軸の変換によって行えるということを意味する恒等式である。

$$\phi(Cv^{-1.5}) = 1 - \Phi(v) = \phi(D) \quad (11)$$

この式(11)における横軸 v と D との変換が式(8)に示したような流速と粒径との間の単一的な関係であれば、式(11)の関係をj用いて粒径分布に変換することが可能となる。

しかしながら、噴射孔壁面の影響をも平均化して平均流速と平均粒径とで表した式(8)に対して、CFDによる計算結果には壁面を持たない要素と持つ要素とに分割して適用していることに伴う誤差や、測定系の粒径に対するバイアス（粗大粒径が確率密度として検出しにくいことや、微細液滴の多重散乱の影響、および測定系中で除去し切らなかった滞留微細液滴の影響など）が含まれる可能性が大きい。

噴射孔内の流れは、図 4.2.2 に示すように噴射孔内部に剥離流を生じた状態での流出や、噴射孔中央付近で大きい流速が観察されることがあるなど、分布も多様であり、全流速範囲や全粒径範囲で式(8)の単純な関係が維持できない可能性が考えられる。

こうした関係は噴射孔の設計毎に変化する可能性も考えられ、その場合の変換は単一の数式で理論的に表現することは難しい。したがってCFDなどを用いた計算による噴射孔出口流速の確率密度関数 $\phi(v)$ と、実験的に求まる粒径の確率密度関数 $\phi(D) = \phi(Cv^{-1.5})$ との関係調べ、実用的な変換カーブの存在を調べる必要がある。

図 4.2.3 はこのプロセスを図式化したものであり、CFDによ

って得られる噴射孔断面での出口流速の体積頻度分布が算出され、この累積密度関数である $\phi(v)$ が計算から求まるプロセスを示している。

この $\phi(v)$ から粒径に関する累積密度関数を求めることは、概念的に図 4.2.1 に示したような図式解法となるが、この時の横軸である粒径 D は流速と粒径の関係式である式(8)や、これを用いた累積密度関数の式である式(11)を用いて定めることになる。

この累積頻度分布の関係性を用いて粒径の累積頻度分布 $\phi(D)$ を算出し、最終的に得たい粒径の頻度分布（確率密度関数） $P(D)$ を定める。

この v と D との変換過程がノズルの種類や条件に寄らずに定まることが、粒径分布の予測可能性を示すことになる。すなわち、図 4.5.3 における変換マスターカーブの存在の実証が仮説の検証に必要となる。

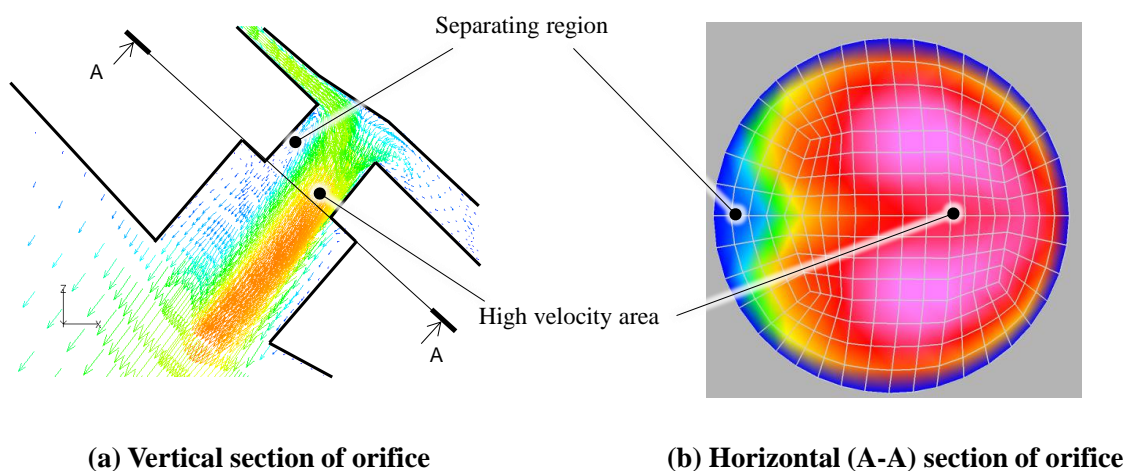


図 4.2.2 CFD による噴射孔内流速の計算結果のコンター図
(噴孔出口 A-A 断面)

CFD の計算条件は、次の通りである。

汎用解析コードである Star-CD を用いて計算を行った。噴射ノズルのうち、シート部の上流位置からモデル化を行った。弁は開弁状態で弁体がフルリフトした状態の隙間を流体通路として与えてモデル化した。

噴射孔の下には $\phi 100 \times$ 距離 100 mm の円筒状の大気領域を付加し、噴射孔下流に計算上生じる流動が噴射孔内の流れに影響しないようにして計算を行った。大気領域に存在している流体は空気とし、二相流の界面では VOF 法によって混合が行われるように計算を行った（混合自体は本研究の対象とする多孔ノズルの噴射孔内では発生せず、大気領域内で生じた）。

境界条件としてはシート部上流の境界にに対象燃料圧力に対応する静的流量に相当する流入流速を与えて計算を行った。大気領域の側面および最下流の境界を自由境界とした。

噴射孔内およびその近傍でのメッシュは、噴射孔径 D を約 20 分割するスケールのメッシュ（約 $7 \sim 13 \mu \text{ m}$ のグリッドサイズ）とし、構造メッシュを用いて計算を行った。

作動流体の物性は、実験で用いた模擬燃料 LAWS 相当の物性として、表 3.1.1 に示した値を設定して計算を行った。液相と気相の間の相変化（キャビテーション）については、実験的に圧力による流量係数の変化や粒径と流速間の関係の著しい変化が観察されていないことから、計算対象としていない。実際の噴射孔内ではキャビテーションが発生している可能性が否定できないが、本論文の検討ではキャビテーションによる現象の変化を対象とはせず、これを発生させうる場としての流速分布計算結果と粒径分布との間の関係を対象とした。

