フランシス形ポンプタービンの模型試験について

研究部流体研究課　中　西　幸　一
同　　上　長　谷　川　　彰

Model Test of Francis Type Pump-Turbine

By Kōichi Nakanishi, Akira Hasegawa
(Fluid Mechanics Div., Research Dep't.)

Synopsis

This paper shows one of the characteristics of Francis type pump-turbine tested in our laboratory.

The maximum efficiency of this turbine came up to 89% as a turbine and 87.5% as a pump.

Pump cavitation occurs on both side of the vane entrance, the one on suction side, the other on pressure side. The critical cavitation coeffcient σ_B mainly depends on the pressure side cavitation, but consideration about the suction side cavitation to protect the impeller from cavitation corrosion.

It was confirmed by experiments, that there is a lower limit for the number of vane, related to the shape of the vane and the diameter ratio of the inlet to the outlet.

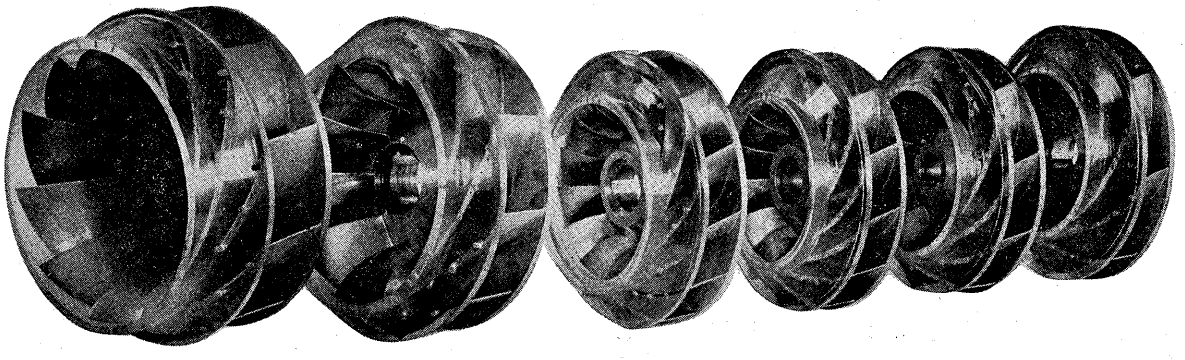
I. 緒　　言

国内においてもポンプタービンを使用する揚水発電所建設の計画が各電力会社によって立てられ，現に建設途上にある発電所もあるが，未だこの種文献は余り多くないように思われる．したがって実際計画するに当って，どの程度の効率を有するランナが製作可能であるかは推定することが困難である．また発表されているものも，基礎的な研究段階のものが多く，国外で行なわれているように経済性を論ずる[1]には充分な資料がほとんど見当らないように思われる。

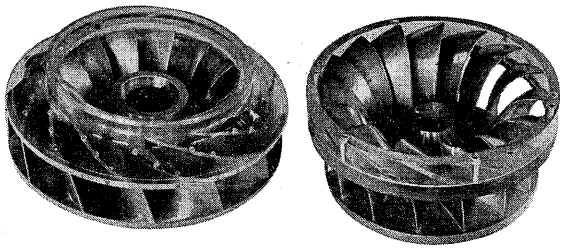
当社においても数年前よりフランシス形ポンプタービンの研究を始め，一応各種の特有速度を有するランナを取揃えることができたのでその結果の一部を示し，揚水発電所を計画されている方々の御参考に供したいと思う。

II. ポンプタービンの問題点

同一の水面差(水車落差，またはポンプ揚程)に対して水車およびポンプの専用ランナを別々に設計した場合，一般にランナ周速はポンプの方が水車よりも速い場合が多い．それに反して実際には水車の有効落差は水面差から途中の管路損失を差引いたものとなり，一方ポンプの総揚程は水面差に管路損失を加えたものとなり，ポンプランナ周速は水車ランナ周速よりますます大となる傾向を有する．今1個のランナで水車とポンプに使用するポンプタービンの場合について考えると，上記の理由により水車専用ランナに比べてランナ径は大幅に増大するのが普通である．いい換えるとポンプタービンのランナ径は同じ特有速度を有する水車専用ランナに比べてはるかに低い特有速度を持つランナのような外観を呈する（第2図参照)。



