川崎-M・A・N KZ 機関の静圧過給方式 における一つの実験研究*

橋 本 博** , 小 林 寿 雄**

概 要

船用2サイクル機関に排気タービン過給が採用されるようになってから約15年になるが、近年の機関のめざましい大形化、高出力化の要求に対処して、排気タービン過給機の性能の向上、機関とのマッチングの改善が行なわれた結果、最近では過給率100%を超える高過給機関が出現するようになってきた。

排気タービン過給の初期の段階ではほとんど動圧過給が採用されていたが、数年前から静圧過給が採用される割合が多くなってきている。M・A・N KZ 機関では比較的過給の初期のころから静圧過給方式を取り入れてきた。この両方式の利害得失については種々論議されているが、機関の大形化、高出力化につれ静圧過給方式が多く採用されるようになってきているのは事実であり、この傾向は今後ますます強くなるものと思われる。

これは高過給における静圧過給方式の優位を示すものである。しかし、静圧過給方式の一つの欠点として、低負荷では排気タービンを駆動する排気エネルギーが少ないため、過給機ブロアがサージングしやすいという問題がある。とくにKZ機関のように、シリンダ下部を補助の掃気ポンプとして使用し、しかも過給機ブロアと並列に作動させる場合には、ブロアのサージングを避けるためのなんらかの手段が必要である。この問題を解決するため、これまで数種の方式が提案され、実用化されてきた。本稿では、静圧過給方式の場合の低負荷における過給機ブロアの性能の改善をねらいとしたこれら各方式について説明した後、最近川崎 M. A. N. KZ 機関に全面的に採用されている静圧—並列—インジェクタ方式に関し行なわれた実験研究とその解析につき論ずることとする。

An Experimental Study of Constant Pressure Turbcharging System for KAWASAKI-M・A・N KZ Type Diesel Engine

by Hiroshi Hashimoto, Hisao Kobayashi

Abstract

It has been 15 years since after the exhaust turbocharging system being applied to two cycle marine Diesel engine.

To cope with the demand for recent trend of remarkable larger size and greater output of engines, extensive study for advancement of turbocharger efficiency and its suitability to main engine resulted turning out of highly turbocharged engine of over 100 % of turbocharging degree.

At the beginning stage of exhaust turbocharging system, generally "Impulse system" have been adopted. However, from a few years before a large number of "Constant pressure system" has been introduced.

So far M. A. N. KZ type Diesel engine is concerned, comparatively at an early stage, constant pressure system has been applied.

With regard comparable merits and demerits of both systems have long been discussed, but it can not be denied the fact that it becomes larger size and greater output of engines, it would eventuate to apply constant pressure system and prospects of strong demands of constant pressure system will be increased hereafter which proves the superiority of constant pressure system over the impulse system.

But as one of the weak points of constant pressure system is that it does not match with main

*原稿受付、昭和43年2月26日 **正会員 川崎重工業(株) (神戸市生田区東川崎町2-14)

engine at low load, especially in KZ engine which provides the piston underside pump and besides in case of parallel operation with turbocharger be carried out, it is necessary to install a special scavenging air control system in order to prevent turbocharger going in to the surging range at low load.

For the purpose of solving of this problem, many devices have been studied, proposed and put in practical use.

In this paper, we will introduce to several scavenging air control system intending to improve of performances at low load under the condition of constant pressure system and further we will state about an experiment and analysis studied by us of constant pressure parallel with injector system which comprehensively adopted recently to KAWASAKI-M. A. N. KZ engines.

1. 静圧過給方式の長所および短所

排気タービン過給には、タービンにはいる排気の状態により、動圧過給方式および静圧過給方式があることは周知の通りである。動圧過給方式は、機関から排出された排気をできるだけ短く、かつ細い排気管で、これをそのままの形で排気タービンに流入させる方式で、排気始めの吹き出しのエネルギーをできるだけ有効に利用することをねらいとしており、一方静圧過給方式は、各シリンダから排出される排気を比較的大きい共通の排気管に集め、排気の圧力変動をできるだけ均一化してから排気タービンへ導く方式である。この両方式の長所、短所は相反するが、静圧過給方式を基準にすると以下ようになる。