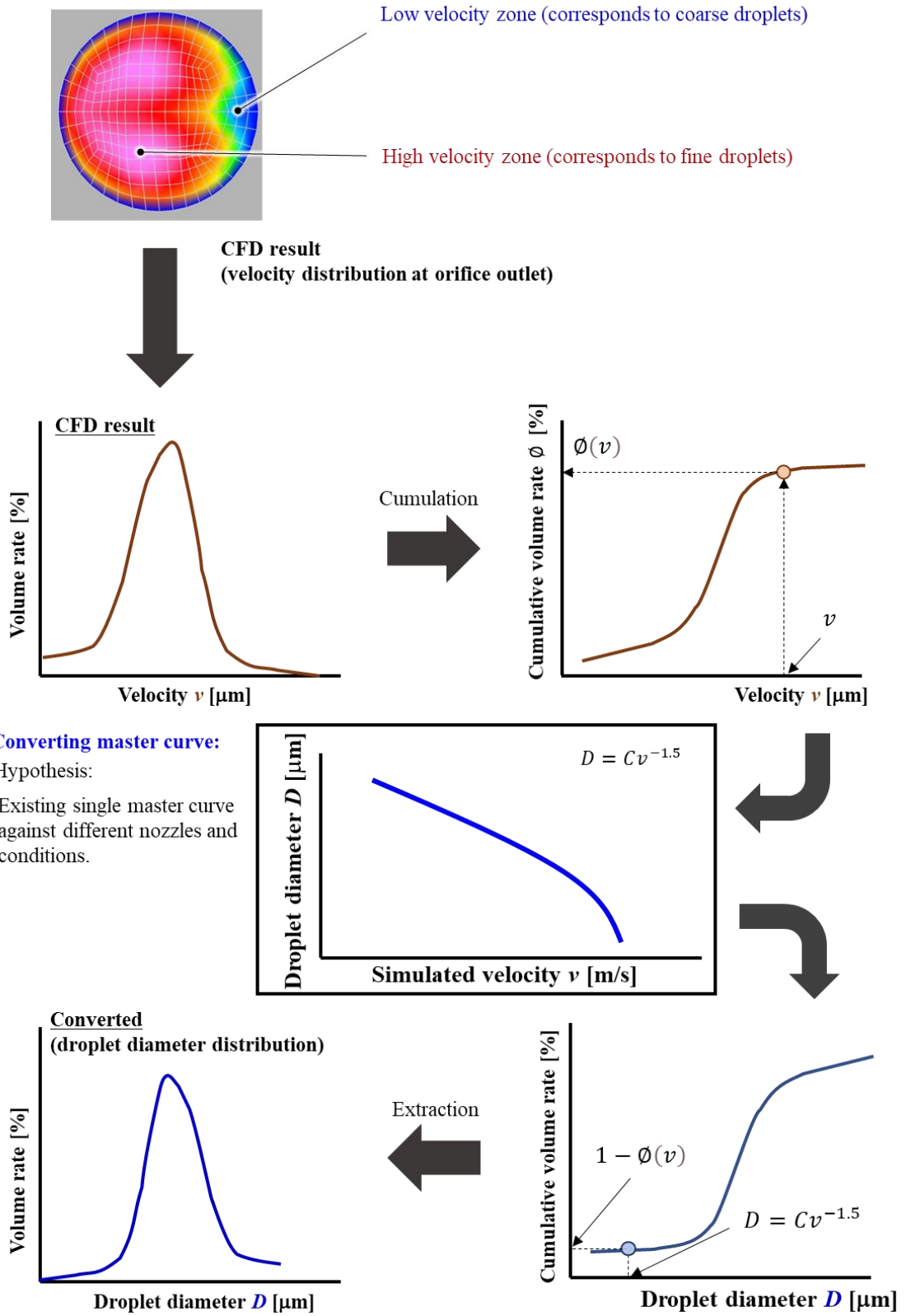


図 4.2.3 噴孔出口流速と粒径とを対応付けるマスターカーブ
による粒径分布の推定手法

4.3 仮説が示す粒径分布予測の可能性の実証

本節では、前節までに示してきたCFDによる流速分布から粒径分布の予測を可能にする変換マスターカーブの存在を、試作インジェクタのCFD結果および実験による粒径測定結果を用いて示す。

測定用に用意したインジェクタノズルは Type-A および Type-B の2種類である。

Type-A は噴射孔径が大きく噴射率（単位時間当たりの噴射量）が大きい6孔タイプのノズルであり、噴射孔径 $\phi 0.25$ 、シート面積比 $K=0.75$ （第3章、式(2)）のノズルであり、シート面積比は1よりも小さく、したがって噴射孔出口流速が小さく粒径が大きくなり易いノズルである。燃料圧力 10MPa におけるザウタ平均粒径は $8.7\mu\text{m}$ のものである（測定条件については3.1節にて記載したものをを用いている）。

Type-B は、噴射孔径が小さくストロークが大きい6孔タイプのノズルであり、噴射孔径 $\phi 0.16$ に対してストロークを大きく設定し、シート面積比 K を 2.7 と大きく取ったノズルである。このため、噴射孔出口における流速が大きくなり易く、燃料圧力 10MPa におけるザウタ平均粒径が $7.9\mu\text{m}$ と微粒化に優れるものである。

図4.3.1、および図4.3.2は、Type-A、Bそれぞれのノズルによって形成された噴霧の粒径分布の計測結果であり、図4.3.1が低燃圧（ 5MPa ）、図4.3.2が高燃圧（ 10MPa ）でのデータである。