第1図　ポンプタービンランナ
Fig. 1.　Tested pump-turbine runners



第2図　等しい n_S を有する水車専用ランナ（右図）およびポンプタービンランナ（左図）

Fig. 2.　Turbine runner (right side) and pump-turbine runner (left side) they have same n_S

前述のようにランナ径を相当大幅に増加させると水車専用ランナに比べて

1)　無拘束速度を低下させる

という利点はあるが，

1)　最高効率の値が低下し

2)　変落差に対して効率低下が比較的大きくなり

3)　回転速度が低くなって総重量を著しく増大する

という欠点を持っている。

したがって水車専用ランナと大差ない効率を持ち，しかもポンプ運転時の回転数と水車運転時の回転数を等しくすることが望ましい．現在はポンプまたは水車の僅かな効率低下を我慢することにより，ポンプ回転数と水車回転数を一致させて使用することができる．当社においても各種ランナを製作研究の結果，初期における 15% 程度の回転数差から現在では約6ないし8%程度の差に縮め，しかも水車運転時の最高効率は水車専用ランナの最高効率より 1～2% 程度の低下に止めることに成功している．しかしポンプ揚程または水車落差の変動が大きい場合は極数変換形発電機を使用する方が有利なことが多い．本来水車専用機においても落差変動が著しく大きい場合は，落差変動に応じて2種類の速度で運転することが考慮されるが，ポンプ運転の場合は水車に比べて運転し得る σ の値が揚程に大きく左右されるので2速度運転の有利性が増してくる．すなわち揚程変動が大きい場合はいかに優れた特性をもつランナでも揚程の変動に応じてポンプ運転速度を2段に切換えることが考慮されるが，この場合極数変換形発電機は普通形の発電機に比べて10%程度価格が増加するに過ぎない。

一方斜流プロペラ形ポンプタービンを使用することにより，案内羽根開度およびランナ羽根角度を適当に組合わせて水車運転時回転数をポンプ運転時の回転数と等しい回転数で運転することが，比較的少ない効率低下で可能であるように思われる．ただこの場合キャビテーションの見地から高落差，高揚程ランナに利用できるかどうか，またポンプ電動機出力も揚程を増加させるために水車運転時の発電機出力をかなり大幅に上回る等の問題を生ずるので，これらをいかに解決するかは今後の研究にまたなければならない．当社においても目下種々研究中である。

III. 実　験　設　備

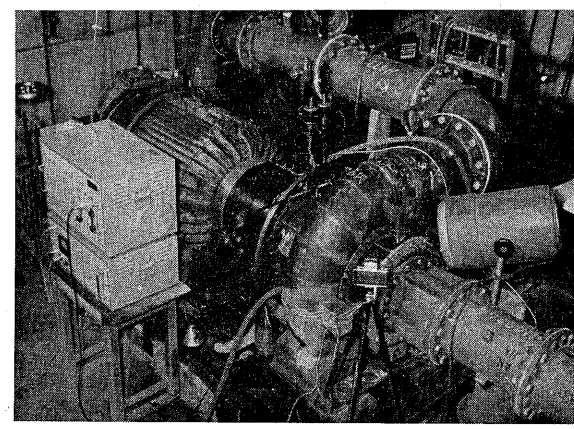
実験には当社ポンプ実験室および水車実験室を使用し，下記のような測定装置を使用した。

