

フランシスポンプ水車の水車運転時の二重性能

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運転時に発生した二重性能の現象※を模型実験で究明した結果について述べている。すなわち、この現象の発生条件がキャビテーション係数とガイドベーン開度とによって規定されること、ポンプ水車の比速度によってその趣を異にすることを示し、さらにランナ内部の流動状態の特徴について述べている。

1. 緒 言

揚水発電所用ポンプ水車は発電専用の水車と比べて運転する落差の範囲が広い。この運転の全領域で常に良好な運転状態を保つには、ガイドベーンの開度とランナの羽根角度とを適宜調整することが必要である。したがって、このような揚水発電所に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、運転条件によってはかなり悪い流動状態になることは避けがたいことである。

本報では、種々の比速度のポンプ水車を開発する過程において、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について述べる。本現象の特徴は、ランナ内部の流れがある臨界状態になると別の流れに急に移り変わることで、キャビテーション係数によって規定されるヒステリシス特性を示すことである。類似の現象がプロペラ水車の無拘束速度キャビテーション特性に発生したことは報告されている⁽¹⁾が、フランシスポンプ水車において、しかも実物運転仕様領域でこのような現象が起こることを報告した文献は知見しない。フランシスポンプ水車においては、ランナの設計が適正でないと実物の運転領域においても二重性能が発生し、効率の低下と振動ならびに騒音の増大を伴って実物の運転に大きな支障をきたすので、この現象の解明が必要である。

ここでは、運転が急変する現象の発生とキャビテーション係数との関係ならびにランナ内部の流動状態の特徴などについて模型ポンプ水車で究明した結果について述べる。

2. 供試ポンプ水車と実験装置

供試ポンプ水車には表1に示す比速度の異なる(A)と(B)とを用いた。運転状態の計測は下記によった。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、落差は水銀マンメータで、流量は重量法でそれぞれ計測した。

3. 実 験 結 果

3.1 ポンプ水車(A)の二重性能

図1は模型(A)の流量 Q_1 と効率 η の二重性能を回転速度 n_1 との関係で示している。ガイドベーン開度 $GVO=50\%$ と 110% についてThomaのキャビテーション係数 σ を変えた場合の特性を一例として示した。実験有効落差は $H=8\sim 40\text{ m}$ である。ここに、 $Q_1=Q/\sqrt{H}$, $n_1=n/\sqrt{H}$, $\sigma=(H_a-H_v-H_s)/H$ で、 Q =測定された流量(m^3/s), n =測定された回転速度(rpm), H =測定された

表1 供試ポンプ水車の諸元

項 目	区 分	フランシス ポンプ水車 (A)	フランシス ポンプ水車 (B)
ランナ入口直径 (mm)		347	405
ランナ出口直径 (mm)		252	238
ランナ羽根数		6	7
ガイドベーン 流路幅 (mm)		60	44
ガイドベーン数		20	20
比速度	水車 (m-kW)	140	110
	ポンプ ($\text{m-m}^3/\text{s}$)	50	40