先に示したザウタ平均粒径の通り、シート面積比 K が小さく平均出口流速が小さい設計のType-Aと比較して、シート面積比 K が大きく流速も大きく設計されたType-Bの液滴分布は、 5MPa ／ 10MPa のいずれにおいても小径側に現れていることが分かる。

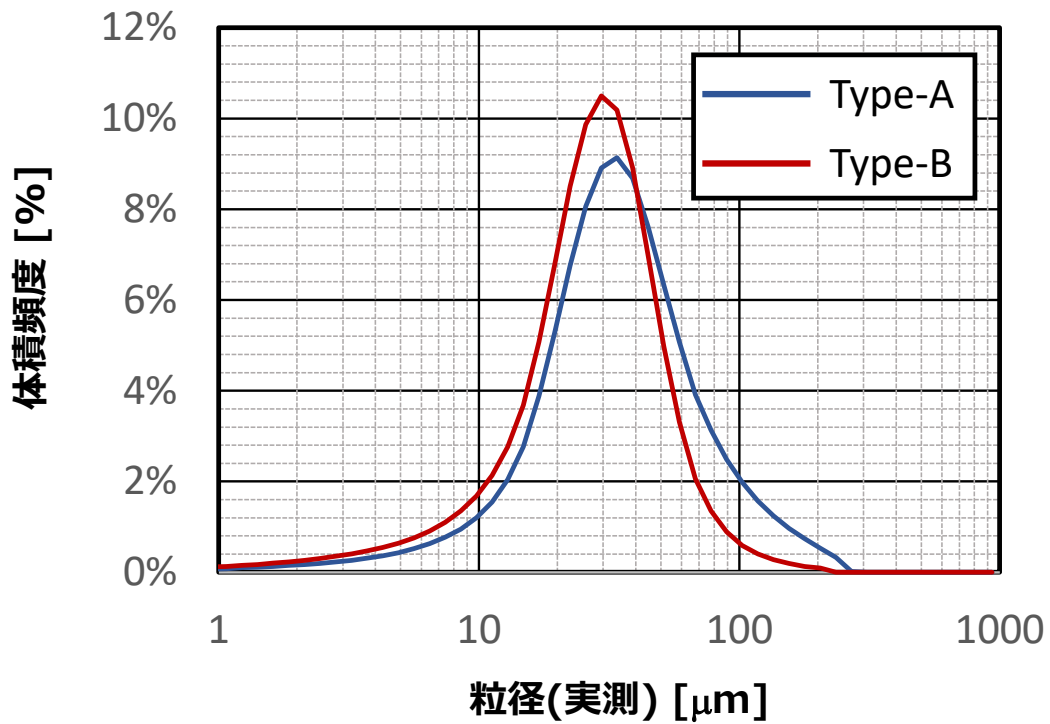


図 4.3.1 試作ノズル Type-A、B の噴霧粒径分布測定結果 (5 MPa)

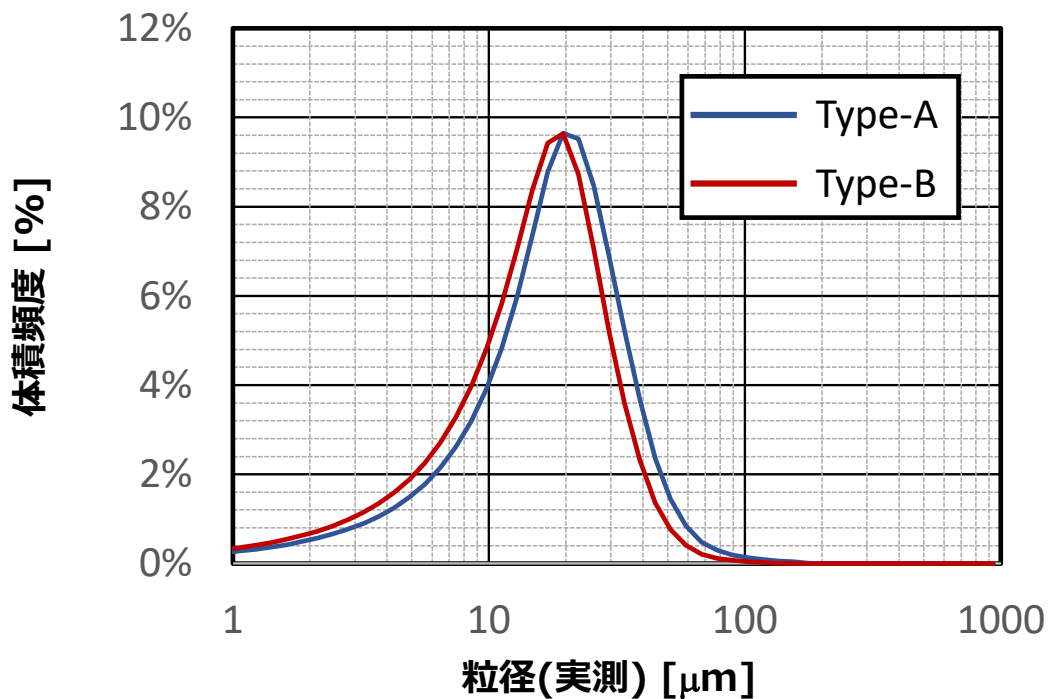


図 4.3.2 試作ノズル Type-A、B の噴霧粒径分布測定結果 (10 MPa)

図 4.3.3 は、Type-A、B の双方のノズルの CFD 結果を用いて噴射孔出口流速の分布を算出した結果である。縦軸は体積頻度であり、4.2 節で示した確率密度分布に相当し、これを累積した累積頻度分布 $\phi(D)$ と 1 対 1 に対応する。