1. ポンプ実験

1)　揚　程　水銀柱マノメータ

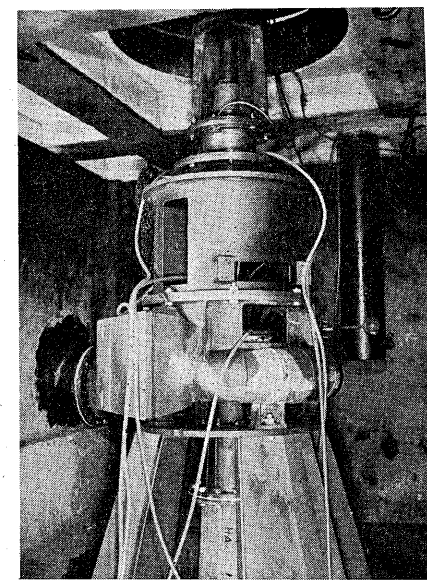
2)　揚水量　完全縮流形四角堰（750 mm 幅）

3)　動　力　電動動力計



第3図　ポンプ試験装置

Fig. 3.　Pumping test set



第4図　水車効率試験

Fig. 4.　Generating efficiency test

4) 回転数　電子管式回転計

第3図にポンプ試験時組立状態を示す。

2. 水 車 実 験

1) 落　差　水銀柱マノメータ

2) 流　量　完全縮流形四角堰（1,500 mm 幅）

3) 出　力　直流電気動力計

4) 回転数　電子管式回転計

第4図に水車実験時組立状態を示す。

IV. 実験結果および検討

各種の実験のうち一例を挙げてポンプタービンの特性を説明する．なお供試ランナ径はポンプ出口径 325 mmϕ である。

1. 記　　号

本文には下記の記号を使用した。

a_0 ＝模型案内羽根開度　%

h ＝模型ポンプ揚程　m

h/h_a, h/h_v＝A ランナ，V ランナポンプ最高効率時揚程に対する揚程比　%

n_1' ＝単位落差（単位揚程），単位径ランナの回転数　rpm

$n_1'_d$ ＝単位落差(単位揚程)，単位径ランナの無拘束速度　rpm

p ＝模型ポンプ運転時ポンプ入力　kW

q ＝模型ポンプ揚水量　l/s

q/q_a, q/q_v＝A ランナ，V ランナポンプ最高効率時揚水量に対する揚水量比　%

Q_1' ＝単位落差，単位径ランナの流量　l/s

$Q_1'_d$ ＝単位落差，単位径ランナの無拘束速度時流量　l/s

$Q_1'/Q_1'_a$, $Q_1'/Q_1'_v$＝A ランナ，V ランナ水車最高効率時流量に対する流量比　%

η_T ＝水車効率　%

η_T/η_{Ta}, η_T/η_{Tv}＝A ランナ，V ランナ水車最高効率に対する効率比　%

η_p ＝ポンプ効率　%

η_p/η_{pa}, η_p/η_{pv}＝A ランナ，V ランナポンプ最高効率に対する効率比　%

σ_B ＝限界キャビテーション係数

σ_{BD} ＝圧力側限界キャビテーション係数

σ_{BS} ＝吸込管側限界キャビテーション係数

σ_B/σ_{Ba}＝A ランナ最高効率時 σ_B に対する比　%

u ＝インペラ周速

v ＝水の絶対速度

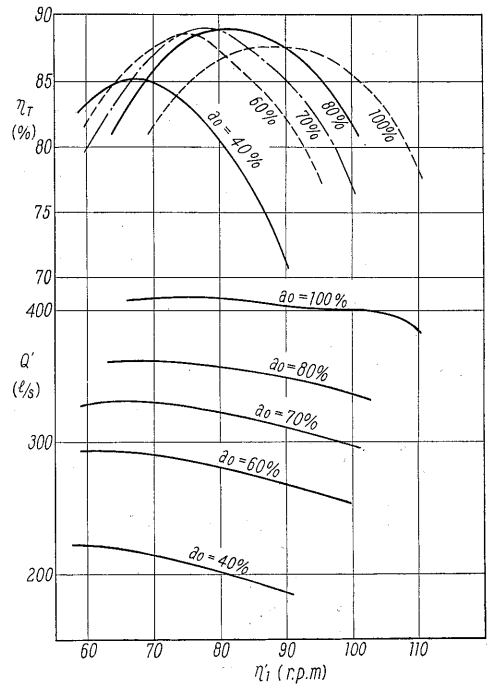
w ＝水の相対速度

注）単位径の計算はポンプ出口径を使用する。

2. 水 車 効 率

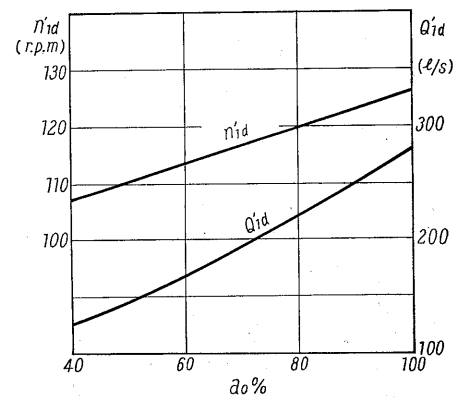
第5図に模型ポンプタービンの水車運転時効率曲線の一例を示す。

案内羽根開度を変えた場合の効率の変化するようすは水車専用ランナとほとんど同じであり，最高効率も n_1'＝81 rpm で 89% を示し，水車専用ランナより約 2% 低い程度である．また回転数を変化させた場合（実物水車の変落差に相当する）の最高効率の低下の割合も水車専用ランナと余り変化なく，最高効率点の回転数の 80～130% の範囲は 85% 以上の効率で運転され得る．第6図



