

空気調速式圧縮点火機関の低速ハンチングに関する研究*

(第2報, 閉ループを構成する部分系の周波数応答とその総合による発振性吟味)

川 副 嘉 彦**

Low Speed Hunting of the Pneumatically Governed Compression-Ignition Engine (2nd Report, Investigation of Stability by Synthesis of Frequency Responses of the Devided Systems Composing a Closed Loop)

by Yoshihiko KAWAZOE

The author showed in the previous report that hunting disappears when the suction pressure is substituted for the subventuri pressure which has been used to govern the pump rack displacement. In the present work, he determined experimentally the frequency responses of the engine system and the pneumatic governor system composing a closed loop, respectively, and verified the existence of hunting under the subventuri pressure control and non-existence of it under the suction pressure control. It was found that the governed engine using suction pressure dose not hunt with a reduction in phase lag.

Key Words: Vibration, Low Speed Hunting, Pneumatic Governor, Compression-Ignition Engine, Stability, Frequency response, Phase Lag

1. 緒 言

絞り弁つき流路と細い直管のサブベンチュリを並列におき、回転速度に応じて後者に生ずる負圧で燃料噴射ポンプの噴射量調節棒変位を制御する空気調速式機関の低速無負荷運転において回転速度の長周期変動、いわゆる低速ハンチングが持続する^{(1)~(3)}。

燃料噴射ポンプの調節棒変位を制御する負圧を従来のサブベンチュリから取り出すかわりに、絞り弁とサブベンチュリに続く吸気管部分から取り出す方法がハンチング防除に有効であり、約2 Hzの回転速度の長周期変動状態においてサブベンチュリ負圧の長周期変動の位相が吸気管負圧のそれより遅れることを前報⁽³⁾に述べた。本報では、まず前報につづいてサブベンチュリ負圧と吸気管負圧の制御特性の差を調べるためにおこなった二、三の実験について述べる。さらに両負圧特性の差異とハンチングの関係を明らかにするために閉ループの空気調速機-機関系を二つの開ループ系に分断して

(1) 噴射量調節棒変位から回転速度までの機関系

* 昭和59年12月6日 第930回講演会において講演、原稿受付 昭和59年5月30日。

** 正員、埼玉工業大学(〒369-02 埼玉県大里郡岡部町普濟寺1690)。

(2) 回転速度から噴射量調節棒変位までの空気調速機系

を考える。つまり、ハンチングのない吸気管負圧制御状態⁽³⁾において噴射量調節棒復原ばねの固定端を振動発生機に結んで可動とし、調節棒に長周期変位を与えた場合の、

(1) 回転速度応答の位相と振幅比

(2) 回転速度変動にもとづくダミーポンプ調節棒応答の位相と振幅比

を調べ、

(3) これらの値を使って空気調速機-機関系閉ループの安定判別

をおこない、サブベンチュリ負圧制御の場合のハンチング発生、吸気管負圧制御の場合の非発生を検証する。

2. 負圧検出部の特性を探る実験

ハンチングの消えた吸気管負圧制御状態において、図1のように噴射量調節棒復原ばねの固定端を振動発生機に結んで可動とし、ハンチング相当の長周期変位を調節棒に与えたときのサブベンチュリ負圧および吸気管負圧を記録し、回転速度の長周期変動に対する位相差をデジタル解析機によって求めた。図2は、各

機関回転数ごとに1.0, 1.5, 2.0, 3.0 Hzの往復変位を調節棒に与えた場合の負圧の応答位相の遅れを示すもので、 P_1 は負圧検出部から噴射量調節用負圧室への配管を施さない場合のサブベンチュリ負圧、 P'_1 , P'_2 はそれぞれ配管を施した場合のサブベンチュリ負圧と吸気管負圧である。ただし、配管先はダミーポンプであり、配管を施さない場合の吸気管負圧 P_3 を位相の基準にしている。吸気管負圧 P_3 が回転速度変動に対して遅れないことは確かである⁽³⁾。1.0~3.0 Hzについて配管を施した場合のサブベンチュリ負圧 P'_1 は吸気管負圧 P'_2 より明らかに遅れている。2 Hzにおいて P'_1 の遅れは $25\sim 30^\circ$ であり、 P'_2 の遅れは $6\sim 7^\circ$ になっている。

一方、図3に示すようにサブベンチュリに並列の絞り弁を全開にして、その上流側に回転速度設定用の弁を配管し運転した。長周期の回転速度変動は発生するが、その領域は原制御系が650~850 rpmにおいて発生するのに対して740~780 rpmと狭くなり、変動量もやや小さくなった。この場合の負圧取出し部の吸気通過面積(相当する管径は $\phi 39$)は吸気管負圧制御の場合より約3割小さいだけである。