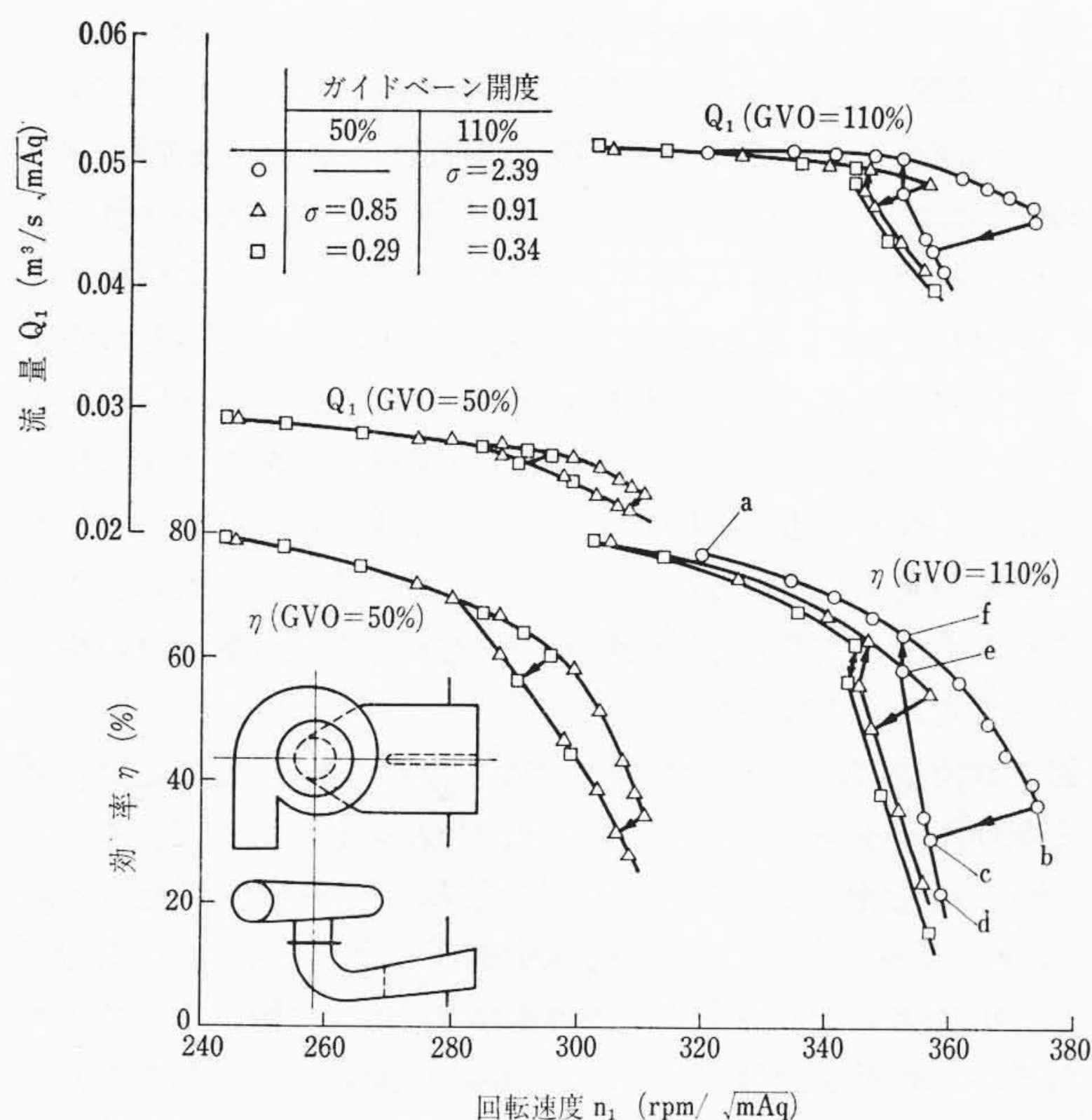


図1 模型(A)の水車二重性能とキャビテーション係数

有効落差 (mAg), H_a =測定時の大気圧 (mAg), H_v =測定時の水温における水の飽和蒸気圧 (mAg), H_s =ランナ基準線における吸出し水頭(mAg)である。

次にこの二重性能の現象の性質について説明する。いま運転点が $GVO=110\%$, $\sigma=2.39$, $n_1=320\text{ (rpm}/\sqrt{\text{mAg}})$ (以下においては単位を省略する。 Q_1 も同様) の点aであるとする。次に $\sigma=2.39$ を保ったまま n_1 を漸次増してゆくと、点bにおいて運転が点cへ急変する。次に n_1 を増減すると運転は曲線d e上を安定した運転状態を保ったまま移動し、点eにおいて運転は再び曲線a b上の点fへ急変する。この際、流量 Q_1 も出力(特性曲線は省略した)も常

* 日立製作所日立研究所

※ 昭和44年4月2日 日本機械学会第46期通常総会ならびに American Society of Mechanical Engineers の Winter Annual Meeting, New York, Nov. 30-Dec. 3, 1970 で発表