第5図　水 車 効 率 曲 線

Fig. 5. Generating characteristics of the Francis type pump-turbine

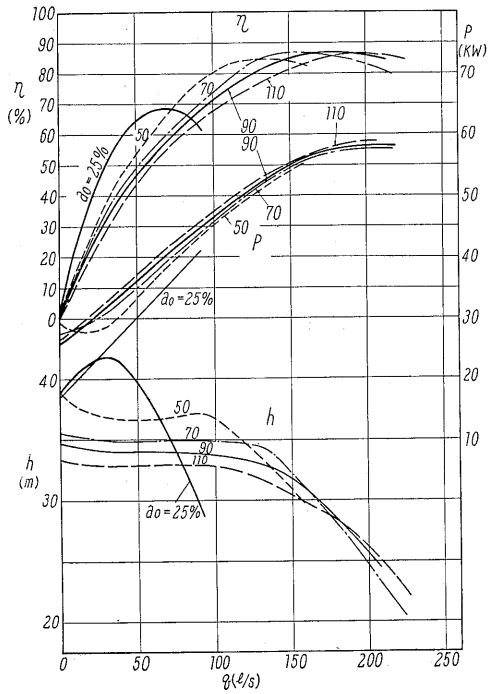


第6図　無 拘 束 速 度 特 性

Fig. 6. Runaway-speed of the pump-turbine

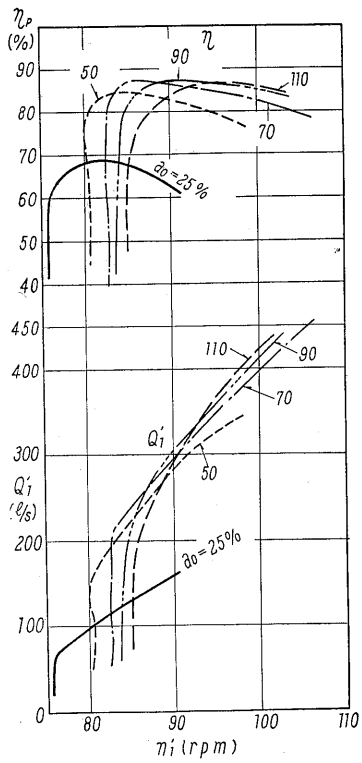
に無拘束速度特性を示す。

なおこの場合，落差は約 11 m で試験が行なわれた。



第7図　ポンプ運転時特性曲線

Fig. 7.　Pumping characteristics of the Francis type pump-turbine



第8図　ポンプ運転時速度特性

Fig. 8.　Pumping speed characteristics of the Francis type pump-turbine

3. ポンプ効率

第7図にポンプ 1,500 rpm 運転時効率曲線を示す．$q=160\ l/s$ において最高効率は 87.5% を示し，$n_1'=87$ rpm となる．

$$\frac{\text{ポンプ最高効率時回転数}}{\text{水車最高効率時回転数}}=1.08$$

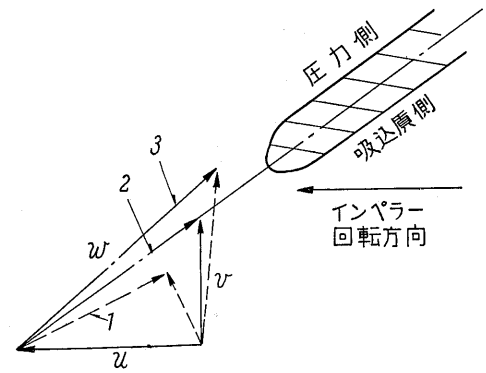
である。

水車効率との比較を便利にするために第5図と同様 n_1' を横軸にとって示すと第8図のようになる。

4. ポンプキャビテーション特性

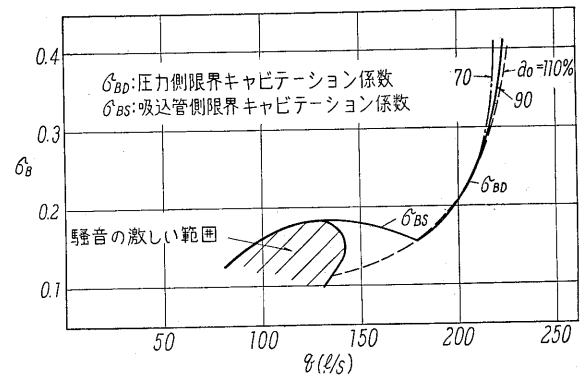
ポンプタービンの据付高さは一義的にポンプのキャビテーション特性によって決定されるので，ここではポンプのキャビテーションについてのみ述べることとする。

水車の場合には流入部は高い周囲圧力の下にあるために迎え角が相当大きくなければ流入部キャビテーションを発生せず，部分負荷時に問題になるのみである．まして流入部圧力側にキャビテーションが発生することは無拘束速度試験の場合以外には問題にならない．それに反してポンプの場合には羽根入口端は吸込管内に臨んでいるために流入水圧が低く，第9図に示したように流入水の方向が部分負荷の時には1のように，規定流量を越え