つぎに絞り弁の存在がハンチングに影響するかどうかを調べるために図4に示すように厚さ20 mmの板に $\phi 10$ の穴を貫通して絞り弁全開のサブベンチュリを模擬し、図1の圧力取出し口Iに似せた圧力取出し口を取りつけて図1の圧力取出し口Iの代品とし、絞り弁のかわりとしてボール弁を吸気管部に配管して適量の大气を吸いこませた。図1の圧力取出し口Iはサブベンチュリ部に約2 mm突出しているが、模擬ベンチ

ュリの突出し長さを可変にして0~3 mmまで変えて運転した結果、この突出し長さはほとんど影響がなく、約650~815 rpmの領域でハンチングが発生した。回転速度変動振幅はやや小さいが現象の本質はかわっていない。

サブベンチュリ負圧と吸気管負圧が位相差を示すことに必然性があるのか、偶発的なのか吟味をする必要がある。ハンチング時の吸気系の状態を模擬した装置を使って、ベンチュリ径と負圧の遅れの相関を調べたが、この結果は続報に述べる。

3. 発振性の吟味

3.1 近似的な周波数応答の実測方針 サブベンチュリ負圧制御と吸気管負圧制御の発振、非発振を裏付けるためにダミーポンプを機関に付け加えて機関速度制御系の開ループに相当する系の周波数応答を実測により求め、それを用いて閉ループ系の挙動を推定し、実測値と比べる。ハンチング時の各要素の変動波形は各シリンダの作動に対応する短周期成分を含んでいるが、長周期成分は機関の慣性により比較的正弦波に近いから、非線形の入出力関係を周波数応答に関して線形化して考える。つまり、噴射量調節棒変位に正弦波に近い入力を加えたときの定常出力から入力と同じ周波数の基本波のみを抽出して入力と対比する。ハンチングのない吸気管負圧制御において噴射量調節棒復原ばねの固定端を振動発生機に結んで可動とし、各機関回転数ごとに1.0, 1.5, 2.0, 3.0 Hzのハンチング相当の往復変位を調節棒に与えて、