静圧過給方式の長所

- (1) 排気タービンは定圧タービンとなり、しかも、タービンノズル全周から均一に流入するので、動圧過給に比べタービン効率が良い。
- (2) 過給機の数、大きさ、配置などの選択が自由である。
- (3) 着火順序の選択の際、過給方式による制約を受けないので、機関のバランス、ねじり振動などに対して最も好都合な配置に選べる。
- (4) 排気管が大きいため、排気孔開口後のシリンダ内の圧力の低下が早く、掃気孔開口時のシリンダ内圧力は掃気圧より低くなっているため、排気ガスの掃気管への逆流が起こらない。このため、掃気管内に火災が起こる危険がなく、また、ポートスカベンジ機関の一つの欠点とされていた掃排気ポートの汚れやつまりがない。
- (5) 排気管が共通のため、過給機故障時の出力低下が少なく、また一部の燃料ポンプをカットして運転しても、過給機ブロアのサージングの可能性が少ない。

静圧過給方式の短所

- (1) 低負荷でブロアのサージングを避けるため、特別な手段を必要とする。

- (2) 排気の脈動を減らすため、排気管容積をかなり大きくしなければならない。
- (3) (1), (2)の理由で製作費が若干高くなり、また船によっては機関室内の配置がやりにくい場合が生ずる。

2. 各種静圧過給方式の作動原理⁽¹⁾

2.1 直・並列方式 これは図1に示すように掃気ポンプとして作動するピストン下部ポンプの中の一部が、過給機ブロアと直列に作動できるように、掃気管はIおよびIIに仕切られており、逆止弁 f によって連絡されている。低負荷時過給機ブロアの吐出圧が低いときはこの弁は閉じており、過給機吐出空気はピストン下部掃気ポンプの吸入側へ導かれ、ここでさらに加圧されて掃気管IIへはいり、シリンダへ送り込まれる。つまり低負荷では、ピストン下部掃気ポンプの中の一部を過給機ブロアと直列に作動させることによって、ブロアのサージングを避ける方法である。また、この直列方式のピストン下部ポンプの中、通常は1シリンダの吸入側に切換装置を設け、高負荷になるとこれを切り換えて、大気より吸入するようにする。したがって、過給機ブロアからの吐出空気の一部は弁 f を通り掃気管IIにはいる。

この方式は M. A. N. 社および多くのライセンスで最も多く採用され、良好な実績の出ている方式である。

図1 直・並列方式

る。ただ、この方式の欠点は掃気管を二つに仕切る必要があり、その間に設けた逆止弁が掃気が通過する際の抵抗が完全な損失となること、また直・並列の切換装置が面倒なことである。

2.2 可変案内羽根方式 この方式は、他の方式がすべてブロー吸入特性を低負荷でずらせてサージングを避けているのとは異なり、過給機ブローのサージング限界を負荷に応じて変える方式で、このため過給機出口の各案内羽根は、それぞれその中心の軸のまわりに回転できるようにになっており、機関の負荷増減に応じてリンク機構により同時に開閉する。実際には機関の負荷に相当するものとして、たとえば、燃料調整軸、機関回転数、掃気圧などのうち、いずれかを検出して案内羽根のリンク機構と連動させるようにすることができる。機関がきわめて低負荷の場合は、この可変案内羽根を全閉し、補助ポンプのみで運転し、負荷の上昇につれて徐々に開くようにする。この方式は全負荷範囲でサージングを避け得るのみならず、ブロー効率の最も良いところで使用することをねらったものである。この方式の欠点は、機関の負荷増減と案内羽根の開閉との連動装置が面倒なこと、特殊な過給機を設計する必要があること、わずかではあるが、案内羽根とブローケーシングとのすきまからの漏れにより、ブロー効率が若干悪くなることである。

2.3 過給機切換方式 この方式は 1 台の機関に 2 台またはそれ以上の過給機を装備し、低負荷ではその中の一部のみを作動させ、高負荷では全部の過給機を作動させる方式で、そのねらいは、低負荷での少ない排気エネルギーを全部の過給機に分けずに、少数の過給機で有効に利用しようとするもので、図 2 にその概