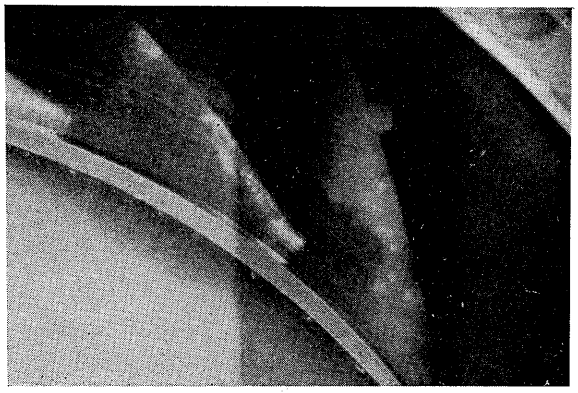
第9図　インペラ入口部速度三角形

Fig. 9.　Entrance velocity triangle

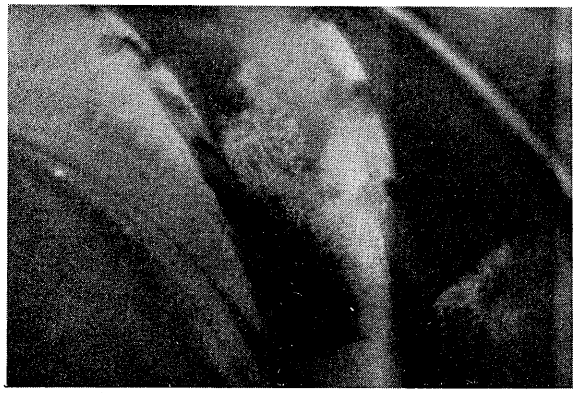


第10図　ポンプ運転時キャビテーション特性

Fig. 10.　Cavitation characteristics as a pump



第11図　吸込管側キャビテーション
Fig. 11.　Suction side cavitation



第12図　圧力側キャビテーション
Fig. 12.　Pressure side cavitation

た場合には3のように流入水の方向が変わるため，揚水量が規定流量を越えた場合には圧力側にキャビテーションが発生し，規定流量より少ない場合には吸込管側にキャビテーションが発生する[2]．また極端に揚水量が減少した場合にはインペラ羽根間に死水域が発生して逆流を起こし，また管路内流速が小となる等の影響によって羽根先端部の周囲圧力が高くなり，インペラ羽根表面の静圧が高くなって[3]吸込管側キャビテーションは減少する．第10 図に実験結果を示す。

一般にいわれているように σ_{BD} を越えるとポンプ効率ならびに揚程は揚水量がほとんど増加せずに急速に低下してゆく．それに反して σ_{BS} を越えても揚水量は増加してゆき，ポンプ効率ならびに揚程の減少の有様は極めて緩やかで，σ_{BD} に達するまでに精々 1～2% の効率低下しか起さない．このことは圧力側のキャビテーションが吸込管側キャビテーションよりはるかに激しいことを示している．とはいえ特にポンプ運転時間の長い発電所においては弱いけれども，この吸込管側キャビテーションにも充分注意しなければならないと考える。

σ の値はインペラ先端の形状によっていちじるしく影響されるもので，他のランナ例では吸込管側キャビテーションをほとんどかえずに圧力側キャビテーションの出始めの位置を 15% 程揚水量の大なる方へ寄せることができた。

なお第 10 図に示したように 50～80% 揚水量位置において吸込管側キャビテーションによる騒音の激しい部分があるからこの部分は不使用範囲としなければならない。

V.　ランナ羽根枚数の諸特性に及ぼす影響

ランナ羽根の枚数は水車の場合 13～18 枚が多く使われるが，ポンプの場合は6～14 枚程度が多く使われるようである．ポンプタービンの場合には先に述べたようにランナ径を水車の場合より大とし，水車よりはむしろポンプに近い形とするために，ランナ羽根枚数は比較的少ない方が良い効率が得られるように思われる。

基礎的研究の一部として羽根形状が同じで枚数のみ変えた場合の実験を行なったので以下にその概要を述べることとする．初めにⅣ項までに述べたランナについて羽根枚数を 8 枚に減じた場合の実験結果について述べる。