(1) 調節棒の長周期変位にもとづく回転速度応答

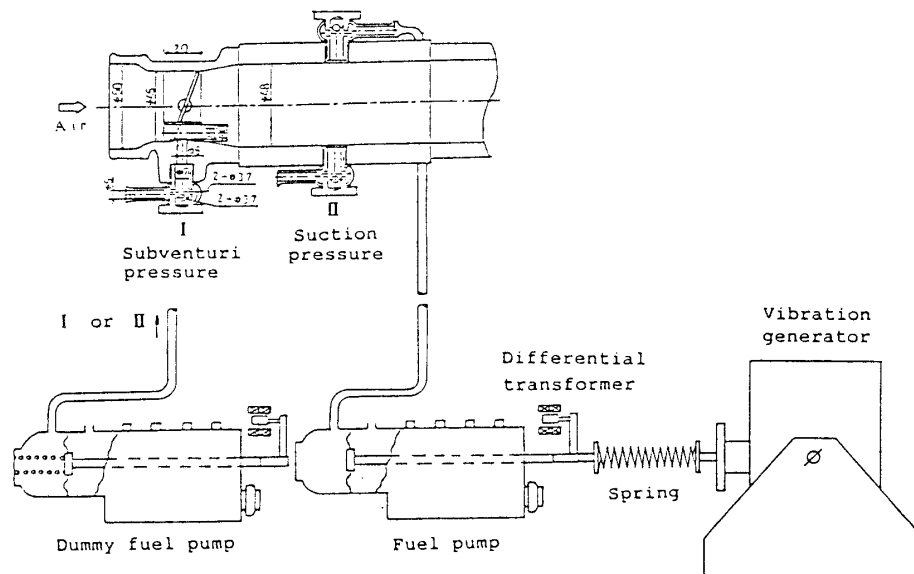


図1 周波数応答実験装置の概略

の位相と振幅比

(2) 回転速度変動にもとづくダミーポンプ調節棒
応答の位相と振幅比

をデジタル解析機により求めた。これらを組合せて、
上記4種の振動数における制御閉ループの発振性を各
回転数について判定した。

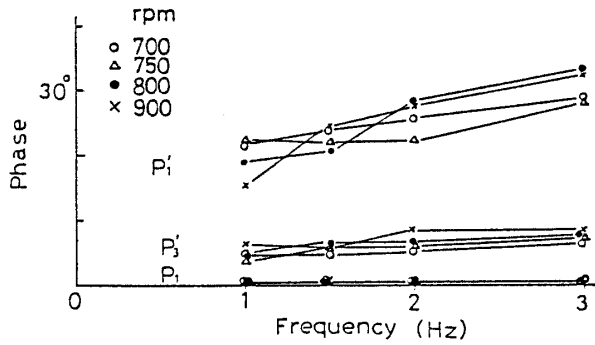


図2 回転速度変動に対する制御負圧の位相遅れ

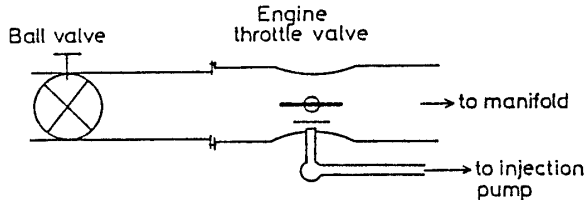


図3 サブベンチュリ負圧制御を吸気管負圧制御に似せた
場合の運転

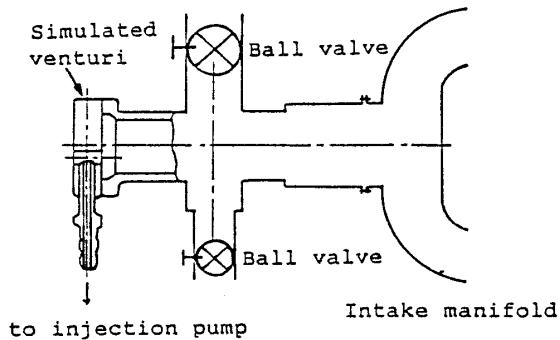


図4 模擬ベンチュリを用いた運転

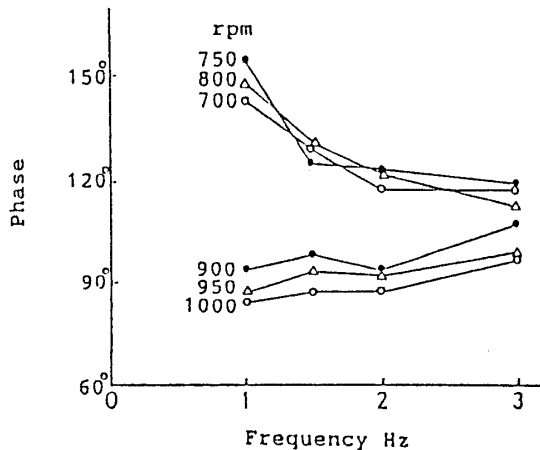


図5 噴射量調節棒変位に対する回転速度変動の遅れ

3.2 機関系の周波数特性 噴射量調節棒変位-燃

料噴射-トルク-回転速度の連動系を機関系と考える。
調節棒変位波形は(機関特性およびフィードバックの
影響で)完全な正弦波ではないが、調節棒変位の基本
成分に対する回転速度変動基本成分の位相遅れを機関
回転数ごとに求めたものを図5に示す。トルクと回転
速度の位相差は慣性による90°と機械損失による小さ
な負値の和であるから90°未満であり、これに調節棒
変位-燃料噴射-トルク間の遅れが加わって、図5の大
きさが定まる。

3.3 空気調速機系の周波数特性 サブベンチュ

リから配管した場合と吸気管から配管した場合の回転
速度長周期変動に対する噴射量調節棒変位の位相遅れ
を図6に示す。2 Hzの回転速度変動に対してサブベ

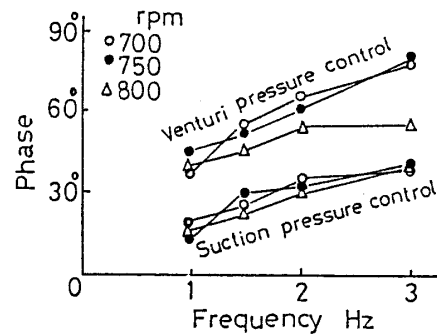


図6 回転速度変動に対する調節棒変位の位相遅れ

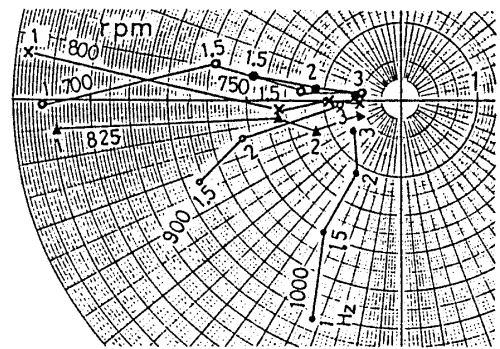


図7 サブベンチュリ負圧制御開ループ系の
ナイキスト線図

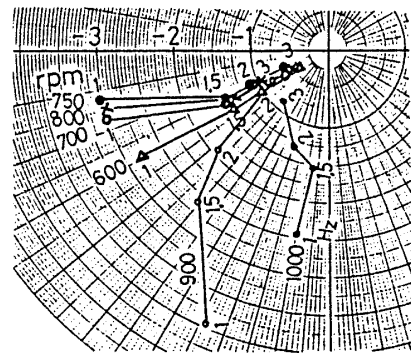


図8 吸気管負圧制御開ループ系のナイキスト線図

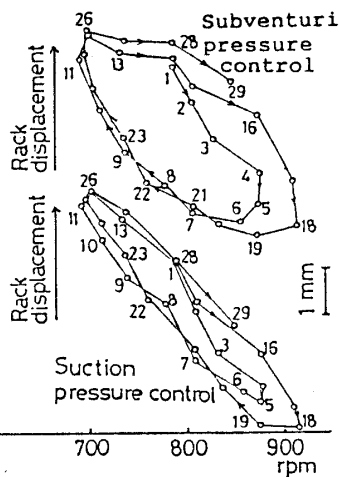


図9 噴射量調節棒変位の回転速度変動に対する位相面軌跡(実測)

ンチュリ負圧制御では $53\sim 64^\circ$ 、吸気管負圧制御では $29\sim 35^\circ$ の遅れがあり、両者の差は約 25° である。図2に示したように 2 Hz の回転速度変動に対するサブベンチュリ負圧の遅れは $25\sim 30^\circ$ 、吸気管負圧の遅れは $6\sim 7^\circ$ であるから、その差は $20\sim 25^\circ$ であり、図6と図2におけるサブベンチュリ負圧と吸気管負圧の位相の差はほぼ一致している。

3.4 開ループ系の周波数特性にもとづく閉ループ制御系の安定判別 噴射量調節棒変位-燃料噴射-燃焼-トルク-回転速度-サブベンチュリ負圧-ダミーポンプ調節棒変位の連動する開ループ系を考え、噴射量調節棒変位に対するダミーポンプ調節棒変位の振幅、位相特性を複素平面に周波数に関して描くと図7になる。正実軸からの動径が位相角で、動径長さが振幅比をあらわす。ただし、回転速度に対するダミーポンプ調節棒の位相差は、回転速度増大に対して調節棒変位減少の方向を基準にとっている。設定回転速度が $700\sim 800\text{ rpm}$ のとき、約 2 Hz において振幅比が1、位相角が -180° 近くにある。したがって、この開ループ系の入口に 2 Hz の振動を入れてやると、その出力信号がフィードバックされて入力信号と一致することになるから、開ループ系を閉じた場合に、この 2 Hz の振動的定常状態が持続する⁽⁴⁾ことになる。なお、電子工学の分野に移相発振器⁽⁵⁾があり、閉ループ増幅回路の途

中に移相器を挿入して発振器を形成させることができる。

サブベンチュリ負圧のかわりに吸気管負圧を配管した吸気管負圧制御開ループ系のベクトル軌跡を図8に示す。

図7と図8から、サブベンチュリ負圧制御の場合、 $700\sim 800\text{ rpm}$ でハンチングが持続し、 $900\sim 1000\text{ rpm}$ では安定でハンチングが発生しないこと、吸気管負圧制御では全体的にいっそう安定な傾向にあり、 $700\sim 800\text{ rpm}$ においてもハンチングしないことがわかり、現実の現象に適合する。

図9は設定回転速度 800 rpm における約 2 Hz の変動の際のクランク角 180° 平均回転速度 N_n と噴射時期における調節棒変位、両実測値の関係をサブベンチュリ負圧制御および吸気管負圧制御の場合について示したものである。

4. 結 論

ハンチング発生機構を知るために、機関を吸気管負圧制御により安定化してダミーポンプをつけ加えた開ループを考え、噴射量調節棒にハンチング相当の長周期変位を与えた周波数応答実験により、サブベンチュリ負圧制御系のハンチングが非線形系のリミットサイクルとして存在することを示した。吸気管負圧制御の場合には、制御負圧の位相おくれが小さいためにハンチングは発生しない。

なお第3報には低速ハンチングの計算機シミュレーションを述べる。

本研究を進めるにあたり、横浜国立大学工学部津田公一教授および東京大学工学部酒井宏教授、大竹祐輔助手にご指導あるいはご援助をいただいた。そのほかにも多くの方々の協力を得た。厚くお礼申しあげる。

文 献

- (1) 藤平, 内燃機関, 4-37 (昭40), 23.
- (2) 石丸, 自動車技術, 19-11 (昭40), 845.
- (3) 川副, 機論, 51-461. B (昭60), 404.
- (4) たとえば, 中田, 自動制御の理論, (昭35), 150, オーム社.
- (5) 川上, 電子回路III, (昭30), 36, 共立出版.