図2 過給機切換方式

略を示す。低負荷では、No. 2 過給機の排気入口に設けた小孔付蝶形弁およびブロー出口に設けた蝶形弁を閉じ、排気はほとんど No. 1 過給機のみを通るようにする。このため、排気通路が半分近くに絞られるので排気圧、したがって掃気圧が上昇し、作動中の No. 1 過給機ブローは全力に近い状態で作動するので効率が良く、サージングの心配もない。高負荷になると No. 2 過給機の排気入口およびブロー出口の蝶形弁を開き、この過給機も作動する。

この方式の問題点は、No. 2 過給機の蝶形弁を切り換える際に掃、排気圧力および過給機の回転に大きな変化が生じ、サージングにはいりやすいことであるが、各蝶形弁開閉のタイミングと開閉速度を適当に選ぶことによって、この問題を克服することができる。

2.4 タービン空気駆動方式 この方式の概略を図 3 に示す。その作動原理はつぎに述べるブロー駆動方式、インジェクタ方式に近いものである。ピストン下部ポンプより吐出された空気は、補助空気管に導かれるが、この空気は過給機タービンの特別なノズルに送り込まれ、タービンを加速することにより、低負荷での排気エネルギーの不足を補うものである。約 50% 負荷以上では、補助空気管と下部掃気管との間の仕切弁は開かれ、ピストン下部ポンプより吐出された空気はほとんど掃気管へ送り込まれる。この方式はつぎに述べる。

ブロー駆動と同じく、低負荷における過給機タービンの加速性がすぐれている。欠点としては、ピストン下部ポンプの空気を排気といっしょに捨ててしまうため損失が大きいこと、タービンノズルの一部を空気駆動に使用するため、高負荷時のタービン効率が若干悪くなることである。この方式は、M.A.N. 社で 1~2 台実船に使用されているようであるが、つぎの二つの方式に比較し、明らかに劣っており、現在は用いられていない。

図3 タービン空気駆動方式

2.5 プロア駆動方式 M.A.N. 社で最近開発された方式で、前記のタービン空気駆動方式とは反対に、ピストン下部ポンプより吐出された空気を過給機プロアケーシングに導き、多数の小穴から高速でプロアインペラに吹きつけ、プロアを加速する方式である。その作動原理を図4に示す。この方式によると、低負荷域のサージングを避けることができるのみならず、機関の加速性においてもすぐれており、また、タービン空気駆動方式と違って駆動空気も掃気として利用できる、損失も少なくすむことができる。この方式は M.A.N. 社で今後多く採用される予定である。

図4 プロア駆動方式

2.6 インジェクタ方式 この方式は B.B.C 社と M.A.N. ライセンシの Kockums 社で共同開発されたもので、その原理を図5に示す。低負荷ではピストン下部ポンプから吐出された空気を、プロア出口のインジェクタへ導き、ここから高速で噴射することによってプロアからの空気を吸引し、サージングを避けるこ

図5 インジェクタ方式

とができる。約50%負荷以上では切換弁によりピストン下部ポンプからの空気は、空気冷却器を通して直接掃気管にはいり、過給機プロアからの空気と並列に機関へ供給される。インジェクタ作動、不作動の切換は通常は掃気圧を検出して自動的に行なわれる。

この方式はこれまでの方式に比べ、いろいろな点ですぐれており、川崎重工では後述の予備実験を行なった後、五十鈴川丸用主機（K10Z 93/170 26,000PS 昭和40年10月完成）を始めとしてすでに約20台の機関に採用し、優秀な成績をあげている。

3. 静圧—並列—インジェクタ方式

3.1 インジェクタ模型試験 インジェクタについては従来多くの理論的ならびに実験的研究がなされている。とくに、水・蒸気インジェクタについては古くから多くの研究が実施され、また空気インジェクタに関する研究^{(2)~(5)}も最近いろいろ行なわれている。しかし、これらはインジェクタ本来の性能を追求したものであり、過給方式の一手段として使われたことがないので、あらかじめその性能を確認する必要がある。そこで、実際の機関に採用する前に図6に示すような約1/4程度の模型を作成し、その性能を調査した⁽⁶⁾。インジェクタノズル3種類（面積比 $m=17.8, 23.0,$

図6 模型試験本体と圧力分布

図7 模型試験装置

32.4) について種々実験を行なったが、ここではその一部を紹介する。

3.1.1 実験装置と実験方法 図7は実験装置の概略を示すもので、工場用圧縮空気の一部を圧力タンクへ導き、一次流および二次流空気は、それぞれ調整弁を経てインジェクタへ導かれる。またそれぞれの流量は、管の途中に設けたオリフィスによって計測した。

実験に使用したインジェクタノズルの寸法を図8に示す。混合室、平行部およびディフューザ部には、図6のように管に穴をあけて水銀マンメータによって圧力分布を測定した。

図8 インジェクタノズル寸法

3.1.2 実験結果 (i) 圧力上昇と空気流量比 インジェクタ平行部分およびディフューザ部分の圧力変化の計測結果の一例を図6に示す。平行部分の長さ l と平行部管径 d との比は、通常 $l/d=8.0\sim 8.5$ が最適とされているが、本試験の結果、 P_8 付近からは圧力の上昇はわずかであり、実機に使用する場合、設計上の制約から $l/d=4\sim 5$ 程度で十分であることがわかった。

図9

つぎに、図9に示す各断面における断面積および流速をそれぞれ f , w とすると、ノズル出口断面とディフューザ出口断面でつぎのような平衡式が成立する。なお、途中の断面における平衡式は省略する。

$$\frac{G_1}{g} w_1 + \frac{G_2}{g} w_2 + f_1 P_1 + f_2 P_2 = \frac{(G_1 + G_2)}{g} w_e + f_e P_e \quad \dots\dots\dots(1)$$

接尾字、1, 2, e はそれぞれノズル出口、ノズル出口断面における吸入流体流路、ディフューザ出口を表わす。

(1)において $P_1=P_2$, $f_1+f_2 \doteq f_e$, $w_1 \gg w_2$, w_e であるから、

$$f_e(P_e - P_1) \doteq \frac{G_2}{g} \frac{G_1}{G_2} w_1$$

$$\frac{P_e}{P_1} - 1 = \frac{G_2}{P_1} \frac{w_1}{f_e g} \frac{G_1}{G_2}$$

また、 $G_2 = P_2 f_2 w_2 / RT_2$ であるから、インジェクタノズル出口からディフューザ出口までの圧力上昇度は、

$$\frac{P_e}{P_1} - 1 = \frac{f_2}{f_e} \frac{w_1 w_2}{g RT_2} \frac{G_1}{G_2} \quad \dots\dots\dots(2)$$

にて表わされる。図10および図11は計測結果の一例を示したものであり、図中の m は面積比 ($=f_e/f_1$) を表わす。

図10 圧力比と空気流量比

図11 圧力比と空気流量比

(ii) インジェクタ効率と空気流量比 一次流がインジェクタノズルから噴射されて、ディフューザを通過するまでのエネルギー放出 E_n は、

$$E_n = G_n \frac{K}{K-1} RT_e \left\{ \left(\frac{P_n}{P_e} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right\} \quad \dots\dots\dots(3)$$

与えられ、二次流がディフューザを出るまでに一次流によって与えられるエネルギー E_s は、

$$E_s = G_s \frac{K}{K-1} RT_s \left\{ \left(\frac{P_s}{P_e} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right\} \quad \dots\dots\dots(4)$$

(3)(4)式中の K は、一次流および二次流の空気の断熱係数を表わす。

したがってインジェクタ効率は、

$$\eta_{inj} = \frac{E_i}{E_n} = \frac{G_i T_i \left\{ (P_e/P_i)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right\}}{G_n T_e \left\{ (P_n/P_e)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right\}} \dots\dots\dots(5)$$

で与えられる.

図12 インジェクタ効率と空気流量比

図13 インジェクタ効率と空気流量比

インジェクタ効率の実測結果の一例を図12および図13に示す. また, 理論計算によるインジェクタ効率を図12の破線で示すが, 実測結果とほぼ一致している. これによると, 面積比一定の場合は一次流と二次流の流量比が比較的小さいところで, インジェクタ効率の最高点が存在することを示している. またインジェクタノズル径を小さくするほど, すなわち面積比が大きいくほど, インジェクタ効率の最高点が低下することが判明した. したがって, インジェクタノズル径を小さくすると, 一次流のエネルギーは増加しインジェクタ効果はふえるが, インジェクタ効率が低下するので, これらの関係よりインジェクタノズルの最適径が存在することになる.

3.2 実機におけるインジェクタ効果 静圧過給機関では, 機関の排気熱量, 掃・排気ポートの抵抗, 過給機タービンの等価ノズル面積, 過給機効率などがわかっていれば, 比較的高い精度で分力時を含めた機関性能の予測が可能である. したがって, 上述のインジェクタ性能がわかれば, これを機関低負荷時の性能

と組み合わせてプロアの吸入特性がどの程度改善されるか推定できる. 計算過程の概略を以下に示す.

機関の排気熱量を ΔH [kcal/PSehr] とすると,

$$\Delta H = L_e C_p (T_e - T_o) \dots\dots\dots(6)$$

(6)において

L_e : 機関所要空気量 [kg/PSehr]

C_p : 排気ガスの定圧比熱 [kcal/kg°C]

T_e, T_o : タービン入口排気温度 および 大気温度 [°K]

したがって L_e を仮定すると T_e が求められる.

排気タービンの等価ノズル面積を A_R [m²] とすると,

排気タービン入口の排気ガス圧力 P_E [kg/m²] は

$$P_E = \frac{G_E \sqrt{R T_E}}{A_R \Psi_E} \dots\dots\dots(7)$$

(7)において

$$\Psi_E = \left(\frac{P_g}{P_E} \right)^{\frac{1}{K'}} \sqrt{\frac{2gK'}{K'-1} \left\{ 1 - \frac{P_g}{P_E} \right\}^{\frac{K'-1}{K'}}}$$

P_g : タービン背圧 [kg/m²]

G_E : 排気ガス量 [kg/s]

R : ガス定数 [kgm/kg°C]

K' : 排気ガスの断熱係数

これよりタービン入力 N_T [kgm/s] は

$$N_T = \frac{K'}{K'-1} R T_E \left\{ 1 - \left(\frac{P_g}{P_E} \right)^{\frac{K'-1}{K'}} \right\} G_E \dots\dots\dots(8)$$

過給機効率 η_{TC} を仮定するとプロア出力 N_B [kgm/s] は,

$$N_B = \eta_{TC} N_T = \frac{K}{K-1} R T_o \left\{ \left(\frac{P_B}{P_o} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right\} G_B \dots\dots\dots(9)$$

にて計算される. (9)において

G_B : プロア吐出空気量 [kg/s]

P_B, P_o : プロア吐出圧力および大気圧 [kg/m²]

K : 空気の断熱係数

一方ピストン下部ポンプより吐出される空気量 G_{SP} [kg/s] は,

$$G_{SP} = Z_{SP} N_{MOT} \gamma_o V_{SP} \eta_o / 60 \dots\dots\dots(10)$$

により求められる. (10)において,

Z_{SP} : ピストン下部ポンプとして使用されるシリンダ数

N_{MOT} : 機関回転数 [rpm]

γ_o : 大気の比重量 [kg/m³]

V_{SP} : ピストン下部ポンプの行程容積 [m³]

η_o : ピストン下部ポンプの容積効率

したがって過給機プロアとピストン下部ポンプを並列に作動させる場合は,

$$G_E = G_B + G_{SP} \quad \dots\dots\dots(11)$$

となるから、(9)よりブロー吐出圧力 P_B が求められる。

つぎに機関の掃・排気ポートの流量係数を仮定すると、掃気管内圧力 P_S [kg/m²] が計算される。

$$P_S = \frac{360 G_E \sqrt{R T_S}}{\Psi_S Z \mu f_P} \quad \dots\dots\dots(12)$$

(12)において、

$$\Psi_S = \left(\frac{P_E}{P_S} \right)^{\frac{1}{K}} \sqrt{\frac{2gK}{K-1} \left\{ 1 - \left(\frac{P_E}{P_S} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right\}}$$

Z : シリンダ数

μ : 掃・排気ポートの流量係数

f_P : 掃・排気ポートの時間面積 [m²deg]

T_S : 掃気管内温度 [°K]

さらに、インジェクタのノズル径 d_N [m] を与えると、インジェクタノズル前のピストン下部ポンプの吐出圧力 P_N [kg/m²] が求められる。

$$P_N = \varphi_N \frac{G_{SP} \sqrt{R T_N}}{\pi / 4 d_N^2 \Psi_N} \quad \dots\dots\dots(13)$$

(13)において

φ_N : インジェクタノズルの速度係数 = 0.97 ~ 1

$$\Psi_N = \left(\frac{P_B}{P_N} \right)^{\frac{1}{K}} \sqrt{\frac{2gK}{K-1} \left\{ 1 - \left(\frac{P_B}{P_N} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right\}}$$

T_N : ピストン下部ポンプの吐出空気インジェクタノズル前温度 [°K]

以上より、 P_B 、 P_S 、 P_N が計算により求められたのでインジェクタ効率 η_{inj} は

$$\eta_{inj} = \frac{G_S}{G_{SP}} \frac{T_B \left\{ (P_S/P_B)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right\}}{T_S \left\{ (P_N/P_S)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right\}} \quad \dots\dots\dots(14)$$

にて計算される。(14)にて求められたインジェクタ効率が、前述の模型試験より求めた10~30%の範囲をはずれた場合は、本計算の最初に与えた機関所要空気量 L_e の値を変えてふたたび計算を繰り返す。

計算結果の一例として、五十鈴川丸用主機 (K10Z⁹³/17026,000 P S × 112rpm) に行なった予想性能曲線を図14に示す。実機での計測結果もほぼ一致している。しかし、実際上インジェクタ効率は10~20%と低く、吸入特性の寄りはわずしか期待できないが、運転してみるとサージング回避効果は著しい。これは、ピストン下部ポンプ過給機ブローと並列に作動させる場合には、ピストン下部ポンプによる掃気管内の掃気の圧力変動がかなり大きいので、ブローの作動特性をサージング限界に対して十分余裕をとる必要があるのに対し、本方式におけるインジェクタ作動状態では、ピストン下部ポンプより吐出される掃気は、すべてインジェクタへ導かれるため、掃気管内の掃気の圧力変動が少ないうえに、この圧力変動も高速で噴射されるインジェクタ空気により、ブロー出口に伝わるまでに減衰されるので、ブロー作動特性をサージング限界に対し、十分接近しても安定した作動状態が得られたこと、およびサージング限界を含めたブローの特性も変化するためではないかと考えられるが、この点については今後さらに調査してみたい。

3.3 M・A・N 社における加速性試験結果 テストエンジン K7Z⁷⁰/120E 形機関により、前述の直・並列方式、タービン空気駆動方式、ブロー駆動方式、インジェクタ方式の場合の機関性能および機関の加速性が試

図14 ブロー吸入特性

図15 加速性試験 (ブロー駆動方式)

図16 加速性試験（インジェクタ方式）

験された。試験結果の一例として、ブロー駆動方式、インジェクタ方式の場合の加速性試験結果を図15および図16に示す。これより、この両過給方式の加速性試験における機関性能の時間的変化の状況は類似してお

り、また起動から全力までの負荷上昇に要した時間は60～100秒と非常に短時間である。さらにつけ加えると、煙の色も同時に観察されたが、両方式とも比較的良好な状態であった。

4. 考 察

以上のように、静圧過給方式の場合の低負荷における機関性能改善策が、種々提案され実用化されてきたが、各方式の性能面における優劣のみならず、製作上、取扱い上の難易を含め総合的に判断すると、インジェクタ方式あるいはブロー駆動方式がすぐれていると考えられるが、細かい点についてはまだ研究の余地があるようである。

文 献

- (1) K. Zinner: “高出力 M.A.N. 2サイクル機関 KZ 系列の開発” 1965年5月 日本、東京ならびに神戸において講演
- (2) 植田、池野: “空気エゼクタに関する考察” 機械の研究 第5巻 7号 425～429頁
- (3) 渡部他3名: “空気エゼクタの実験的研究”(第1報) 機械学会論文集 第21巻 104号 304～309頁
- (4) 渡部他3名: “空気エゼクタの実験的研究”(第2報) 機械学会論文集 第22巻 120号 590～595頁
- (5) 渡部他2名: “空気エゼクタの実験的研究”(第3報、第4報) 機械学会論文集 第2巻 120号 596～602頁
- (6) 橋本: “川崎—M.A.N. KZ 機関の静圧過給方式” 日本船用機関学会 第4回講演会講演前刷集 31～34頁