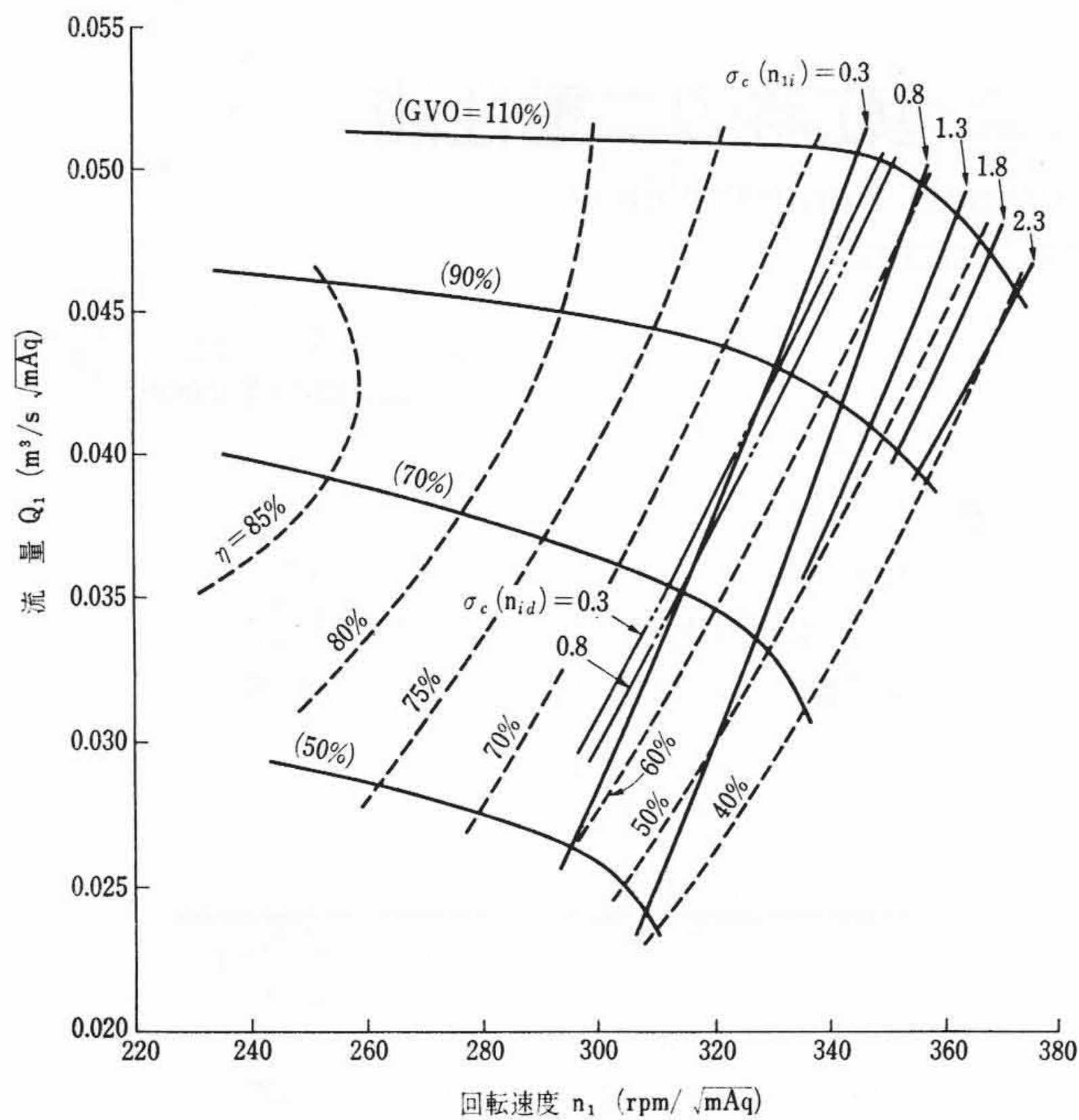


図2 模型(A)の運転急変現象の発生条件

に類似のループ線上を変化する。これら運転状態が急変する直前の運転点bならびにeなどの位置はキャビテーション係数 σ によって規定される性質があり、試験落差の値そのものにはほとんど関係しない。すなわち、図示の $\sigma=0.91$ において運転急変現象が発生する点は $\sigma=2.39$ のそれと大きく異なっており、 $\sigma=0.34$ では運転状態を変える操作をしなくても $n_1=345$ で周期的に急変往復運動($GVO=110\%$ においてのみ発生した)を繰り返す。図は省略されているが、 $GVO=60\sim 100\%$ においても類似のループを示す現象が起こり、 GVO が小さくなるにつれて急変する n_1 、 η および Q_1 の幅が狭くなる傾向がある。図示の $GVO=50\%$ では、低効率側性能曲線上で n_1 をしだいに減少させても運転の急変現象が発生せずに高効率側の性能曲線上に運転が移行する。なお、 $GVO \leq 40\%$ では二重性能の現象が発生しなかった。ここで、運転の急変後に運転が落ち着く点cとfなどは実験設備配管系の水力特性と電気動力計の特性によって変わる性質がある。

図2は模型(A)で n_1 を増減させたときに運転の急変現象が発生する条件を σ をパラメータとして n_1 対 Q_1 軸上に示している。ある σ の値で 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。 n_1 増大過程の急変発生限界線は $\sigma_c(n_{1i})$ の値によって大幅に異なるが、 n_1 減少過程のそれは $\sigma_c(n_{1d})$ の値によってあまり変わらない。 $\sigma_c(n_{1i})$ と $\sigma_c(n_{1d})$ 曲線はいずれも図示した等効率曲線と類似の傾向を示している。本供試ポンプ水車(A)を実物として使用するときの運転仕様範囲はおおよそ $n_1=250\sim 300$ の範囲となるので、 n_1 の大きいところ(実物では低落差の運転に相当)で運転したときにのみ二重性能の現象が発生することになる。実物運転キャビテーション係数 $\sigma_p=0.3\sim 0.5$ においては、本供試模型の運転急変現象は効率 $\eta=60\sim 65\%$ で発生している。

3.2 二重性能と実物ポンプ水車の運転特性

二重性能をもつ実物ポンプ水車を水車起動ならびに停止する場合の運転特性について考察する。図3は出力特性の二重性能を回転速度 n_1 に対して示した説明図で、キャビテーション係数 σ が一定の条件において得られる特性である。

模型と実物との間には次の関係がある。

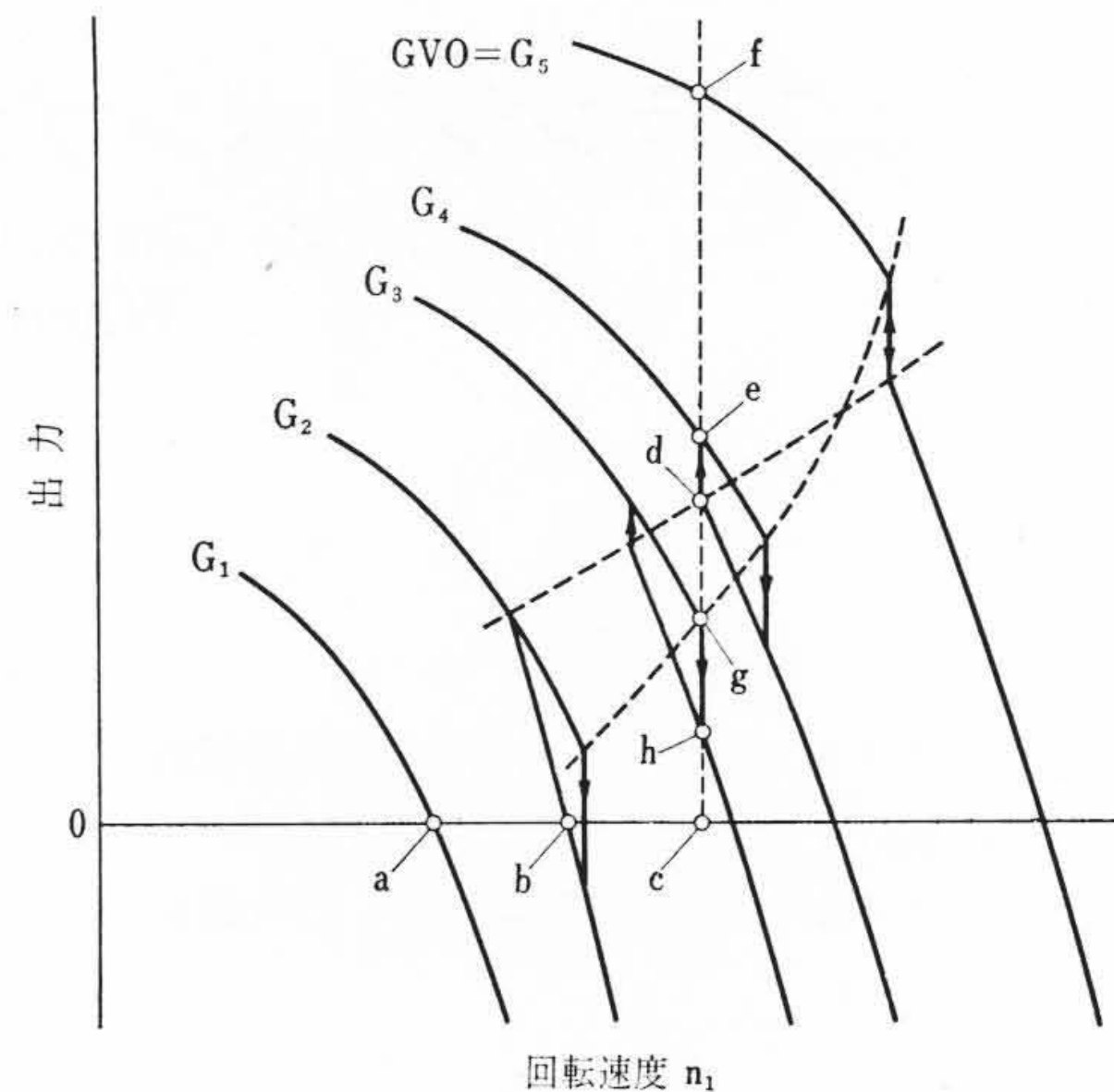
(キャビテーション係数 σ が一定値の場合)

図3 出力の二重性能説明図

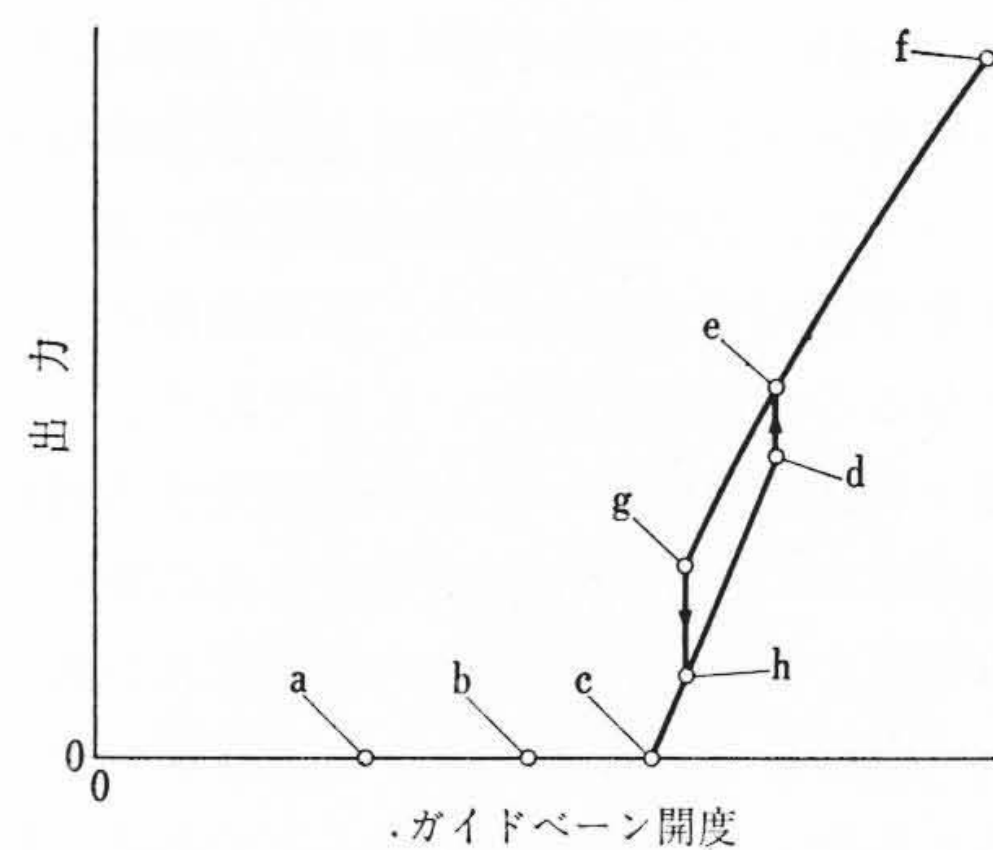


図4 実物運転時の出力二重性能説明図

$$n_1 = n_p \cdot \frac{1}{\sqrt{H_p}} \cdot (MR)$$

ここに、 n_p =実物の回転速度、 H_p =実物の有効落差、 MR =(実物/模型)の寸法比である。実物の発電機が外部の系統と電氣的に接続されているときは、実物ポンプ水車は回転速度が一定値となるように常にガバナで制御されているので、急変現象で流量が変化することによる有効落差の変化量を無視すれば、運転の急変が起こる直前と直後の n_1 の値は等しいことになる。この図は $GVO=G_1$ では二重性能の現象は発生しないが、 $GVO=G_2, G_3, G_4$ では二重性能の現象が発生し、 $GVO=G_5$ では周期的な急変往復運動の現象が発生するという二重性能現象の一つの特徴を示している。

実物の水車起動の場合には次のような特性となる。全閉のガイドベーンを漸次開いてゆくとランナならびに発電機ロータは無負荷状態で回転速度を漸次増してゆき、 $GVO=G_1$ で $n_1=n_{1a}$ 、 $GVO=G_2$ で $n_1=n_{1b}$ となる。ここで注目すべきことは、点bは低出力(低効率)側曲線上の無拘束速度を示すことである。さらにガイドベーンを開いて回転速度が正規回転速度 n_{1c} となった時点で発電機を電氣的に外部の系統に接続する。しかるのちに、さらにガイドベーンを開いて出力をとってゆくと、出力増大の急変現象がちょうど正規回転速度 n_{1c} 上で発生するようなガイドベーン開度 G_4 で発生し、低出力側曲線上の点dから高出力側曲線上の点eへ運転が急変する。 $GVO > G_4$ では高出力側の運転となる。次に、水車停止の場合には、 $GVO=G_5$ 上の点fからガイドベーンを閉じてゆくと、出力減少の急変現象がちょうど n_{1c} 上で発生するガイドベーン開度 G_3 で発生し、高出力側曲線上の点gから低出力側曲線上の点hへ運転が急変する。 $GVO < G_3$ では運転は低出力側の曲線上をたどる。

図4は図3の特性をもつポンプ水車の回転速度 n_{1c} における開度

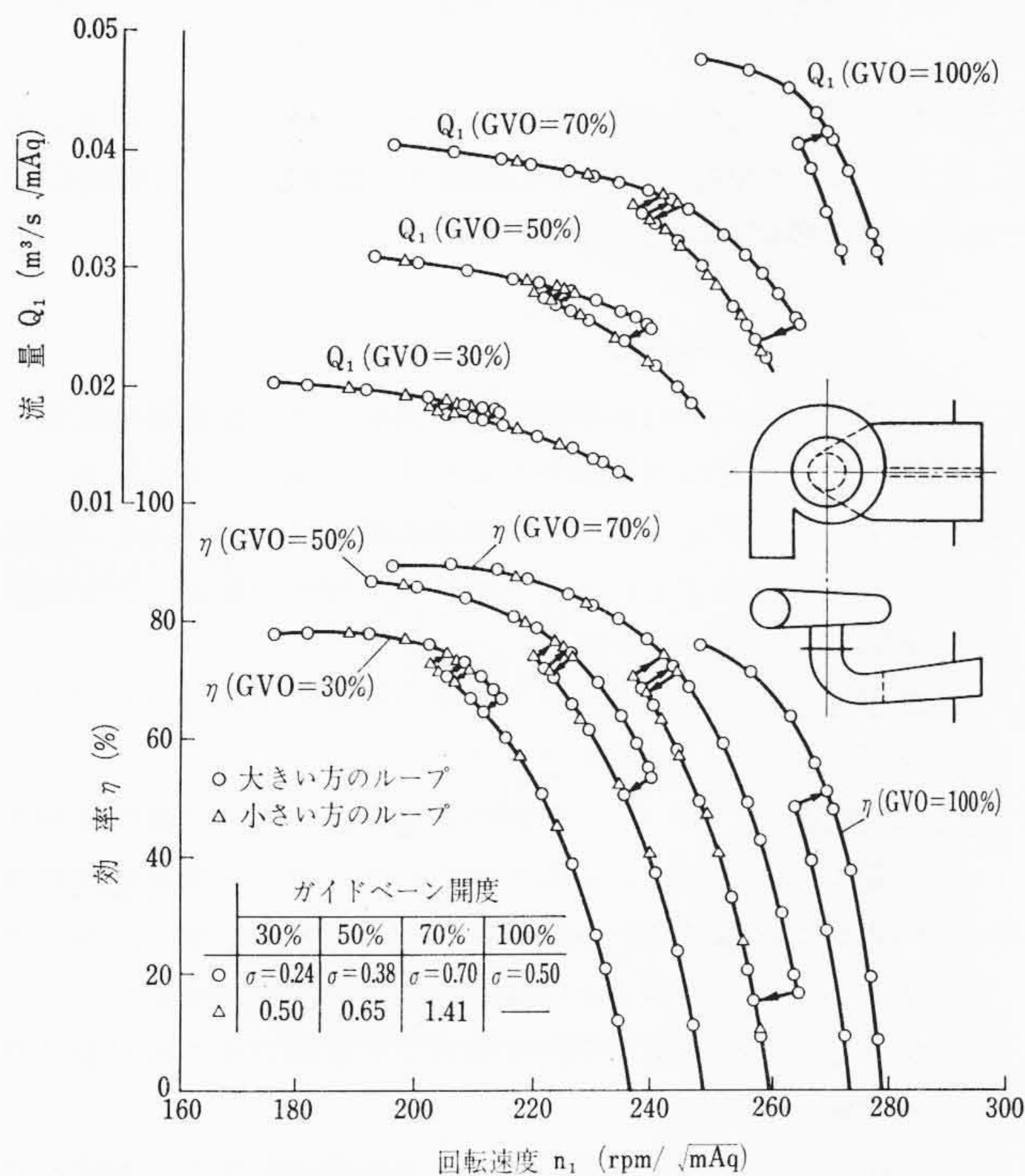


図5 模型(B)の水車二重性能とキャビテーション係数

対出力特性である。図3と図4の点a, b,は同じ運転点を示している。図に明らかなように出力特性にヒステリシスのある二重性能が現われる。したがって、点eのガイドベーン開度より大きいガイドベーン開度 $GVO > G_4$ では常に高出力側の特性を示し、点hと点eの間のガイドベーン開度 $G_3 < GVO < G_4$ では運転操作の経過によって高出力側または低出力側のいずれかの特性を示す。そして点h以下のガイドベーン開度 $GVO < G_3$ では常に低出力側の特性を示すこととなる。このループ特性の値そのものは実物の運転落差とキャビテーション係数によって変わる。ガイドベーン開度対無拘束速度の曲線も類似の二重性能を示す性質がある。

したがって、この二重性能現象を実物の運転で避けるためには、実物の運転領域に低出力側から高出力側へ運転が急変する点（図3の点dに相当する）が含まれないようにすることが必要である。

3.3 ポンプ水車(B)の二重性能

図5は模型(B)の水車二重性能である。この二重性能は運転の急変現象を伴うループ特性を示す点では前節で述べた模型(A)の現象と同様であるが、二重性能現象の発生条件は模型(A)の場合とその趣を異にする。すなわち、この模型が実物として一般に使用される運転範囲の $n_1=200\sim250$ のほぼ全範囲で二重性能が発生する。また高効率側から低効率側へ運転が急変する点はキャビテーション係数によって漸次変わるのではなく、ガイドベーン開度ごとに図示したような大きいほうのループと小さいほうのループの両方、またはいずれか一つのループを描く性質があって、中間のループはなく、いずれのループ特性を示すかはキャビテーション係数によってほぼ決まる性質がある。

図6は模型(B)のループ特性をガイドベーン開度とキャビテーション係数との関係で示したものである。△印は実験の結果、小さいほうのループ特性が得られたことを示し、○印は大きいほうのループ特性が得られたことを示している。この運転が急変する現象はランナ内部の流れの遷移に関する現象なので、運転の調整方法によって微妙な影響をうける性質はあるが、傾向的にはおおそ図中の境界線で二分することができよう。この境界線より大きい σ では小さいほうのループを描きやすく、小さい σ では大きいほうのループ

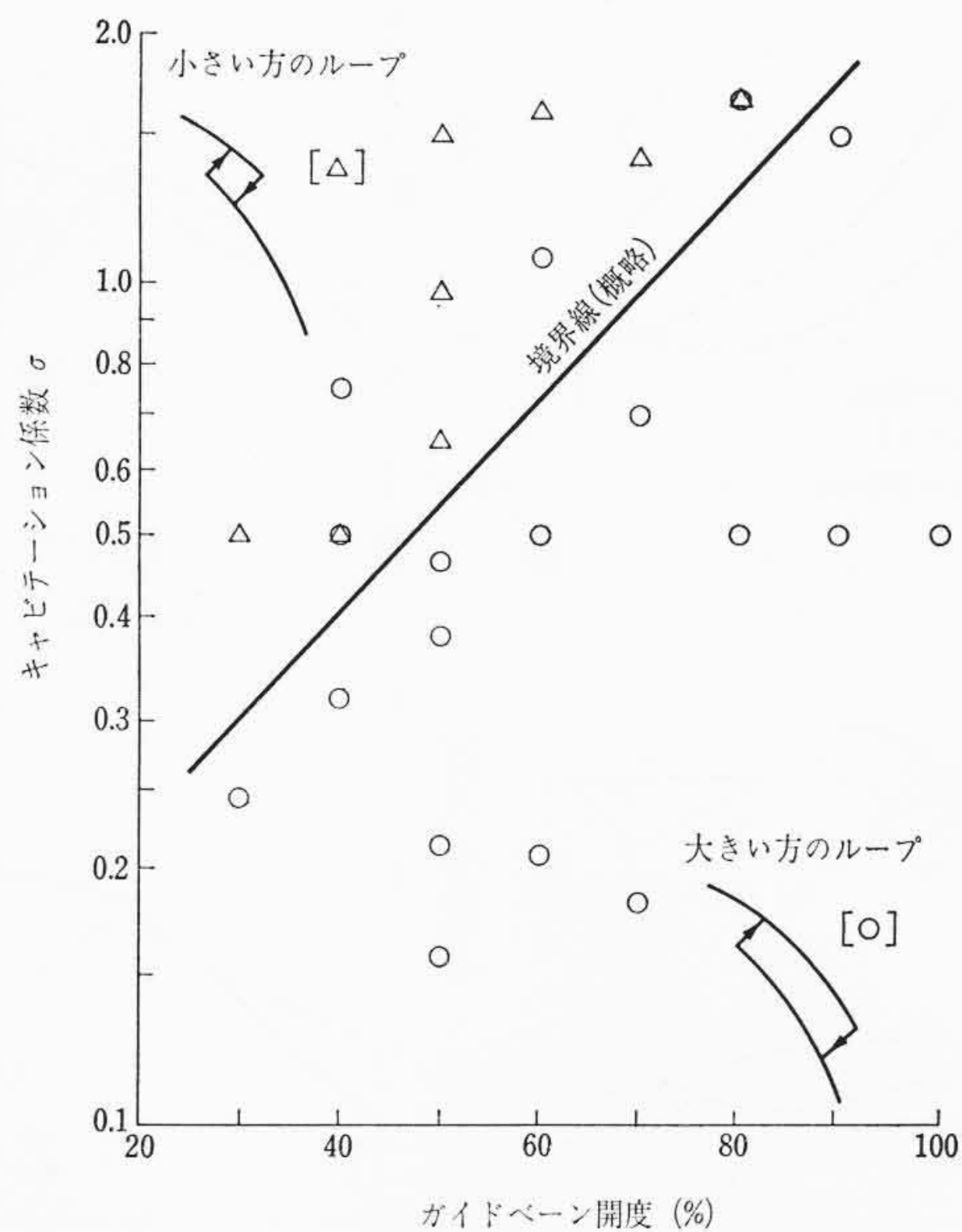


図6 模型(B)の運転急変現象の発生条件

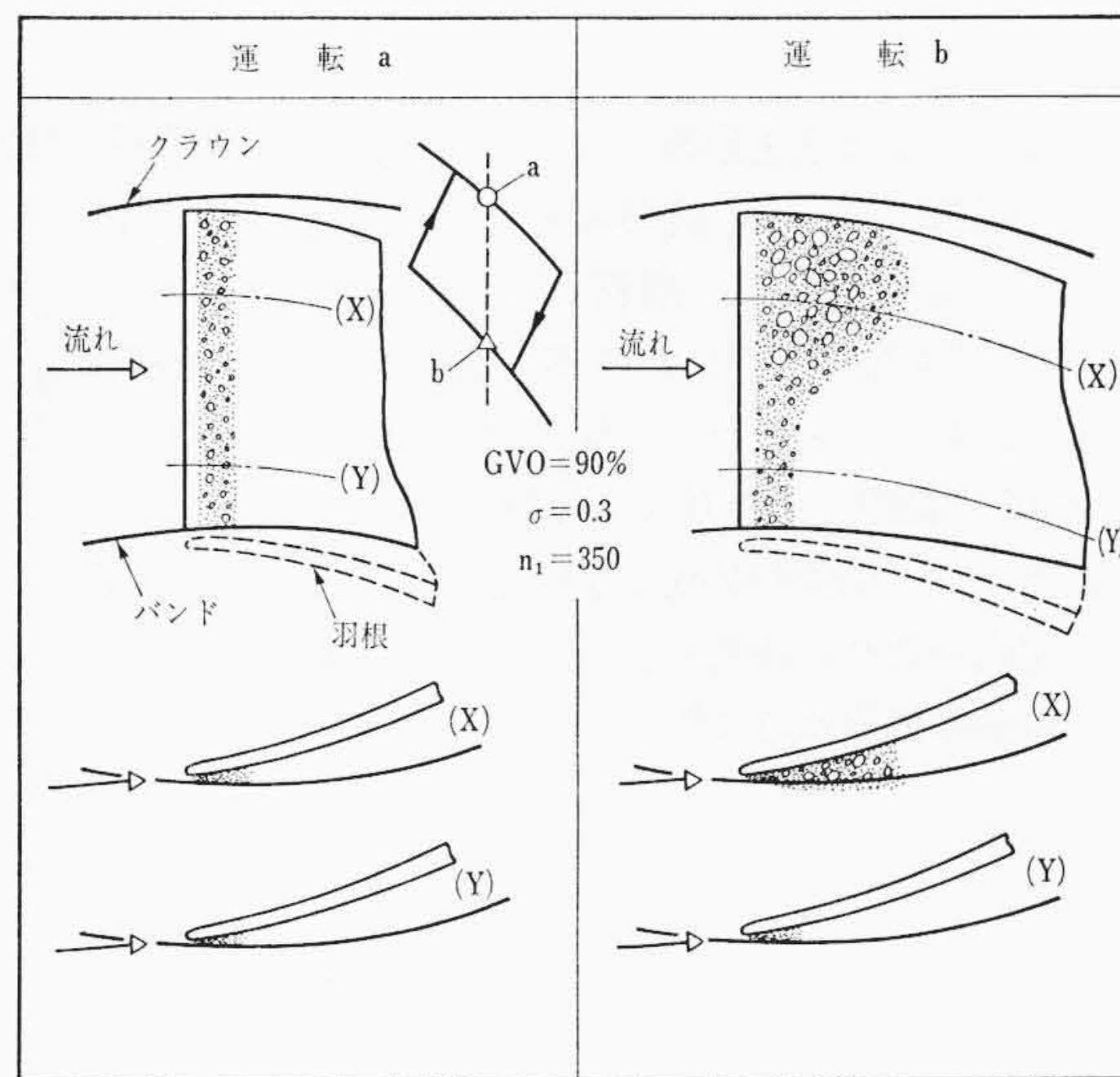


図7 模型(A)の水車二重性能と羽根入口部キャビテーション発生状況

を描きやすい性質がある。

3.4 ランナ内部の流動状態

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から、運転中のランナ羽根入口部のキャビテーション発生状態をストロボスコープで観察した。実物運転範囲では流れがほぼ羽根に沿って流入するので実物運転キャビテーション係数でもキャビテーションはほとんど発生しないが、回転速度 n_1 の大きい領域では羽根に対する相対流入角度が小さくなるので、羽根作用面入口部にキャビテーションが発生するようになる。

図7は模型(A') (模型Aに類似のもの) の二重性能と羽根入口部のキャビテーション発生状況との関係を観察した結果を示したものである。運転点は $GVO=90\%$, $\sigma=0.3$, $n_1=350$ である。高効率側の運転aでは羽根入口部作用面に白色微小の固着形キャビテーションがクラウンとバンドの間に一様に発生しているが、運転bでは透明沸騰状の流動形キャビテーションがクラウン側に多く発生し、クラウン側では流れが羽根から完全にハク離れている。

図8は模型(A')のランナ羽根出口部にピトー管を図示のように

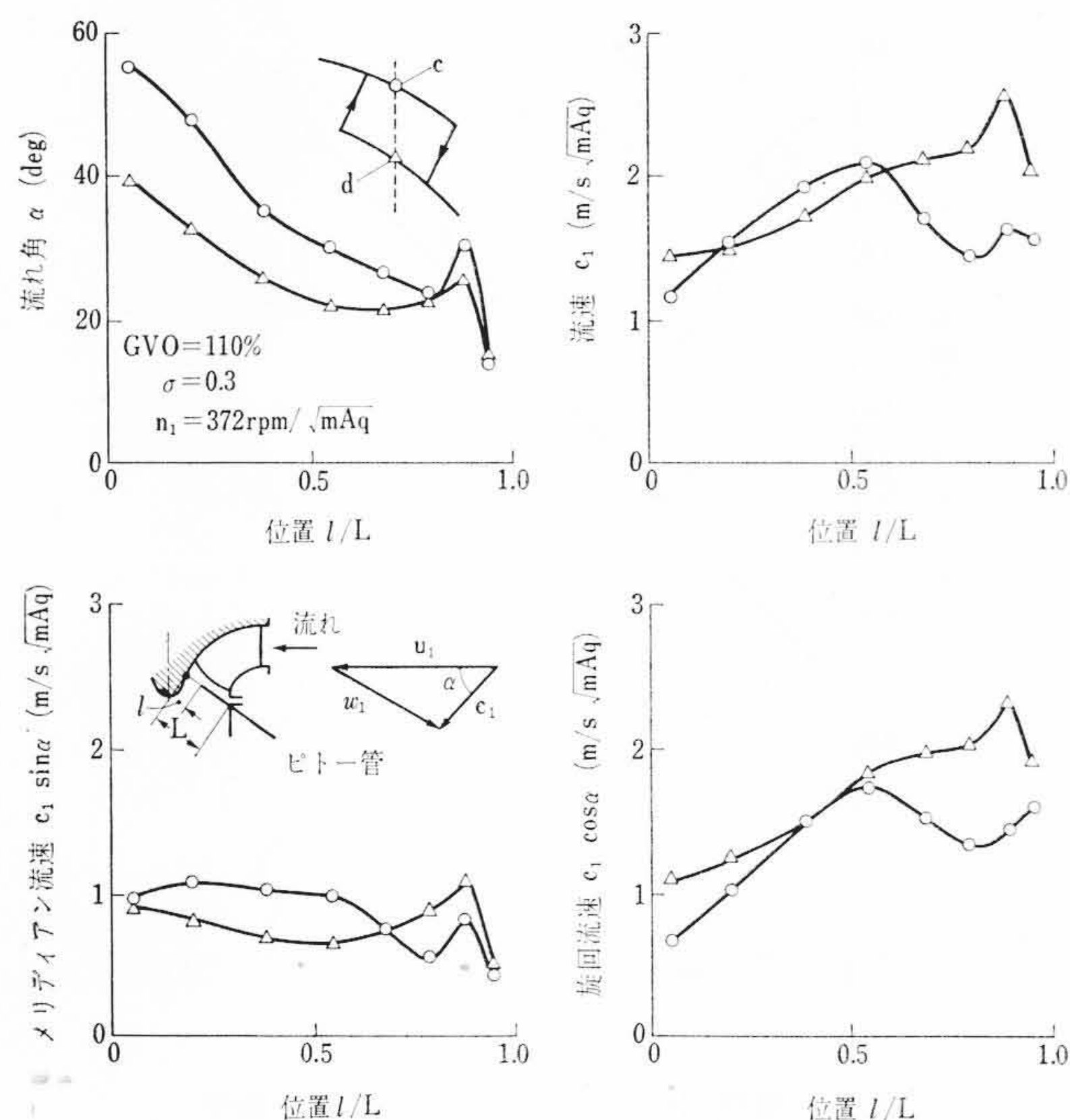


図8 模型(A')の二重性能とランナ出口部流速分布

そう入して計測した流速分布である。運転条件は $GVO=110\%$, $\sigma=0.3$, $n_1=372$ である。高効率側の運転点 c と低効率側の運転点 d との流れを比較するに、運転 c より運転 d のほうが流れ角 α は $\frac{l}{L} < 0.8$ の範囲すなわちランナのボス側で小さく、流速は $\frac{l}{L} > 0.6$ の範囲すなわちランナのバンド側で大きい。そして、その旋回速度は $\frac{l}{L} > 0.6$ の範囲でかなり大きな値を示している。

次に、ランナの相隣の2枚の羽根とボスならびにバンドとで形成される流路内の流れの特長を油膜流跡法⁽²⁾で調べた結果、図は省略したが、低効率側運転時の流れは高効率側運転時の流れに水流方向

に向かって時計方向回りの旋回流を重畳した流れであることがわかった。

なお、模型(B)においても二重性能とキャビテーション係数との関係、ならびに流速分布の特徴などは図7、図8に示した模型(A')のそれらとほぼ類似の傾向であった。

4. 結 言

フランスポンプ水車の水車運転時に発生した二重性能の現象を実験的に究明した。その得た結果を要約すると次のようになる。

- (1) フランスポンプ水車の水車運転時には、時により二重性能発生現象すなわちヒステリシス特性のあることを模型実験によって明らかにした。
- (2) 二重性能の発生条件はキャビテーション係数とガイドベーン開度とによって規定される。
- (3) 本実験範囲において、水車の比速度によって二重性能発生の趣を異にすることを明らかにした。すなわち比速度の高いポンプ水車ではキャビテーション係数が小さく、かつガイドベーン開度が大きいほど二重性能は起こりやすいというが、比速度の中程度のポンプ水車ではこれが全く反対の傾向であった。
- (4) 二重性能の高効率側運転時と低効率側運転時とにおけるランナ羽根入口部のキャビテーション発生状況、内部の流動状況ならびにランナ下流の流れの特徴を明らかにした。

なお、この二重性能の改善策については近く稿をあらためて報告する考えである。

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日立工場副工場長外岡英徳氏に心から感謝の意を表する。

参 考 文 献

- (1) 石井：機学誌 60, 1098 (昭32-10)
- (2) 村井：機学誌 70, 359 (昭42-3)

第 33 卷

目

次

第 3 号

- ・桜 島
- ・エレクトロニクスの散歩道“電子管の役割”
- ・体制ととったミニコン工場
- ・東 洋 一 を 誇 る 関 門 橋
- ・雪 の 高 田 で 働 く 除 雪 機 関 車

- ・ボ
- ・インタビュー / レーザの研究開 市
- ・ハイライト / ゆ き 発
- ・P R コ ー ナ 際
- ・ホ ー ム サ イ エ ンス

発行所 日立評論社

取次店 株式会社 オーム社書店

東京都千代田区丸の内一丁目5番1号

郵便番号 100

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