

フランシスポンプ水車の水車二重性能の改善※

Improvement of Hysteresis Characteristics of Francis Pump-Turbines When Operated as Turbine

山 部 正 博*
Masahiro Yamabe

要 旨

フランシスポンプ水車の水車二重性能の現象と特徴を既報⁽¹⁾で報告した。本報では、ランナ内部流動の特徴と、ランナ羽根入口角度ならびにランナ羽根入口後退角が水車二重性能とポンプ水車性能に及ぼす影響について究明している。その結果、後退角を大きくする方法がフランシスポンプ水車の水車二重性能改善法として示されていることを示している。

1. 緒 言

揚水発電所用ポンプ水車は運転する落差範囲が広いので、固定羽根形のフランシスポンプ水車を適用する場合には、運転の仕様範囲においてもかなり悪い流動状態になることがある。近時、単機容量が増大するにつれて運転特性の安定性の問題がますます重要視されてきている。

既報⁽¹⁾では、フランシスポンプ水車の水車運転時に発生した二重性能の現象の存在とその特徴について述べた。類似の現象がカプラン水車の運転で発生したことを Cosma⁽²⁾が報告している。実物の運転領域で二重性能の現象が発生すると、効率の低下と振動ならびに騒音の増大を伴い、運転に大きな支障をきたすことになるので、この現象の解明と対策が必要である。

本報では、この二重性能の改善策を確立するために究明した、ランナ近傍の流れの特徴ならびにランナ羽根水車入口角度と羽根入口後退角とが水車二重性能とポンプ水車性能に影響を及ぼすことを明らかにし、よって、フランシスポンプ水車の二重性能の改善法を提唱している。

2. 供試ポンプ水車と実験装置

実験には表1に示す2種類の基本ポンプ水車(A-0)と(C-0)ならびにこれらのランナの羽根水車入口部のみを目的に応じて加工したポンプ水車5個の合計7種類を用いた。ポンプ水車(A-0)は既報⁽¹⁾のポンプ水車(A)と全く同じものである。

運転条件の計測法は既報と同じである。すなわち、ポンプ水車のトルクは電気動力計で、回転速度は電子管計数器で、落差・揚程は水銀マノメータで、流量・揚水量は重量法でそれぞれ計測した。

3. 実 験 結 果

3.1 ランナ近傍の流速分布

水車二重性能の発生条件がキャビテーション係数によってほぼ規定されること、さらにランナ後流の流動状態が二重性能と大いに関連があることから、上部吸出し管内部流動の様相を既報で究明した。しかしながら、この水車二重性能の現象を解明するとともに、この現象の改善策を確立するためには、さらにランナ近傍の流れの様相を知ることが必要であった。

それゆえに、まず、図1に示すランナ羽根入口角度 γ_1 の妥当性を検討するために、3孔円筒ピトー管を用いて、ランナとガイドベ

表1 供試ポンプ水車の主要諸元

項 目	区 分	記 号	ポンプ水車 (A-0)	ポンプ水車 (C-0)
基 本 ラ ン ナ		—	A-0	C-0
ランナ入口直径 (mm)		D_1	347	347
ランナ出口直径 (mm)		D_2	252	236
ガイドベーン高さ (mm)		B	60	57
ランナ羽根数		Z_R	6	6
ガイドベーン数		Z_G	20	20
ランナ羽根 入口角度	クラウン (deg)	γ_{1c}	20	20
	シュラウド (deg)	γ_{1s}	16	16
後 退 角 (deg)		θ	10	10
比 速 度	水 車 (m-kW)	Nst	140	130
	ポンプ (m ³ m/s)	Nsp	50	45

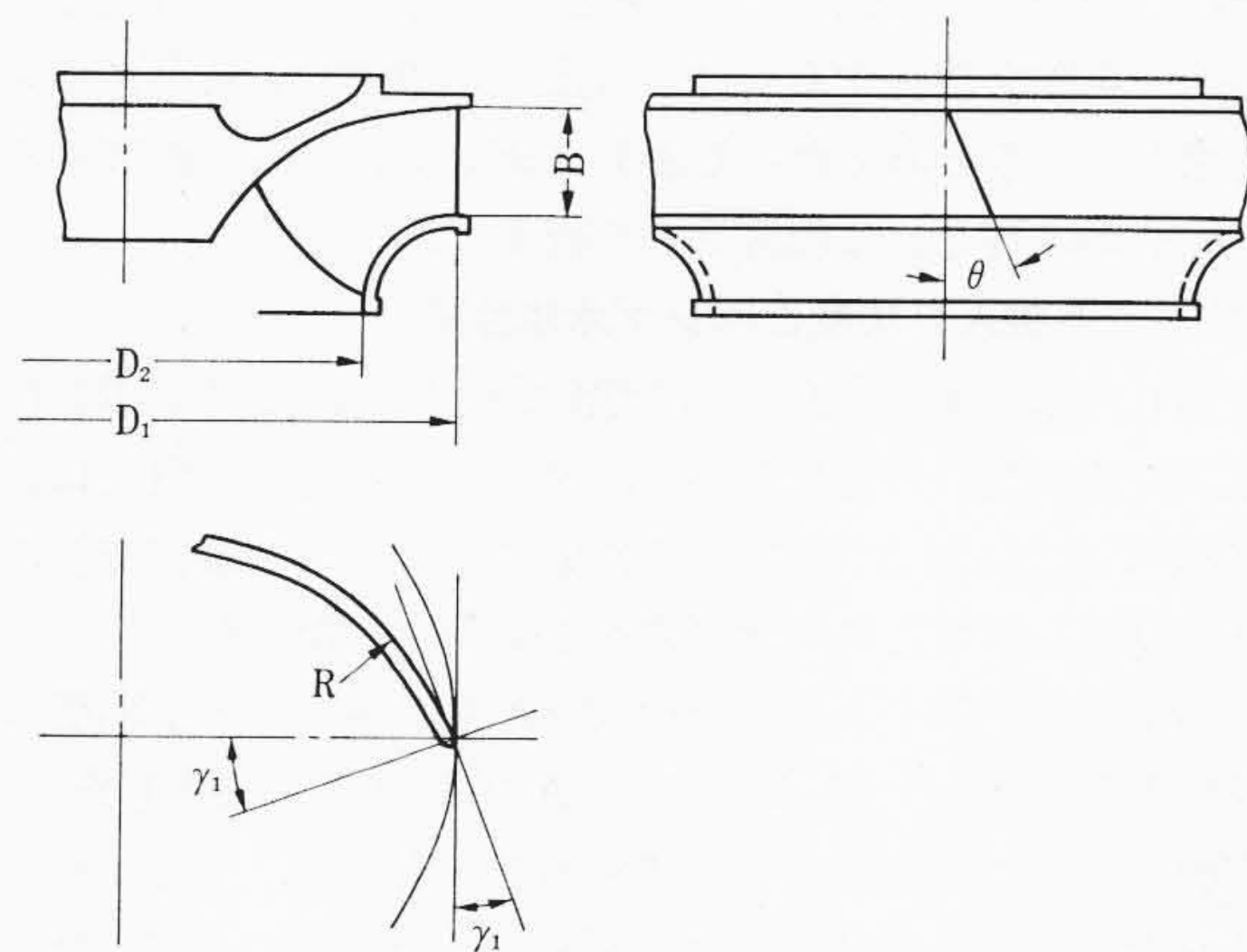


図1 ランナ

ーンの間の流れ角を、水車ならびにポンプの両運転について測定した。図2はポンプ水車(A-0)の流速分布測定結果で、水車流入角度 β_{1t} とポンプ流出角度 β_{1p} の分布を回転速度 n_1 と流量・揚水量 Q_1 に対して示したものである。ここに、 n_1 、 Q_1 はいずれも単位水頭に換算した値で、 $n_1 = n/\sqrt{H}$ 、 $Q_1 = Q/\sqrt{H}$ 、 n =測定された回転速度(rpm)、 H =測定された有効落差・全揚程(mAq)、 Q =測定された流量・揚水量(m³/s)である。図には、水車運転時のガイドベーン開度GVOごとの流量 Q_{1t} と等効率曲線 η_t 、ならびにポンプ運転時に

* 日立製作所日立研究所

※ American Society of Mechanical Engineers の Winter Annual Meeting, Washington, D. C., Nov. 28—Dec. 2, 1971 で発表。Paper No. 71—WA/FE-28

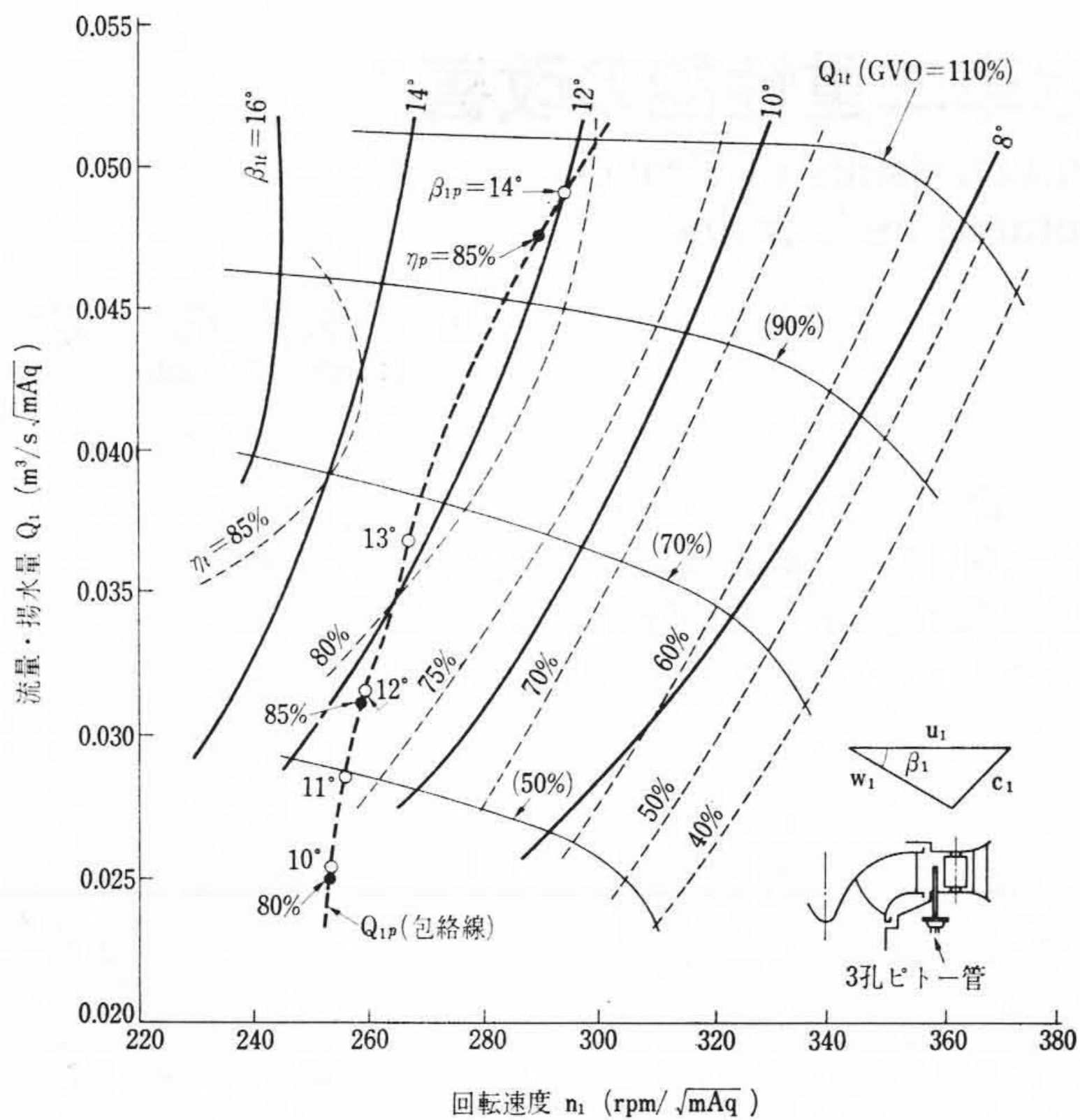


図2 ランナの水車流入角度とポンプ
流出角度：ポンプ水車 (A-0)

ガイドベーン開度を変えてえられる揚程特性の包絡線 Q_{1p} とこの線上の効率 η_p とを示している。水車流入角度 β_{1t} は効率の高い $n_1 = 240$ において 16 度で、 n_1 が大きくなるにつれて図示のように小さくなっている。

既報の図 2 に示したように、運転が急変する現象が発生する運転条件は、キャビテーション係数 $\sigma = 0.3$ では効率 $\eta_p \div 65\%$ のところである。したがって水車流入角度では $\beta_{1t} \div 9$ 度となる。他方、ポンプ運転時の流出角度は $\beta_{1p} \div 10 \sim 14$ 度である。これに対してランナ自体の羽根角度は表 1 に示したようにクラウン側で 20 度、シュラウド側で 16 度である。したがって、回転速度 n_1 の大きい領域で起こる二重性能の現象を改善するには、羽根入口角度 γ_1 を小さくすることは効果があると考えた。しかし、ポンプの揚程が低下する程度と二重性能が改良される程度との割合が問題となる。

3.2 ランナ羽根入口角度とポンプ水車性能

前節で示した水車流入角度 β_{1t} の実測結果と既報 図 7 に示したランナ羽根入口部の流れの特徴とから、クラウン近傍の羽根入口角度 γ_{1c} を小さくすることによって、二重性能の発生領域を改善できるであろうとの見通しのもとに、次に述べる実験を行なった。

図 3 の右下すみに示すように、ランナ (A-0) を基にして、羽根の水車入口部作用面をランナ (A-1) または (A-2) のように加工した。加工図は羽根のクラウン付根部の形状を示したもので、シュラウド付根部はランナ (A-0) の羽根入口角度が小さいので加工していない。クラウンとシュラウドの間は羽根角度がだいたい直線的に変わるような形状に加工した。図 3 に示した性能曲線は模型セット (A) にランナ (A-0)、(A-1) または (A-2) を組み合わせて得られたもので、キャビテーション係数 $\sigma = 0.5$ において、回転速度 n_1 を徐々に大きくしたときに運転が急変する条件および逆に回転速度を徐々に小さくしたときのそれらを回転速度対流量の軸上に示したものである。 n_1 を漸次増してゆく過程で運転の急変現象が起こる限界を $\sigma_c(n_{1i})$ 曲線で示し、逆に n_1 減少過程のそれを $\sigma_c(n_{1d})$ 曲線で示した。ここに、 $\sigma = (H_a - H_v - H_s)/H$ 、 H = 測定された有効落差 (mAq)、 H_a = 測定時の大気圧 (mAq)、 H_v = 測定時の水温における水の飽和蒸気圧 (mAq)、そして H_s = ランナ基準線における吸出し水頭 (mAq) である。さらに図にはガイドベーン開度 GVO ごとの Q_1 曲線ならび

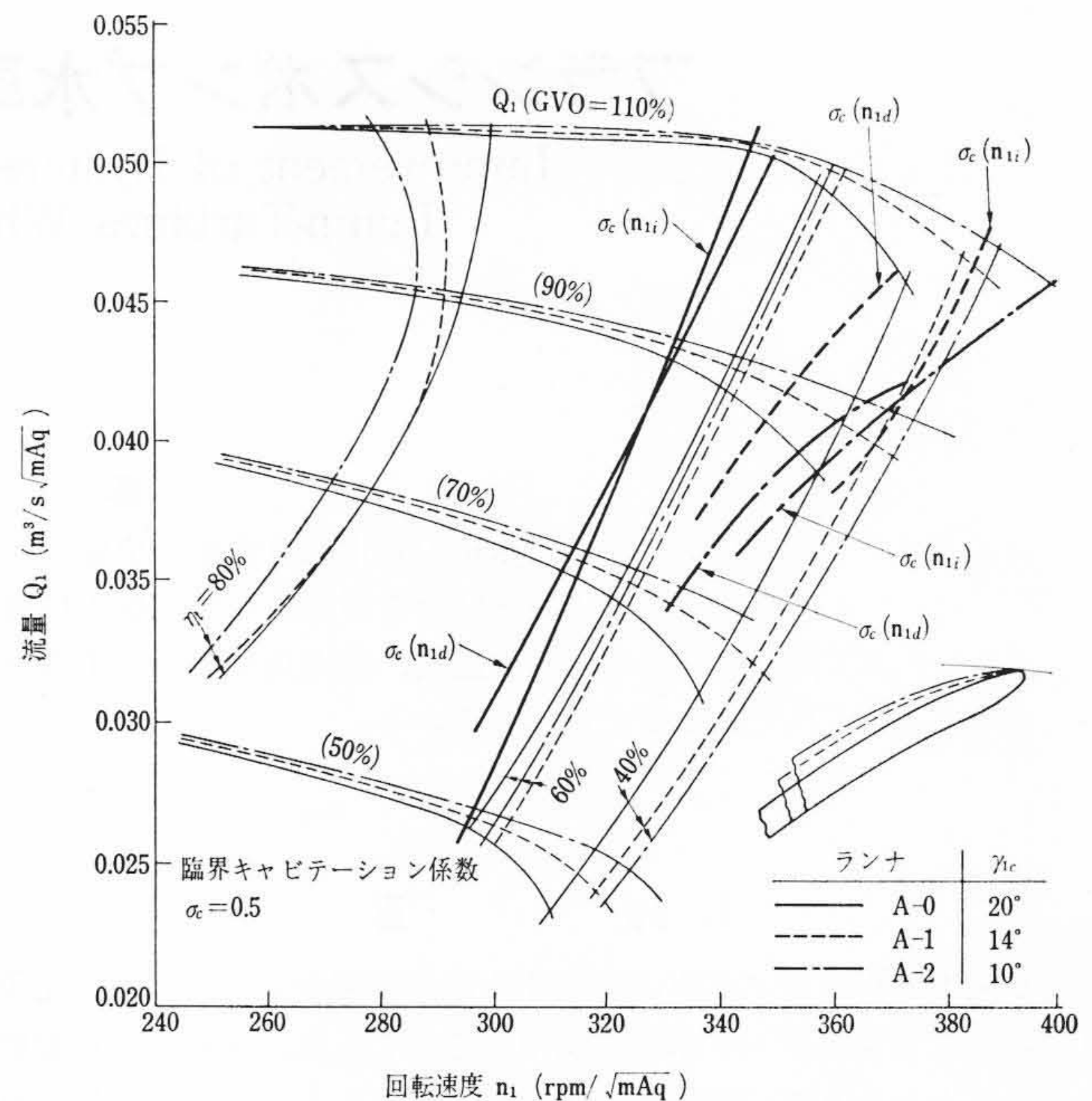


図3 ランナ羽根入口角度と水車運転
急変発生点：ポンプ水車 (A)

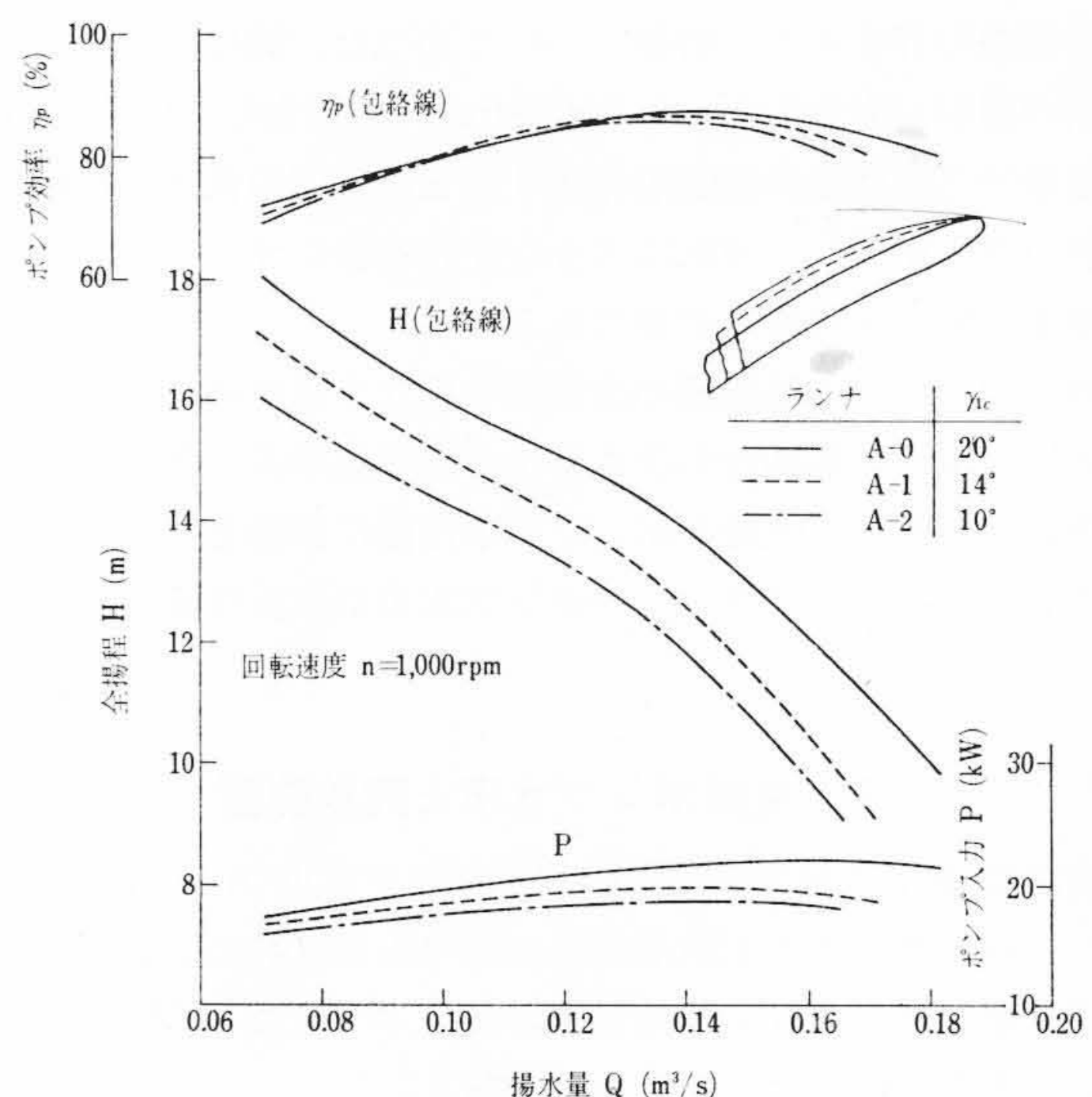


図4 ランナ羽根入口角度とポンプ性能：ポンプ水車 (A)

に等効率曲線 η_e も併記してある。

図で明らかなように、ランナ (A-1) および (A-2) の $\sigma_c(n_{1i})$ 線はランナ (A-0) のそれよりも n_1 の大きい領域へ移行している。よって、このような形状変更によって急変現象または二重性能の発生条件あるいは領域を移行させることができる。この供試模型は普通 $n_1 = 250 \sim 300$ が実物運転仕様範囲として使われるので、羽根入口角度の設計変更で急変現象の発生領域を実物運転範囲外へ移すことができる。しかし、ここで注目すべきことは、羽根角度の変更で急変現象の発生条件は改善しうるが、この発生を完全には防止し得ないということである。もちろん、二重性能の発生には羽根以外の形状も関係するので、すべてのランナに対して同様な結果となるとは限らない。

図 4 はランナ (A-0)、(A-1) ならびに (A-2) のポンプ性能である。角度 γ_{1c} を小さくしたランナ (A-1) と (A-2) は揚程性能が大幅に低下している。したがって、これらのランナを実物に使用するには機

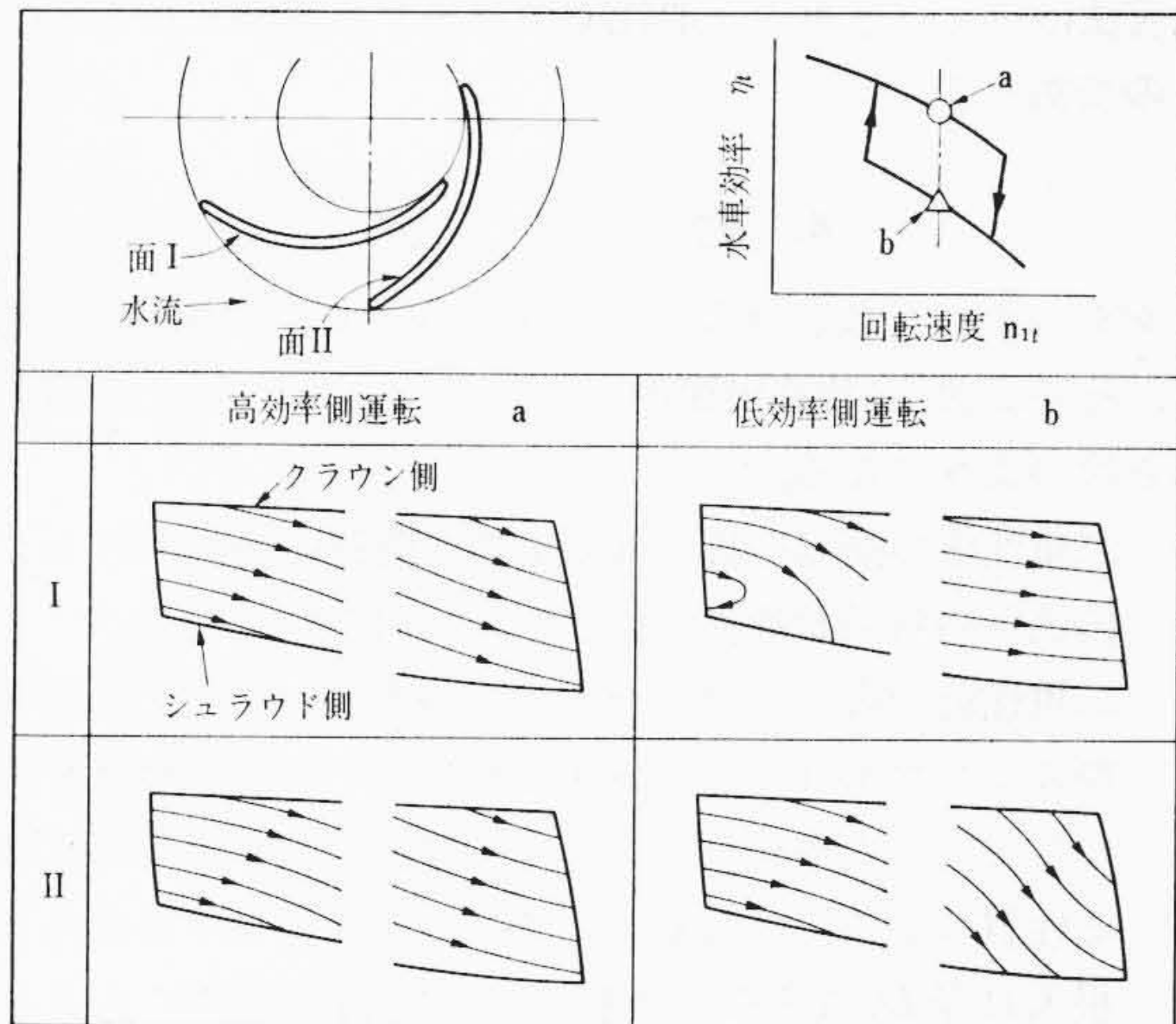


図5 水車二重性能とランナ羽根面上の油膜流跡：ポンプ水車 (A-0)

械の寸法をその分だけ大きく作らねばならないし、また、水車とポンプの総合効率が低下することになる。よって、羽根入口角度 γ_{1c} を小さくするというこの対策は、発電所の仕様によってはきわめて有効な改良策となりうるが、一般的には最善の対策とはいえないものであることが明らかとなった。

3.3 水車二重性能とランナ内部の流動状態

二重性能の現象を防ぎかつポンプ水車性能を低下させないような対策はいかがであろうか。この手掛りを得るためにランナ内部の流動状態の特徴をよりよく把握(はあく)する必要にせまられた。この目的で行なった油膜流跡法⁽³⁾の実験結果の特徴については既報でもふれたが、図5に流跡の特徴を示した。図で明らかなように、高効率側の運転aと低効率側の運転bとでは羽根表面IとIIの流跡が大きく異なっている。すなわち、羽根の入口付近に注目すると、運転bの表面Iにのみ逆流の流跡が認められる。他方、羽根の出口付近に注目すると、運転bの流跡は運転aの流れに水流方向に向かって時計方向回りの旋回流を重畳したものになっている。