1.　A ランナ（10 枚羽根）を 8 枚羽根にした場合の影響について

1)　水車効率に及ぼす影響

羽根枚数を減少させると最高効率時の流量は原形 A ランナ（10 枚羽根）に比べて約 14% 増加したが最高効率はやや低下した．実験結果を第 13 図に示す。

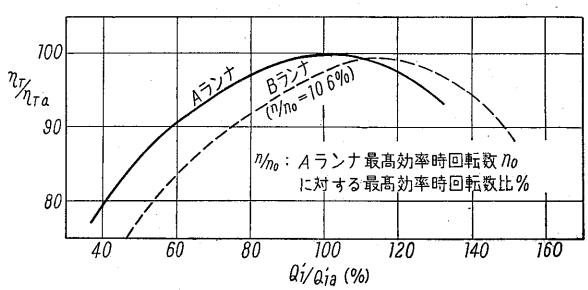
2)　ポンプ効率に及ぼす影響

最高効率は B ランナの方がやや高くなったが，最高効率時の揚水量はほとんど変っていない（第14 図参照）。

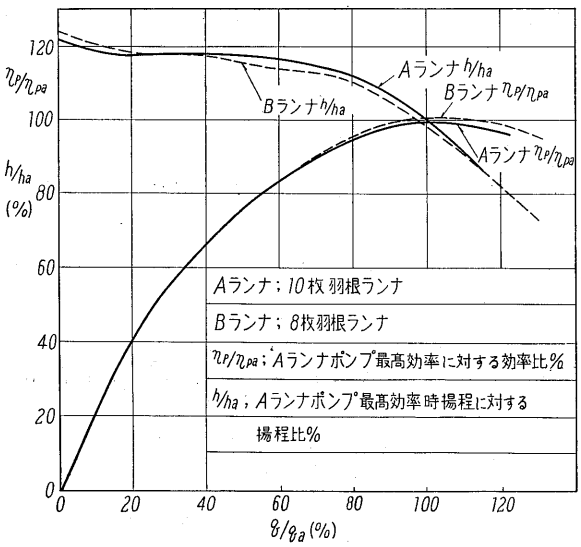
3)　ポンプキャビテーション特性に及ぼす影響

σ_B の値は揚水量が 200 l/s を越えた場合少し良くなったが，σ_B の最低値はほとんど変化がなかった．σ_B の値を第 15 図に示す。

上記の成績を比較の結果，A，B 両ランナは使用目的

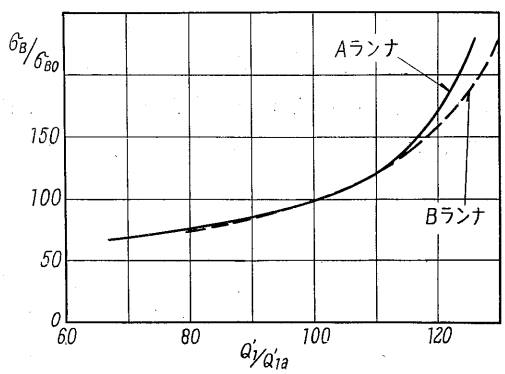


第 13 図　ランナ羽根枚数の水車効率に及ぼす影響
Fig. 13.　Effect of impeller blade's number to efficiency when operated as a turbine



第 14 図　ランナ羽根枚数のポンプ効率および揚程に及ぼす影響

Fig. 14.　Effects of impeller blade's number to efficiency and head when operated as a pump



第 15 図　ランナ羽根枚数の限界キャビテーション σ_B に及ぼす影響

Fig. 15.　Effect of impeller blade's number to critical σ (σ_B) when operated as a pump

にしたがっていずれかを採用することができる。

第2番目の試験としてIV項までに述べたランナとは別に，13枚羽根ランナとして設計された模型ランナ（V ランナ）を羽根形状を変えず羽根枚数のみ 10 枚（W ランナ）および8枚（X ランナ）に減じたランナを製作し実験を行なった．以下にそれらの結果について述べる。

2. V ランナ（13 枚羽根）を 10, 8 枚にした場合について

1)　水車効率に及ぼす影響

実験結果を第 16 図に示す．羽根枚数を減少させると最高効率時の流量は原形 V ランナ（13 枚羽根）に比べ

10 枚のとき 18%（W ランナ）

8 枚のとき 25%（X ランナ）

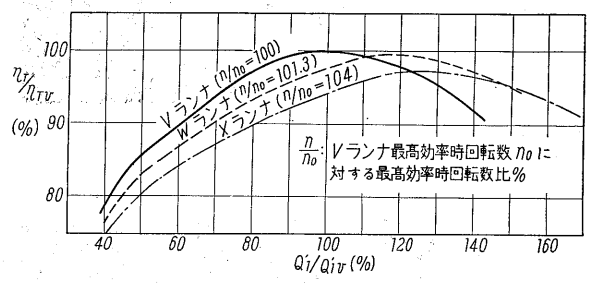
それぞれ増加したが最高効率値は V ランナに比べ

10 枚のとき 0.5%

8 枚のとき 3%

低下した．（V ランナ最高効率を 100 とする）。

羽根枚数を最適値よりも極端に減少させると効率が急激に悪くなることがわかる．このことは特に水車特性についていえる（第 16 図参照）。



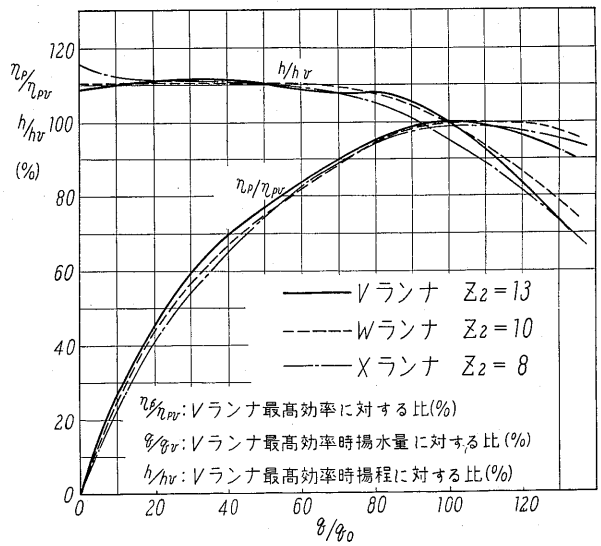
第 16 図　ランナ羽根枚数の水車効率に及ぼす影響

Fig. 16.　Effects of impeller blade's number to efficiency when operated as a turbine

2)　ポンプ効率に及ぼす影響

ポンプ運転の場合には羽根枚数を変えても水車ほど激しい効率変化は見られない．10 枚にした時には最高効率の低下はほとんど見られず，その上最高効率点の揚水量は V ランナに比べ 8% ほど増加している．また最高効率時揚水量を越えた範囲では揚程の増加が著しい．ランナ羽根枚数を 8 枚に減じた場合には効率低下も V ランナに比べ 1% 以上となり，揚程の減少もかなり著しくなった。

試験結果を第 17 図に示す。

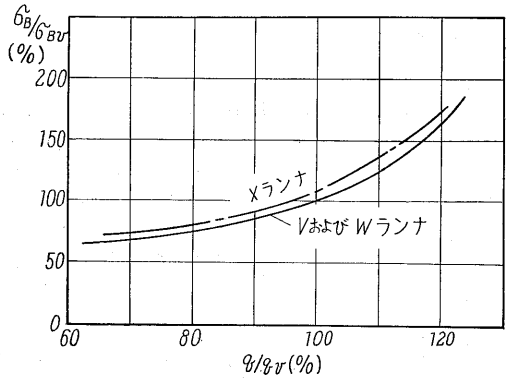


第 17 図　ランナ羽根枚数のポンプ効率および揚程に及ぼす影響

Fig. 17.　Effects of impeller blade's number to efficiency and head when operated as a pump

3) ポンプキャビテーション特性に及ぼす影響

インペラ羽根枚数が 10 枚，13 枚とも σ_B の値はほとんど変化なく，8 枚まで減じた場合には σ_B の値も悪化する．なお羽根枚数を減じた場合にはいずれの場合も羽根間に死水域の発生が薄いキャビテーションとして認められる．したがってこのランナ羽根形状では 11 枚程度が最適値と思われる（第 18 図参照）。



第 18 図　ランナ羽根枚数の限界キャビテーション σ_B に及ぼす影響

Fig. 18. Effect of impeller blade's number to critical σ (σ_B) when operated as a pump

以上の結果羽根外径，内径，羽根形状を定めた場合には，水車効率およびポンプキャビテーションの見地から最適な羽根枚数の存在することがわかる．ただしこの値は羽根外径と内径との比により，また羽根内部における流水通路の拡大の仕方等によって変化するであろう．供試ランナの場合，羽根数を減少させると水車運転時の効率低下が著しい．このことはポンプタービンの水車運転時効率が重視されている現在望ましくないといえる．最適な羽根枚数としてプライデラーの式[4]の与えるポンプ羽根枚数も一つの目安となるだろう。

VI. 結　　び

ポンプタービンによる揚水発電所建設計画が各所に見られる折，当社において研究されたポンプタービンの模型試験結果の一例について検討を加え，揚水発電所建設に当っての資料を提供するものである．計画を担当されている方々の御参考の一部にもなれば幸甚である。

なお引続き研究を続行しているので今後も発表できる機会もあると思う．そして今後ともますます需要家各位の充分満足されるようなより優秀なランナを作り出せるよう一層の努力を続ける所存である。

参考文献

1) 例えば Charles Jaeger; "The Economics of Pumped Storage". I, II. Water Power Feb. March. 1957. Charles H. Spink; "Pumped Hydroelectric Power". Power Engineering. Oct. 1951.

2) R. