(昭和 44 年 5 月日本造船学会春季講演会において講演)

小型ハイドロジェット艇の性能試験について

正員 矢 木 孝 宣*

Performance Tests on a Small Hydrojet Boat

By Takanobu Yagi, *Member*

Summary

The principle of marine propulsion that makes use of the reaction produced by a jet of water ejected from the stern has developed to the stage of successful practical application. So far however, its adoption has been limited to small high-speed craft for special uses—pleasure boats in particular. This limitation in the application of the hydrojet propulsion system might derive partly from the erroneous belief, based on past experience, that the system is inherently less efficient than the screw propeller.

The author undertook matching tests on a 22-foot boat hull adapted for hydrojet propulsion, to compare the performance of three pump units—IHJ 18/3s, IHJ 24/2s and IHJ 24/3s—incorporated in a propulsion system developed in the author's institute. The boat thus equipped had a displacement of about 2 tons; the power was supplied by a 310 HP marine gasoline engine.

The tests proved the IHJ 24/2s to be the most suitable, with which the craft attained a maximum speed of 29 knots and a propulsive efficiency of about 0.51. It was not possible to compare this performance with screw propulsion, since no tests were carried out on a screw-propelled boat of same size and form. It is usually considered however that a small planing boat with screw of comparative type would have a propulsive efficiency of around 0.45.

Thus it may be safely concluded that, in respect of propulsive efficiency, we have been able at least to match, if not surpass, screw propulsion, proving that wider application of jet propulsion is a practical possibility.

It remains for the future to analyze the problems still left unclarified, such as optimization of the inlet configuration, through basic experiments, and to develop hull forms particularly suited to hydrojet propulsion. Practical applications in dredgers, fishing vessels and other craft should be developed by fully exploiting the structural and functional advantages of the hydrojet propulsion system.

1 緒 言

船舶の推進に水噴射を利用する考えはかなり古くからあり、1661 年 Thomas Toogood と James Hayes が英国特許を得たのにはじまり¹⁾、その後も種々の形体のジェット推進船が考案され、建造された。しかしいずれも推進効率がプロペラ船あるいは外車船に及ばず、次第にすたれ、推進効率が第二義的な特殊な場合に限られて用いられていた。その主な原因は使用された水噴射用のポンプの効率が低く、また艇に対するポンプ仕様の選定条件が不適当であつたことによると考えられる。

第二次大戦後、回転機械に対する設計技術が進歩し、高性能のポンプが製作可能となつた。それにつれ、ハイドロジェット推進の長所が再び見直され、ハイドロジェット推進装置としてのポンプ仕様と船体との適合条件につき、いろいろと理論的解析がなされている²⁾³⁾⁴⁾が、それらによれば、推進効率は水噴射速度と船速力の比、および吸水口性能によつて大きく左右されるといわれている。

* 石川島播磨重工業(株) 技術研究所船舶性能部

これらの解析結果を実際に適用するためには、その裏付けとなる実験的な確認の積みかさねが必要である。しかし、航走中ポンプの発生する推力の計測をはじめ、実船試験の方法には困難な問題が多く、詳細な試験結果はあまり発表されていない。

本論文では、ハイドロジェット艇の開発において、理論的に設計された2.3の軸流ポンプを新設計による22フィート艇に順次搭載して、ノズル径を変え、ポンプと艇の適合試験をおこなった際の計測方法を紹介し、測定結果の一端について述べる。

2 実験方法および装置

イ) 実験艇

艇の設計製作にあたっては、1/5の模型船による抵抗比較試験を防衛庁高速試験水槽に依頼し、この結果に基づいて、艇体を設計した。また上部構造にはエアレックス利用によるサンドイッチ構造を試用し、艇体の軽量化とコストダウンとをはかった。艇の要目を表1に、概観を写真1に示す。また、一般配置図と線図とをそれぞれ図1、図2に示す。

写真1 22フィート実験艇

表1 艇の要目

全 長	6m 880
垂 線 間 長	6m 800 (22feet)
幅 (艀において)	2m 440
深さ (艀において B.L. 上)	1m 210
排 水 量 ☆	1ton 960 (実測)
喫 水	船首 450mm, 船尾 360mm, 平均 405mm
主 機 関	クライスラー M426BW+2キャブ型 310HP/4,400rpm ガソリンエンジン

☆ 乗員を含まず

図1 22フィート実験艇一般配置図

図 2 22フィート実験艇の線図

図2より明らかなごとく、この実験艇は B. L. 上第2横断面位置の点と、トランソム中心線上 1/2 W. L. 位置の点とを結ぶ直線を含み、船体中心面に垂直な平面で船底下部をきりおとした形状をもつ。また、3本のストライプのうち、内側より第1ストライプは第7横断面まで、第2ストライプは第8横断面までとし、艇の旋回時の吸込性能の悪化を防いでいる。

ロ) 推進装置

IHI で推進装置として開発した軸流ポンプのうち、表2に示す3種のものにつき試験した。

表 2 軸 流 ポ ン プ 要 目

型 式	IHJ 18/3S	IHJ 24/2S	IHJ 24/3S
動 翼 径 (mm)	184	248	248
ポ ス 比	0.5	0.5	0.5
重 量 (kg)☆	50	93	110
設計回転数 (rpm)	3,800	2,820	2,820
減 速 比	1 : 1	1,523 : 1	1,523 : 1
方 向 変 換 装 置	ダクト再改良型 ⁵⁾	コーン型 ⁶⁾	コーン型 ⁶⁾

☆ 方向変換装置を含む。

図 3 IHJ 18/3S 主ポンプとダクト再改良型方向変換装置組立図

図3, 図4にそれぞれ IHJ 18/3s と IHJ 24/2s の組立図を示す。

ハ) 実験実施場所: 主として横浜根岸湾内

ニ) 乗員数: 2名(運転席と後部座席)

ホ) 計測方法

A 船速: 間隔 100m のマイルポルトをつくり, 往復の航走所要時間(ストップウォッチによる)から算出した。

B 回転数: エンジンに付属した回転計の読みによる。ただし, 横河電機の光電式回転計 LP-11 により修正値を求めた。

C トルク計測: 共和電業の TP-50KMC トルク変換器をエンジンとポンプ軸間に直結し, 同じく共和の SLW 型トランジスター式自動平衡指示器により, 直読した。写真2にその状況を示す。

D トリム: 振り式トリム計による。トリム角は B.L. と水平面とのなす角として表わした。

E 推力: 推力は通常のプロペラ推進ならば, プロペラ軸を介して, 直接測定することができるが, ハイドロジェットポンプの場合は簡単には直接測定できない。そこで運動量理論に従って, 流体力学的に推力を算出した。すなわち運動量理論に従えば, 推力 T は

$$T = \rho W (V_J - V_S) = \rho A_J V_J (V_J - V_S) \quad (1)$$

ρ : 海水の密度 $104.5 \text{ kg} \cdot \text{sec}^2/\text{m}^4$

W : ポンプを通過する単位時間当りの流量 m^3/sec

V_J : 噴射速度 m/sec

V_S : 船速 m/sec

A_J : 噴流断面積 m^2

で与えられる。 V_J の決定にあたっては, 直接噴流の速度を計測するかわりに, 次のような方法によった。図5のごとく, ノズル中間部の P 断面と噴流の J 断面間で, ベルヌーイの式が適用できると考えれば

$$\frac{1}{2} \rho V_P^2 + \alpha P_P - \frac{1}{2} \rho \zeta V_P^2 = \frac{1}{2} \rho V_J^2 \quad (2)$$

V_P : P 断面における軸流速度 m/sec

P_P : P 断面における壁圧(以後吐出圧と称する) kg/cm^2

α : 検出場所によつて変る係数

ζ : 流路の損失係数

ρ : 海水の密度 $\text{kg} \cdot \text{sec}^2/\text{m}^4$

一方連続の式より

$$V_P = A_J / A_P \cdot V_J = f \cdot V_J \quad (3)$$

A_P : P 断面の流路断面積 m^2

A_J : 噴流断面積 m^2

図4 IHJ 24/2 S 型主ポンプとコーン型方向変換装置組立図

写真2 トルク計取付状況

図5 吐出圧計測要領

であるから, (2) 式は

$$\frac{1}{2} \rho (1 - f^2 + f^2 \zeta) V_J^2 = \alpha P_P$$

$$V_J = \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \frac{\alpha P_P}{1-f^2+f^2\zeta}} = K\sqrt{P_P} \quad (4)$$

となる。(4)式で f, ζ, α の値、すなわち K が定まれば、同一ノズルに関しては、吐出圧 P_P を測定することによって、 V_J を知ることができる。

K の決定方法として、図6に示すとき要領で、陸岸えい引試験をおこない、各回転数における推力と吐出圧を測定すれば、(1)式において $V_S = 0$ から、推力と吐出圧 P_P の間には

$$T_{V_S=0} = \rho A_J K^2 P_P \quad (5)$$

の関係があるから、容易に K の値を求めることができる。 K の値が定まれば任意の吐出圧に対する推力は

$$T = \rho A_J K \sqrt{P_P} (K\sqrt{P_P} - V_S) \quad (6)$$

によって算出される。

なお、吐出圧 P_P はブルドン管圧力計により直読し、 A_J は別途の実験で求めた縮流係数 C_c

$$C_c = A_J / A_N \quad (7)$$

C_c : 縮流係数

A_J : 噴流断面積 m^2

A_N : ノズル断面積 m^2

の値を使用して算出した。図7に陸岸えい引試験の結果を示す。これによれば、ノズル形状が定まれば、 K は一定値とみなしうる。(以上の推力算出法は、船速のいかんにかかわらず、 K が同一値をとるという仮定のもとに成り立っている。)

3 実験結果および検討

3-1 テーターの整理方法

(6)式によつて算出した推力から推力馬力は

$$\text{THP} = \frac{T \cdot V_S}{75} \quad (8)$$

によつて求め、一方軸馬力は

$$\text{SHP} = \frac{2\pi n \cdot M_d}{60 \times 75} = \frac{M_d \cdot n}{716.2} \quad (9)$$

n : ポンプ回転数 rpm

M_d : トルク kg-m

によつて算出したもので、本論文ではこれらの値の比、すなわち

$$\eta = \frac{\text{THP}}{\text{SHP}} \quad (10)$$

をもつて、推進効率と定義した。また、ジェット効率は

$$\eta_J = \frac{\rho W (V_J - V_S) V_S}{\rho W (V_J - V_S) V_S + \frac{1}{2} \rho W (V_J - V_S)^2} = \frac{2 V_S}{V_J + V_S} \quad (11)$$

W : ポンプを通過する単位時間当りの流量 m^3/sec

ρ : 海水の密度 $\text{kg} \cdot \text{sec}^2/\text{m}^4$

V_S : 船速 m/sec

V_J : 噴射速度 (4)式による m/sec

図6 陸岸えい引試験要領図

図7 陸岸えい引時吐出圧と推力の関係

と定義して⁷⁾求めた値である。

3-2 保針性能および旋回性能

旋回性能は低速におけるその場旋回、後進中の操船もでき、前進時の旋回性能も良好である。

一方、保針性能は非常に悪く、少し波があると直進することが困難となる。これは船首形状が図 8 の実線 A のごとく比較的鋭

く出つ張つており、波がこの部分にあたると、重心 G からの距離が大なるため、大きなモーメントで船首をふらせることになる。したがって図 8 の点線 B のごとく、フォアフットを大きく切り、波がくぐりぬけやすくする必要がある⁸⁾⁹⁾。(この考え方は IHI クラフトの新設計による 20 フィート艇に採用され、保針性は格段に向上することが確認された。)

図 8 船首形状の改良

3-3 推進性能

3-3-1 ノズル径による影響 艇の要求に応じてポンプを設計し、完成後、計画速力で最も良い噴射速度を与えて、推進効率の高い所で艇を走らせようように調整するための最も簡単な方法としては、ノズルリングの径を変化することが考えられる。

そこで 24/2s 型ポンプを使用して、ノズル径を 5 種類変化させて実験をおこなったが、その成績を図 9~12 に示す。図 9 は各種のノズル径に対するポンプ回転数対船速曲線を示しているが、実験した範囲内では、ノズル径の小さいほど速力が高く、164.0φ と 155.6φ とではほとんど差がない。また、同時計測をした軸馬力と吐出圧とをそれぞれ図 10、図 11 に曲線として示してあるが、いずれも、ノズル径が小なるほど増加しており、図 10 でみるとエンジン回転数 3800rpm において、ノズルの絞り比約 3% の相違により 10 馬力以上の差を生じている。最適ノズル径を明確に知るため、図 9 と図 10 の関係から船速対軸馬力を曲線として表わしてみると、図 12 のごとくになる。いま同一速力に対する軸馬力を比較してみると、25 ノットまではノズル径 172.8φ の場合に馬力が最も少なく、また、ノズル径によつて同一速力に対する推力 T が変らないものとする(図 13 参照)。

図 9 $24/2s$ ノズル径による影響 その 1
船 速

図 10 $24/2s$ ノズル径による影響 その 2
馬 力

図 11 $24/2s$ ノズル径による影響 その 3
吐出圧

図 12 $24/2s$ ノズル径による影響 その 4

効率も (8) 式 (10) 式よりみて最良といえよう。しかし図 10 より明らかなごとく、ノズル径 172.8φ のものは 164.0φ および 155.6φ に比べて、エンジンの最高回転数において馬力を十分に吸収できず、ポンプ効率の上昇にもかかわらず、発生推力は小さい。したがって到達速力が劣ることになる (図 9 参照)。一方 188φ および 180.7φ は吸収馬力も少なく、同一速力に対する所要馬力も大きいため、まず論外といえよう。

つぎに、図 9 において最高速力のほぼ等しい 155.6φ と 164.0φ とを比較してみると、図 12 より 164.0φ の方が 10 ノット以上では常に 10 馬力前後少なく、有利である。また、最も効率の良い 172.8φ と比較しても、最高 4 馬力の増加に過ぎず (それによる効率減少は 3～4%)、最高到達速力をも考えあわせ、結局 164.0φ を最適のノズル径として採用した。ただし、艇の搭載エンジンの馬力が小さく、最高速力が 25 ノット程度の場合には、172.8φ を最適と考えるべきであろう。

ちなみに、164.0φ を使用して実験中記録した最高速力は 29 ノットであり、このときの必要馬力は 210PS と推定される (図 9、図 10 より)。

3-3-2 ポンプ相互間の比較 ノズル径として、18/3s は 98φ、24/2s は 164.0φ、24/3s は 155.6φ の場合につき比較してみる。

推力 T を速力に対してプロットしてみると、図 13 のごとく、ポンプが異なっても、ほぼ同一曲線上にのっており、吸水口面積、ポンプ内抵抗、ポンプ重量によるトリムの影響などに原因する推力の差は、図 13 にみるかぎり、発生推力 T の大きさに比べ僅小である。

また、推進効率 η およびジェット効率 η_J 、噴射速度比 V_J/V_S をまとめて図 14 に、また馬力曲線を図 15 に示す。図 14 によれば、18/3s の場合の推進効率は最高 38% で 24/2s の 51%、24/3s の 47% に比べ相当低い。この原因は図 15 にみるごとく、18/3s の軸馬力が船速 11 ノット以上で他の二者に比べ大きいためであるが、一方、 η_J が図 14 に示すごとく 52% 以下で低く、 V_J/V_S が 2.8 以上となっており、船速の割に噴射速度が速すぎることを明白に示している。一方、24/2s では全速度域にわたり、 η_J は高く最高 71%、 V_J/V_S は最低 1.8 ではほぼ設計通りである²⁾。また、軸馬力も全速度域で 24/2s が少なく、推進効率 η が良くなっている。ことに 20 ノット以下では 24/3s より 7～8% も高く、結局、本実験艇には 24/2s が最もよく適合していると考えられる。

図13 推力曲線

図14 各ポンプの効率比較

図15 各ポンプの馬力比較

4 結 言

従来、ハイドロジェット艇の推進効率はプロペラ推進に比較して劣つていたと思われていた。本実験においては、ハイドロジェット艇の推進効率として約 51% を得たが、実験艇と同一船型のプロペラ艇による実験結果がなく、直接両者の効率比較ができなかつた。しかし、普通この程度のプロペラ滑走艇の推進効率は 45% ぐらいと考えられており¹⁰⁾¹¹⁾¹²⁾、本論文で定義した推進効率と、プロペラ艇で一般に使用される推進効率とをそのまま比較できるものとするれば、ハイドロジェット推進もプロペラ推進に比べ、効率の上からも決して劣るものではないことが本実験によつて示されたものといえよう。一方、艇の抵抗については、ジェット艇とプロペラ艇に同一船型を使用した場合、ジェット艇として艇底に吸水口をあけることによる抵抗増加量と、プロペラ艇のプロペラ軸、シャフトブラケット、舵などによる付加物抵抗の量とが大体同程度と認められるので、エンジンの所要馬力の見地からも、ジェット艇は実用艇としても十分使用価値を有するものと考えられる。

今後、基礎的な実験により、吸水口形状その他不明瞭な諸点を解明するとともに、ハイドロジェット艇に適した独特の船型を開発することが大切であり、また、構造上、機能上の特徴をのばして、作業船や漁船への適用開発も進めていくべきであろう。

最後に、本実験を行なうにあたり、いろいろご指導をいただいた防衛庁第一研究所第三部木村部長はじめ防衛庁研究所の各位、IHI 技研近藤顧問、寺尾副所長、岡田主研、ならびに実験に協力された流熱部軸流担当、船性部推進担当の各位に深く感謝する次第である。

参 考 文 献

- 1) Saunders : HYDRODYNAMICS IN SHIP DESIGN, Vol. 2. The Society of Naval Architects and Marine Engineers, (1957), p. 337
- 2) 小樋一郎：船舶の水噴射推進について，作業船，56，(昭 43-3)，p. 21~27
- 3) 草刈和彦：舟艇のジェット推進について，舵，294，(1967-12)，p. 105~110
- 4) 丹羽誠一：水ジェット推進について（1）船舶，Vol. 41，No. 4，('68-4)，p. 50~53，74
- 5) 寺尾貞一ほか：ハイドロジェット艇の操舵装置，特許出願中，(昭 41)
- 6) 小樋一郎ほか：水噴射推進操舵装置，特許出願中，(昭 41)
- 7) Saunders : HYDRODYNAMICS IN SHIP DESIGN, Vol. 1, The Society of Naval Architects and Marine Engineers, (1957), p. 520
- 8) 丹羽誠一：ポートさまざま -21- V-ランナバウト（2）舵，307，(昭 43-11)，p. 23~27
- 9) Jordan Goldman : JET PROPULSION IN MOTORBOATING, A. S. BARNES AND CO., INC., (1965) p. 105~109
- 10) 大津義徳：航洋高速艇の設計談議（3）舵，180，(1955-1)，p. 10
- 11) Peter Du Cane : High-Speed Small Craft, Third Edition, TEMPLE PRESS BOOKS LONDON, (1964), p. 428
- 12) 大串雅信：理論船舶工学 下巻，四版，海峽堂出版株式会社，(昭 41)，p. 155~164