この油膜流跡と既報図7のキャビテーション発生状況ならびに既報図8のランナ後流の流速分布とから二重性能の発生原因を次のように推定した。回転速度 n_1 を徐々に大きくしてゆくと、水の流入角 β_{1c} がしだいに小さくなるので、羽根入口部のクラウン側の流れが急に羽根から大きくハク離する。これが原因で羽根間流路内に旋回流が発生する。その結果、効率が大幅に低下し、振動が発生する。逆に回転速度 n_1 を小さくしていった場合に、いったん発生した強い旋回流はなかなか消えがたい性質をもっているため、ヒステリシスを描くことになる。

よって、研究課題の焦点は次のようになった。すなわち、クラウン側の入口角度を小さくせずに流れが羽根からハク離しないようにするには、ランナの形状をいかに改良すべきかということである。ここで、後退角をもつ翼形の偏流特性に着目して、次節で述べる実験を実施した。

3.4 ランナ羽根入口形状とポンプ水車性能

図6は後退角をもつ翼形の前縁付近における偏流特性を示すものである。村井氏⁽⁴⁾の実験によると、後退角 θ をもつ翼形を一樣流中に設置した場合、低圧となる翼背面では前縁付近で流れは内側へ曲げられ、高圧となる腹面では逆に外側へ曲げられる。それゆえに、ランナのクラウン側を後退翼の内側と見なすならば、ランナ羽根入口の後退角 θ を大きくすることによって、クラウン近傍の流れが羽根からハク離しにくくなり、その結果、二重性能の発生を防止でき

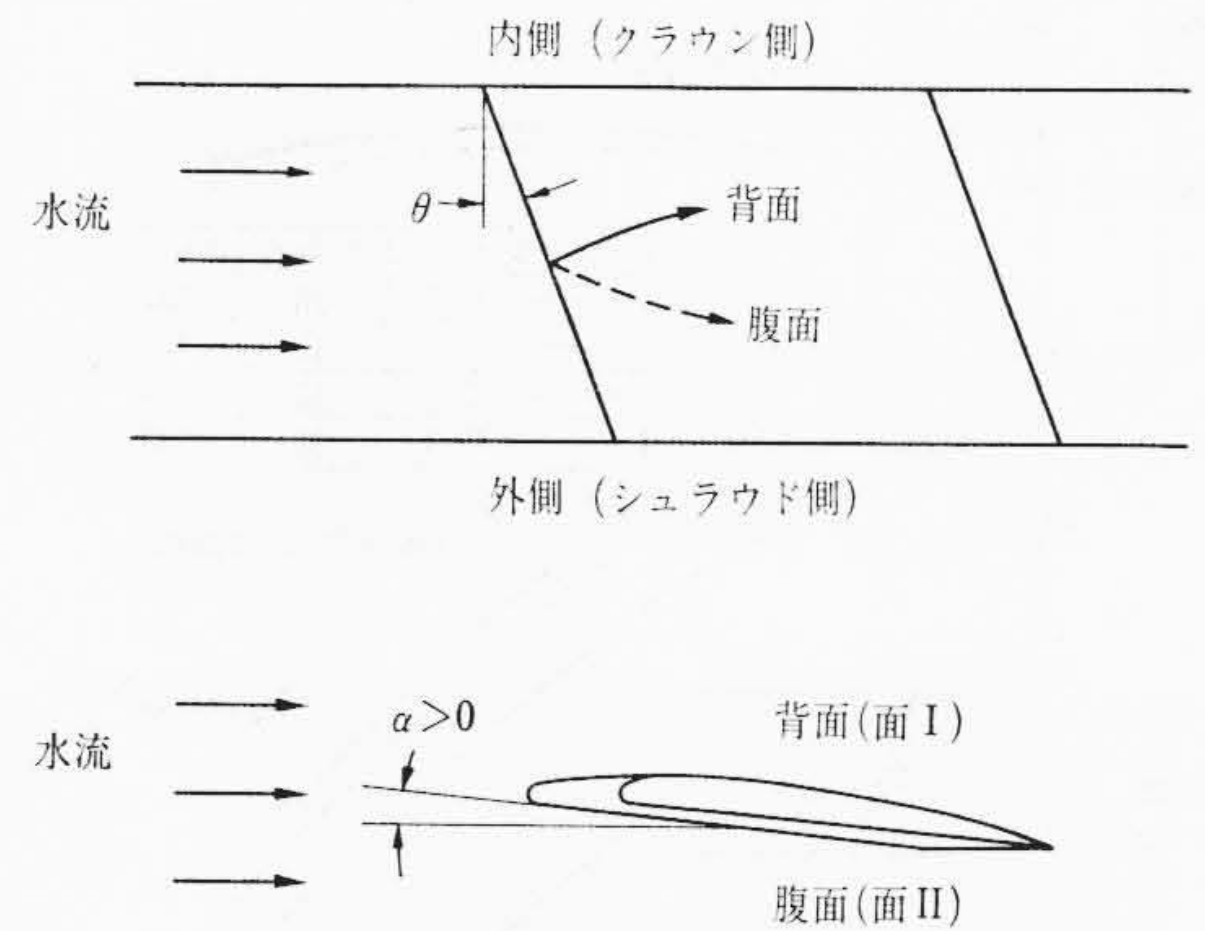


図6 後退翼の偏流特性

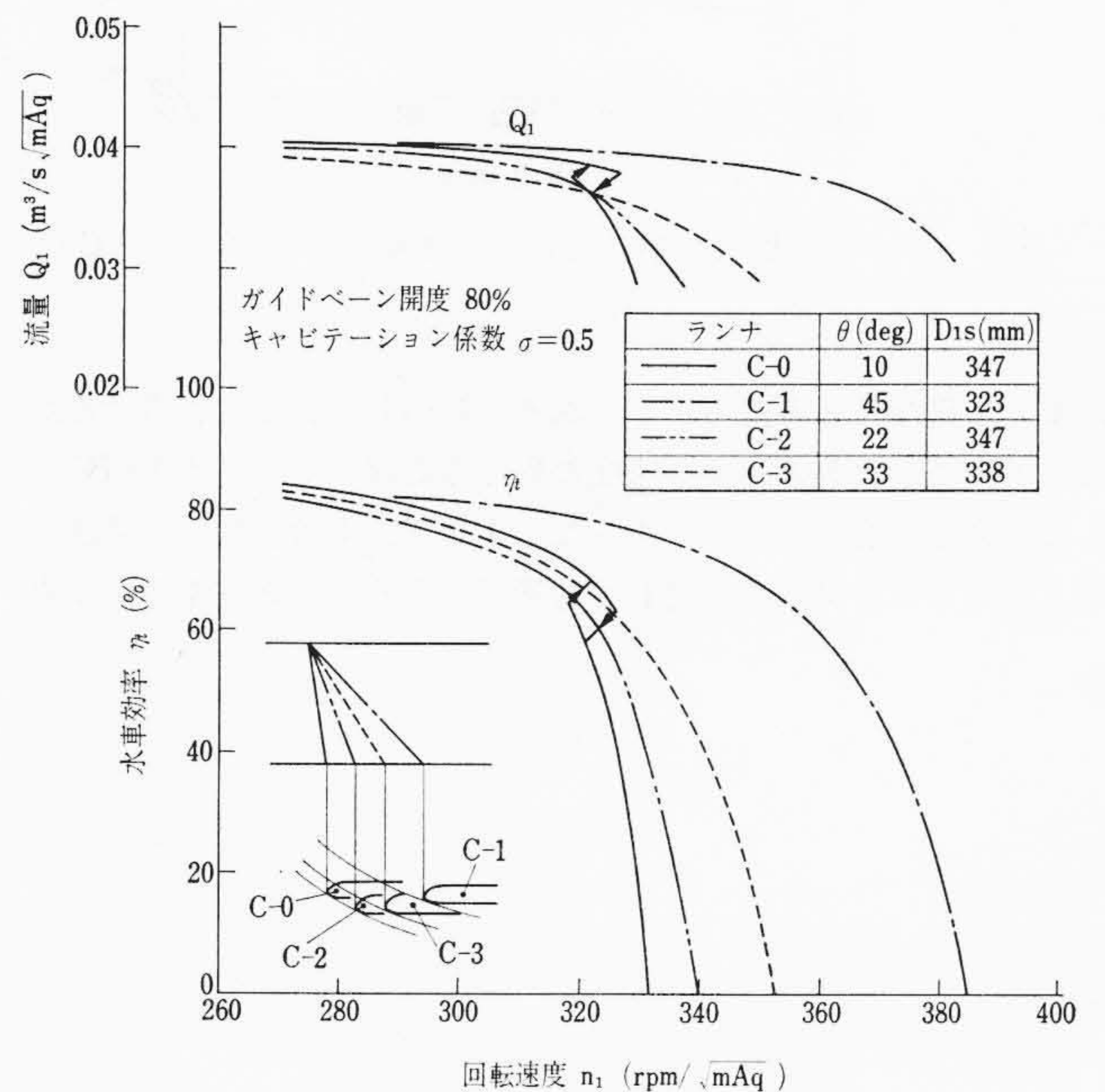


図7 ランナ羽根入口形状と水車性能：ポンプ水車 (C)

るのではないかと推察した。

図7はランナ羽根入口形状と水車性能との関係を示したものである。供試ランナは、図示のように基本ランナ (C-0) およびこれを加工した (C-1)、(C-2) および (C-3) の合計4個である。いずれの加工ランナも羽根のクラウン付根部の形状は基本ランナ (C-0) と同じで、羽根入口の後退角 θ とシュラウド付根部の羽根外径 D_{1s} の2要素が変わっている。クラウンとシュラウド間で羽根入口端は直線状をしており、羽根入口角度 γ_{1c} もほとんど直線的に一樣に変化している。この実験結果で注目すべきことは、後退角 θ が小さいランナ (C-0) にのみ二重性能が発生し、 $\theta \geq 22$ 度の他のランナには二重性能が発生しないということである。

一方、図8はランナ羽根入口形状とポンプ性能との関係を示したもので、基本ランナ (C-0) と同程度の揚程ならびに効率を示すランナは (C-2) である。他のランナは揚程が低すぎるので、一般には経済性に劣っている。

結局、水車二重性能が発生せず、かつポンプ水車の一般性能もすぐれた羽根形状は (C-2) であることが明らかとなった。すなわち、ランナ羽根入口部の後退角 θ をある程度大きくし、シュラウド近傍の羽根外径ならびに羽根入口角度を大きくした形である。二重性能の観点からは後退角を小さくすることは危険である。

もちろん、この改善法の効果はランナの主寸法や羽根全体の形状

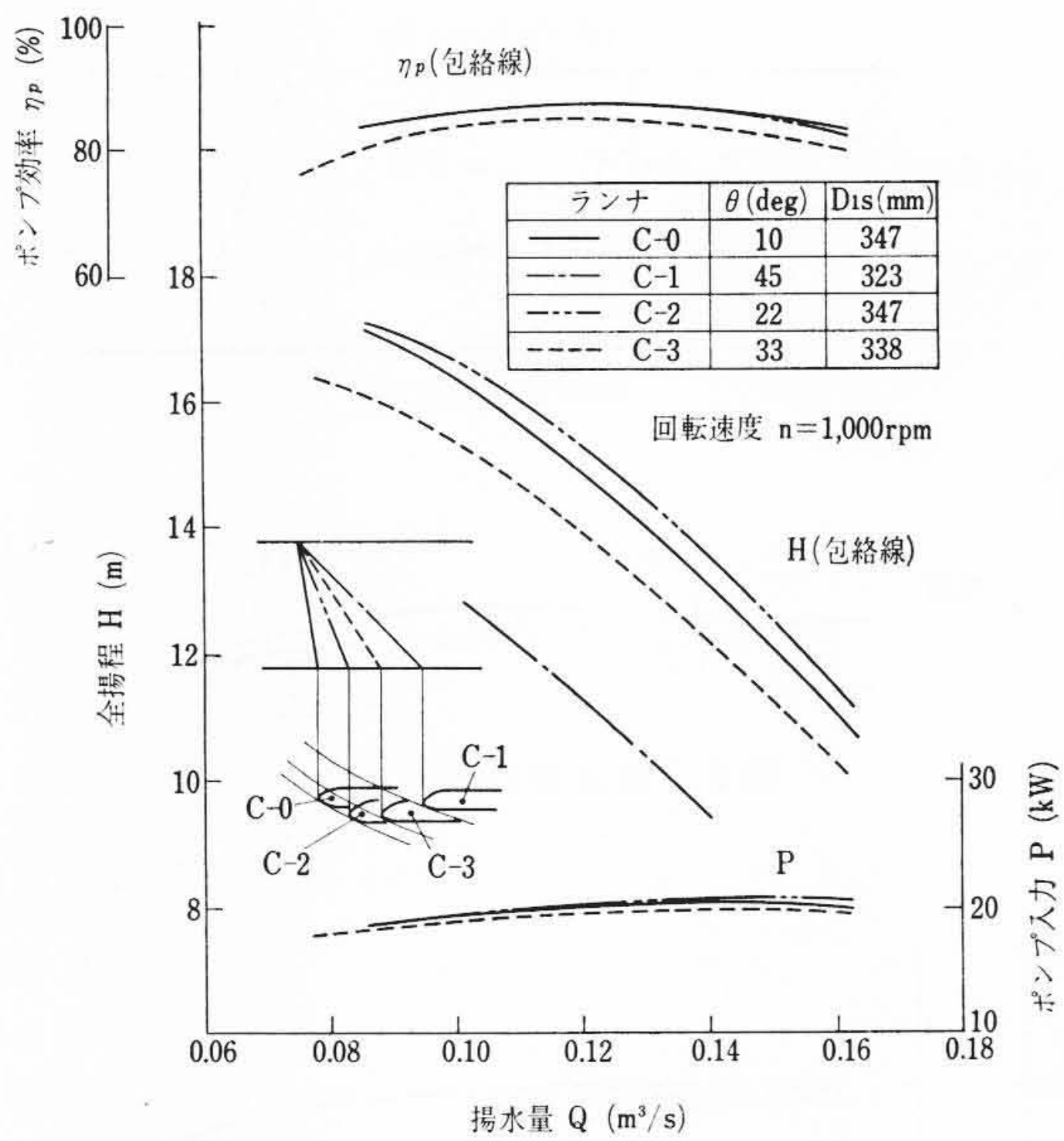


図8 ランナ羽根入口形状とポンプ性能：ポンプ水車 (C)

によって異なるを考えるべきである。しかし、詳細は省略するが、ここで実証した改善法は比速度の異なる既報のポンプ水車(B)に対しても完全に有効なものであった。よって、本改善法は主寸法がかなり異なるポンプ水車に対しても適用しうるものと信ずる。また、

この改善法はポンプ水車の一般性能を改善する手段としても注目すべきものであろう。

4. 結 言

フランシスポンプ水車の水車運転時に発生する二重性能の現象を究明し、その改善策(特許出願中)を明らかにした。得たる結果を要約すると次のようになる。

- (1) 二重性能の高効率側と低効率側の両運転時におけるランナ内流れの特徴を油膜流跡法により明らかにした。
- (2) 二重性能の現象が発生せず、かつ水車とポンプの効率ならびにポンプQ-H性能がすぐれたランナ羽根形状を明らかにした。その形状はランナの主寸法により定量的には異なる性質のものではあるが、ランナ羽根入口の後退角 θ 、羽根入口径 D_1 ならびに羽根入口角度 γ_1 の選定にあることを実証した。

終わりに、本研究の遂行に際してご懇切なご指導を賜った東北大学沼知名誉教授ならびに日立製作所清水工場外岡工場長(旧日立工場副工場長)に心から感謝の意を表する。

参 考 文 献

- (1) 山部：Trans. ASME, 93, Series D, 80 (March 1971)
日立評論, 53, 215 (昭46-3)
- (2) Casma et al.: Proc. 3rd Conf. on Fluid Mechanics and Fluid Machinery, Budapest, September, 1969
- (3) 村井：機学誌 70, 359 (昭42-3)
- (4) 村井ほか：東北大学高速力学研究所報告 17, 185 (昭40/41)

Vol. 54

日立評論

No. 4

目 次

■論 文

- ・新しいコンデンサ放電形内燃機関点火装置の開発
- ・厚板 80 kg/mm² 高張力鋼溶接部の遅れ割れに及ぼす拘束応力の影響
- ・日立-GEガスタービンの性能面からみた運転実績
- ・大容量タービン発電機の運転特性
- ・東北電力株式会社納発変電所集中制御システム
- ・日立油冷式スクリー圧縮機「OSシリーズ」
- ・500t積ガーダ式トレーラおよびトラクタ
- ・UHF-TV放送用デハイドレス形双ループアンテナ

- ・エポキシ樹脂硬化剤 HN2200 の開発
- ・ゾーナルロータと密度こう配作成ポンプの開発

■大容量地中送電特集

- ・500 kV OF ケーブルおよび付属品の開発
- ・154 kV OF ケーブル用改良形普通接部
- ・154 kV 架橋ポリエチレン電力ケーブル
- ・SF₆ガス含浸架橋ポリエチレンケーブルの絶縁特性
- ・極低温電力ケーブルの開発
- ・OF ケーブルの浮力延線

発行所 日立評論社

東京都千代田区丸の内一丁目5番1号
郵便番号 100

取次店 株式会社 オーム社書店

東京都千代田区神田錦町3丁目1番地
郵便番号 101

振替口座 東京 20018 番