Type-A は、前述の通りシート面積比 K が小さく設計されていることから、噴射孔出口における流速が小さい。逆に Type-B はシート面積比 K が大きく流速が大きい設計になっている。

図 4.3.3 に示す流速についての体積頻度分布では、シート面積比 K の設計通りに、CFD による流速の計算結果が傾向として現れていることが分かる。

ノズル設計の違いは頻度分布を流速軸（横方向）にシフトするだけの効果でなく、50 m/s 以下の低速域の体積頻度が Type-A で明らかに多くなっており、平均流速が変化しただけでなく流速分布の様子にも違いがあることが伺える。

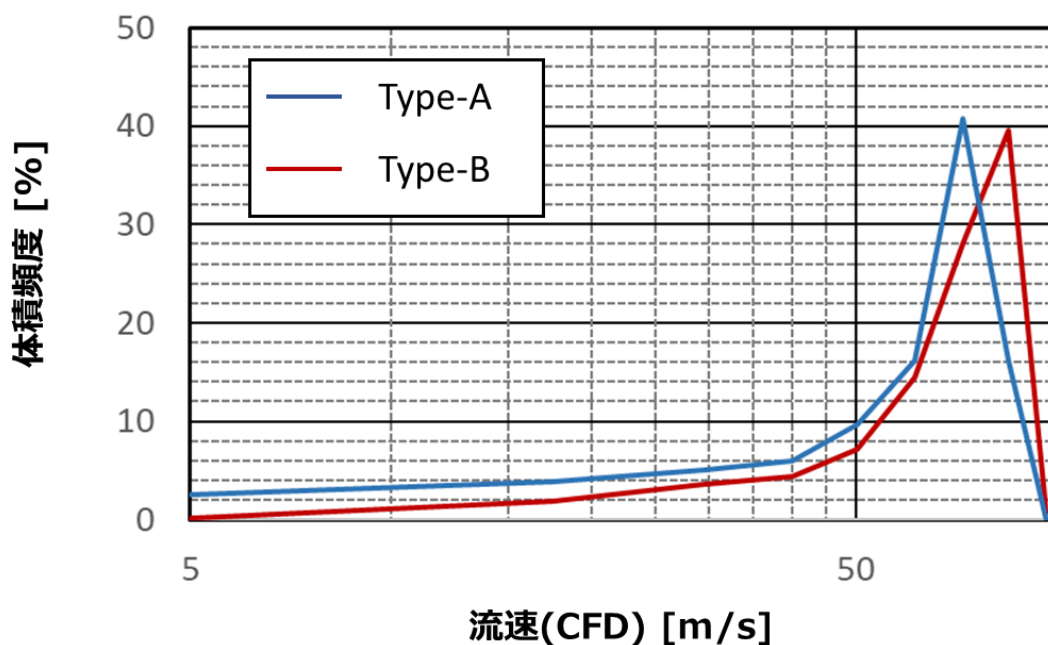


図 4.3.3 試作ノズルの CFD による噴射孔出口流速の体積頻度分布
(燃料圧力 10 MPa での計算例。)

グラフの横軸レンジは 5・100 m/s である)

噴射孔出口における流速分布を、Type-A、B それぞれについて図 4.3.4 に示す。前述のように、Type-A のノズルでは剥離流によって生じる低速領域が噴射孔出口の大きな割合を占めていることが示されており、平均流速が低下しただけではない効果が CFD によって示されていることが分かる。また、微粒化に優れる Type-B のノズルでは 80-90 m/s の出口流速に達する領域（図中桃色）の割合が大きいことが分かる。

この結果として、図 4.3.1 および図 4.3.2 に示した粒径分布においては、Type-A の粒径分布の粗大液滴の割合が大きくなり、Type-B には微細液滴の割合が大きく測定されていることが見て取れる。

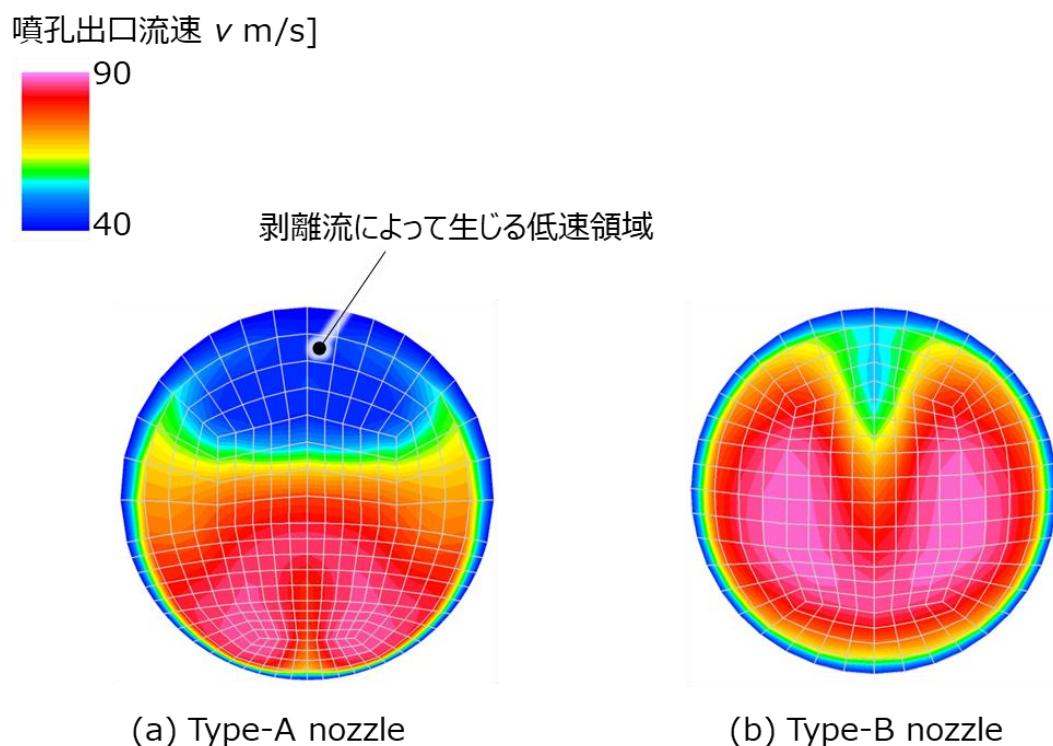


図 4.3.4 試作した Type-A、B ノズルの噴射孔出口断面における流速分布の CFD による計算結果 (10 MPa)

図 4.3.1～4.3.4 において示してきたように、流速分布の計算結果と粒径分布との間には、一定の関係があることは明白に示されている。

そこで、前 4.2 節で考察した仮説のように、噴孔出口流速と粒径との間の変換に用いることができるマスターカーブが存在するかどうかを、図 4.3.1～4.3.4 で示した CFD の結果と測定結果を再整理した。

整理に当たっては、異なる燃料圧力のデータを評価することから、次の関係を用いて圧力の指数乗で正規化してデータ整理を行った。燃料圧力の変化に伴う平均的な粒径の変化の影響を除き、噴射孔内の分布の影響のみを取り出すためである。

すなわち、同じノズルであっても平均的な流速は燃料圧力 P の 0.5 乗に比例して大きくなる性質があることから横軸を $P^{0.5}$ で除して正規化した。

また、粒径 D は式(8)から流速の r 乗に比例することから、圧力 P に対しては粒径が $0.5 \times r$ 乗に比例する性質がある。したがって縦軸の粒径の正規化に用いる分母 D_n は次式で与えられる。

$$D_n = p^{-0.5r}$$

縦軸はこの $P^{-0.5r}$ で除して正規化することで、平均的な流速変化の影響を除いたマスターカーブを取り出せる。

今回の実験では前章で示したように指数は $r=1.5$ であり、 $D \propto v^{-1.5}$ 、 $v \propto p^{0.5}$ であるので、 $D \propto P^{-1.5 \times 0.5}$ とという比例関係となる。この結果から、粒径を圧力 P の 0.75 乗で除して正規化した。

この際に、横軸（流速）の正規化には普遍的に $P^{0.5}$ を用いてよいが、縦軸（の正規化に用いる指数には実験によって求めた圧力と粒径の関係に現れる指数 r を用いる必要がある点に注意する。

こうして整理した結果を図 4.3.5 に示す。このグラフは、CFD による流速分布の計算結果と粒径の測定データとを結びつける変換マスターカーブである。

上下にバンドはあるものの、噴射ノズルの設計が大きく異なる Type-A、B の 2 種類のノズルを用いて、燃料圧力の異なる条件の計算および実験結果を整理した結果として、概ね一つの曲線に整理できるということが示されている。

式(8)が厳密に常に成立するのであればこの曲線は直線として示されるべきであるが、正規化された流速で $40 [\text{m/s}/\text{MPa}^{0.5}]$ を超える領域では必ずしも直線とはならなかった。こうした直線から外れる領域は、前 4.2 章でも考察してきたように、計算 (CFD) 側での壁面近傍の影響の考慮や、測定系の粗大液滴/微粒子の検出能力などの影響を受ける可能性のある領域である。今回得られた図 4.3.5 のマスターカーブでは、高速側、すなわち微細液滴側での直線からのずれが生じているのであり、壁面起因の粗大粒算定や粗大液滴の検出能力というよりは、微粒子の検出 (レーザー回折法では多重散乱の影響を含む) や滞留微液滴検知の影響などが考えられるが、断定にはより多くの実験・解析結果の積み上げを待つ必要がある。

以上のように、第 3 章で仮説として立てた噴射孔出口流速分布から噴霧粒径分布へと変換を行うためのマスターカーブの存在は、一般的なガソリン直噴インジェクタの設計範囲をカバーし得るシート面積比 $K=0.75 \sim 2.7$ の範囲で確認できたと言える。したがって、このカーブを用いた粒径分布の予測は可能であると考えられる。

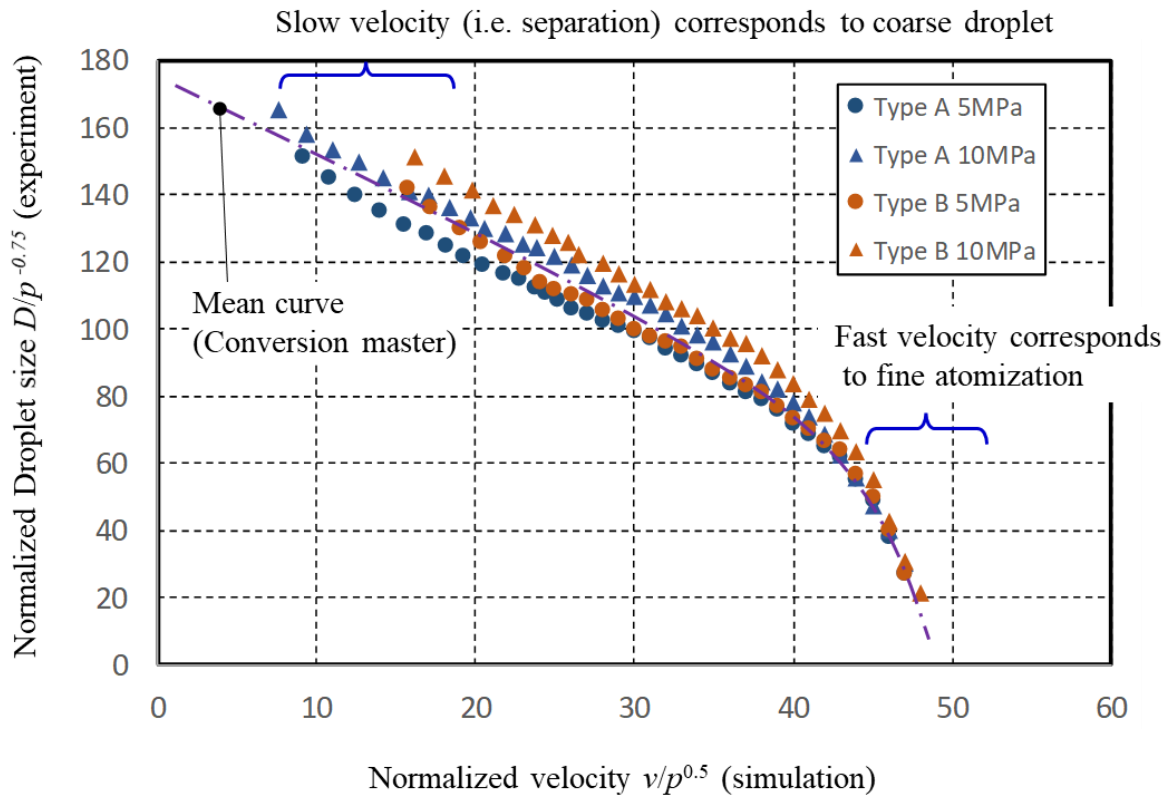


図 4.3.5 噴孔出口流速と粒径とを対応付けるマスターカーブ
の実験およびCFD結果を用いた整理

4.4 小括

本章では、粒径の予測を平均値から分布に拡張するための変換マスターカーブの存在を実証した。第3章までで示してきた噴射孔出口平均流速と平均粒径との間に存在している関係を「粒径分布」にまで拡張しうる仮説として変換マスターカーブの存在可能性を示し、試作したノズルに関する数値流体解析と粒径測定試験とを通じて、このマスターカーブが存在していることを実証した。

本章で示した粒径分布予測に使用可能な変換マスターカーブは、直噴ガソリンエンジン用に用いるインジェクタとしてシート面積比0.75~2.7の広範囲にわたる設計に活用可能なものであり、実用的な範囲での使用が期待できるものと言える。

5. 総括

本論文を通じて、著者らが取り組んだガソリン直噴エンジン向けインジェクタに関する研究成果をまとめ、次の結論を得た。当該研究を通じて得られた知見は講演 [55]や論文 [51] [56]を通じた公開や、特許公報 [52] [50]を通じた実装方法の開示を行うと共に、量産製品への適用を通じて一定の社会貢献を果たしたと言える。

1. インジェクタ微粒化特性を議論するにあたり、開閉弁の非定常過程で排出される粗大液滴の影響を小さくする目的でアクチュエータ機構の改善を行い、弁の応答性を改善するとともに、閉弁時に生じる粗大液滴の削減を実現し、粗大液滴の影響を小さくした状態での微粒化検討を可能にした。応答性の改善および閉弁時の粗大液滴排出抑制は、工業的にもガソリン直噴エンジン向けインジェクタの性能向上に有効である。
2. ガソリン直噴エンジン向けインジェクタの多孔ノズルについて、噴射孔出口における平均流速と粒径との間に流速の -1.5 乗に比例する関係が成立することを示した。実用範囲にある当該ノズルが速度微粒化の領域内にあり、なおかつ設計上も平均流速によって代表粒径を予測し得ることが示せた。
3. 多孔ノズルの微粒化設計において、幾何学的設計値から噴射孔出口流速を予測する方法を定式化し、実証した。幾何学的設計値として、噴射孔の総断面積と弁座と弁体との隙間の流体通路面積との比であるシート面積比を導入することで、ノズル設計の初期段階において平均的な微粒化特性が予測可能であることを、方法論として示した。
4. 多孔ノズルによる噴霧の粒径分布を予測する手法として、流速から粒径に変換するマスターカーブの存在を仮定し、その存在を実証した。このマスターカーブの実証と粒径分布の予測プロセスとによって、数値流体解析の結果から粗大液滴や微細液滴を含む噴射ノズルの質の評価が可能になったことを示した。

6. 謝辞

本論文の執筆にあたっては、群馬大学理工学府知能機械創製部門石間経章教授にご指導を頂き、学位審査においては同大学 荒木幹也教授に主査を、志賀聖一教授、古畑朋彦教授、座間淑夫准教授に副主査を務めて頂き、論文の完成に至りました。先生方のご指導、ご助言、および論文審査へのご尽力に厚く御礼申し上げます。

また、当該論文は、著者が株式会社日立製作所研究開発グループに在籍中に実施し、社外発表を重ねてきた研究成果をまとめたものです。これらの研究成果を得て社外に公開していく過程におきましては、株式会社 Astemo 生井沢保夫氏、石川亨氏、江原秀治氏、小倉清隆氏、早谷政彦氏、白石拓也氏に、製品に用いられる技術や開発の方向性についてのご指導や試作へのご協力をいただきました。また、社内での論文執筆においては株式会社日立製作所 石井英二氏、竹田憲生氏、山口和幸氏に指導をいただき、論文をまとめるに至りました。これらのご協力の下で論文を世に出していくことができました旨、心より御礼申し上げます。

参考文献

1. 栗野誠一, 内燃機関工学, 1958. ISBN 4-381-00631-3.
2. 調尚孝, 内燃機関の現在と将来. JSAE Engine Review, 2011. vol11. No.2.
3. 調尚孝, ガソリン筒内噴射の開発史 ガソリン噴射の黎明と航空機エンジン用の時代. , 日本自動車学会, 2016. ENGINE REVIEW Vol.6 No.4.
4. 岩本 他, 筒内噴射ガソリンエンジンの開発. 自動車技術会講演会前刷集, 1997. ページ: 297-300. 971.
5. 松下 他, 筒内噴射ガソリンエンジンの燃焼特性. 自動車技術会講演会前刷集, 1996. 965.
6. S.Ueda, et al., Development of a New Injector in Gasoline Direct Injection System, ,. SAE, 2000. 2000-01-1046(2000).
7. 日産自動車, 日産の直噴エンジン Neo Di ガソリンエンジン. 日産自動車 Press Information, 1997.
8. C.Stovel , et al., Emissions and Fuel Economy of a 1998 Toyota with a Direct Injection Spark Ignition Engine, ,. SAE, 1999. 1999-01-1527.
9. M.Abe , et al., Fuel Spray Pattern Control Using L-Step Nozzle for Swirl-Type Injector . SAE, 2001. 2004-01-0540.
10. 大須賀、安部、ほか. 低燃費・低排気の筒内噴射エンジン制御システム. 日立, 2004. 日立評論 vol86 No.5 pp356-361.
11. R.Krebs, et al., Design Parameters to Optimize the Full Load Characteristics of FSI-engines. FISITA, 2000. 01A5012.
12. S.Sadakane. Development of a New V-6 High Performance Stoichiometric Gasoline Direct Injection Engine. SAE, 2005. 2005-01-1152.

13. O.Lang, et al., Boosting and Direct Injection Synergies for Future Gasoline Engines. SAE, 2005. 2005-01-1144.
14. M.Wirth, et al., Turbocharging the DI Gasoline Engine. SAE, 2000. 2000-01-0251.
15. W.Piock et al., Strategies Towards Meeting Future Particulate Matter Emission Requirements in Homogeneous Gasoline Direct Injection Engines. SAE, 2011. 2011-01-1212.
16. T.Shinagawa, et al., The New Toyota 1.2-Liter ESTEC Turbocharged Direct Injection Gasoline Engine. SAE, 2015. 2015-01-1268.
17. M.Matti, et al., Influence of Mileage Accumulation on the Particle Mass and Number Emissions of Two Gasline Direct Injection Vehicles. American Chemical Society,, 2013. Environmental Science & Technology 2013, 47, 11890-11896.
18. Deborah Domingos da Rocha, Marcio Expedito Guzzo, et al., Diesel Spray Characterization and Numerical Simulation Using Eulerian-Lagrangian Model. SAE, 2014. SAE2014-36-0321.
19. Gina M. Magnotti, L. GenzaleCaroline., Exploration of Turbulent Atomization Mechanisms for Diesel Spray Simulations. SAE, 2017. SAE2017-01-0829.
20. 倉林俊雄 編著, 液体の微粒化技術, アイピーシー, 1995.
21. Ch.Schwarz , et al. Potentials of the Spray-Guided BMW DI Combustion System. SAE, 2006. SAE2006-01-1265.
22. 鈴木孝司, 液体燃料の微粒化技術, 日本燃焼学会, 2008,

- 日本燃焼学会誌 第 50 卷 153 号 182-195.
23. 宮木、ほか、燃料噴射系製品のこれまでの歩みと将来の展望. 日本燃焼学会, 2010, 日本燃焼学会誌 第 52 卷 161 号 189-197.
24. 伊藤昇平、ほか、コモンレールによるディーゼル排気ガスの浄化. デンソー, 2002, デンソーテクニカルレビュー Vol17 No.1.
25. 足立尚史, ディーゼル燃料噴射装置の現状と将来. デンソー, 2017. DENSO TECHNICAL REVIEW Vol22..
26. 西田恵哉, 微細噴孔から超高压で噴射されるディーゼル噴霧と燃焼., ながれ, 2012, 31(2012)345-350.
27. 玉木伸茂、ほか、ノズル噴孔内のキャビテーションが液体噴流の微粒化に及ぼす影響, 日本機械学会, 1997, 日本機械学会論文集(B編)63-614 3447-3454.
28. J.Manin , et al. Transient cavitation in transparent diesel injectors., ICLASS, 2018. SAND2018-3668C.
29. Jannelli Giacomo Falcucci, Stefano Ubertini, Gino BellaElio. Direct Numerical Simulation of Flow Induced Cavitation in Orifices., SAE, 2013. SAE2013-24-0005.
30. Mohan Balaji , et al., Cavitation in Injector Nozzle Holes - A Parametric Study. Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics, 2014. Vol. 8, No. 1, pp. 70-81 (2014).
31. Sun Yubiao , et al., Cavitation in Diesel Fuel Injector Nozzles and its Influence on Atomization and Spray. Chemical Engineering Technology, 2018. 42. 10.1002/ceat.201800323.
32. Giannadakise, et al., Modelling of cavitation in diesel injector nozzles. Journal of Fluid Mechanics, 2008. Vol.616 , 10 Dec.2008 , pp.153-193.

33. Bianchi M.G., et al, Modeling Atomization of High-Pressure Diesel Sprays. ASME, 2001. J. Eng. Gas Turbines Power, Apr 2001, 123(2): 419-427.
34. H.Ueki , et al., A Study of the effect of injection pressure on near-nozzle droplet atomization in diesel fuel spray using micro-probe L2F. SAE, 2007. 2007-01-1894.
35. Felton P.G., et al, Measurement of Drop Size Distribution in Dense Sprays by Laser Diffraction. London : ICLASS 3rd, IVA/4/1, Inst. Energy, 1985.
36. 姉崎幸信、ほか, レーザホログラフィ法による噴霧計測. デンソー, 2003, デンソーテクニカルレビュー Vol.8 No.1.
37. M.Saito, et al. Droplet size decrease rate of secondary breakup in diesel fuel sprays. JSME, 2021. Journal of Thermal Science and Technology Vol.16 No.2.
38. IrannejadAbolfazl , Jaberifarhad, Large Eddy Simulation of Evaporating Spray with a Stochastic Breakup Model. SAE, 2013年. SAE2013-01-1101.
39. Jiro Senta, et al., A Consideration on Cavitation and Flash Boiling Atomization. ICLASS-Asia, 2016. ICLASS-Asia 2016 Conference Proceedings, Paper 138.
40. Nai-Xian Lu, et al., Modelling Cavitation and Flash Atomization. ASME, 2014. Fluids Engineering Division FEDSM2014-21988. .
41. M.Abe, Y.Kadomukai. , et al. Fuel Spray Pattern Control Using L-Step Nozzle for Swirl-type Injector. SAE, 2004. SAE2004-01-0540.
42. 渡辺春夫、ほか, 上流旋回式インジェクタの噴霧特性に関する研究 : 第2報, 旋回燃料の噴射量特性. 日本機械学会, 1995, 日本機械学会論文集 61巻 589号 p3377-3382.

43. 岡本敦哉、ほか、直噴ガソリンエンジン用ファン噴霧シミュレーション. デンソー, 2002, デンソーテクニカルレビュー Vol17. No.1.
44. 山川、ほか、LIF-PIVによる直噴ガソリン噴霧の周囲気体流動の計測. 微粒化学会, 2000, 微粒化シンポジウム講演論文集 Vol19 p273-278.
45. 川村清美、ほか、直噴ガソリンエンジン用スリットノズルの噴霧特性. 豊田中央研究所, 2001, R&D Review of Toyota CRDL Vol136 No.4.
46. 植木毅ほか、ガソリン直噴インジェクタノズルの高噴射圧化による噴霧特性解析, 日本自動車技術会, 2016, 20164616, p1253-1258.
47. A.Montefono , et al., A Study of Primary Atomization in High-Pressure Fuel Injectors by a Dynamic VOF Solver in OpenFOAM, EUCASS, 2017, EUCASS2017-536.
48. 矢野、千田、ほか、ノズル内キャビテーションが非定常噴霧に及ぼす影響 (第3報), 日本自動車技術会, 2018, 日本自動車技術会論文集 Vol49 No.1 Jan. 2018.
49. E.Ishii, M.Abe, et al. Short Spray-Penetration for Direct Injection Gasoline-Engines With Numerical Simulation. ASME, 2013. ICEF2013-19026.
50. 安部、ほか、電磁式燃料噴射弁. ,特許庁, 2006. 特許第4211814号.
51. M.Abe, et al., Quick Response Fuel Injector for Direct-Injection Gasoline Engines,ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2011. 134(6), ICEF2011-60032.
52. 安部、ほか、電磁式燃料噴射弁. ,特許庁, 2006. 特許第4982546号.

53. 前川、安部、ほか， 燃料噴射弁およびこれを搭載する内燃機関． 特許庁，2000， 特許第3677583号．
54. 早谷、安部、ほか． 電磁燃料噴射弁及びその組立て方法． 特許庁，2006， 特許第4790441号．
55. M.Abe, et al., Spray atomization study on multi-hole nozzle for direct injection gasoline engines. SAE, 2013, SAE2013-01-1596.
56. M.Abe, et al. Atomized spray droplet size prediction from multi-hole nozzle for direct injection gasoline engines. JSME, 2017. Journal of Fluid Science and Technology Vol.12 No.1.
57. SURFACE VEHICLE RECOMMENDED PRACTICE. SAE, 2001, Superseding J1832 NOV1989.
58. 河村清美， レーザを用いた噴霧粒径測定の現状と課題． 豊田中央研究所 R&D レビュー，1993. vol.28 No.2.
59. L.G.Dodge., Change of Calibration of Diffraction-Based particle Sizers in Dense Sprays. Opt.Eng., 1984.
60. 抜山、棚澤、ほか， 液体微粒化の実験（第3報，噴霧流内の粒の大きさの分布に就いて），日本機械学会，1938， 機械学会論文集 Vol.4 No.15.
61. 西田、中原ほか， 新型2L直列4気筒「SKYACTIV-X」のエンジン技術，マツダ，2019， マツダ技報 No.36(2019).
62. Daliang JingShuai, Zhi Wang, Yanfei Li, Hongming XuShi-Jin. Development of a Turbulence-induced Breakup Model for Gasoline Spray Simulation. SAE, 2015. SAE2015-01-0939.
63. Lorenzo Nocivelli, et al, Analysis of the Spray Numerical Injection Modeling for Gasoline Applications. SAE, 2020. SAE2020-01-0330.

64. 助川、押領司、石井, 次世代エンジンシステムの開発を支える燃焼解析技術, 日立製作所, 2014, 日立評論 2014.07-08.
65. D. JingShuai, et al, S. Development of a Turbulence-induced Breakup Model for Gasoline Spray Simulation., SAE, 2015, SAE2015-01-0939.
66. Xinyan Wang, Zhao Hua, Numerical Simulation of the Gasoline Spray with an Outward-Opening Piezoelectric Injector: A Comparative Study of Different Breakup Models, SAE, 2018, SAE2018-01-0272.
67. Y.Tanasawa and S.Toyoda, Tohoku Univ., 1955, Tech. Rep. 19-2,135
68. 西浦,松村,千田ほか, ディーゼル機関における燃料噴霧特性に関する研究(第2報), 日本微粒化学会, 2020, 微粒化 Vol29, No.97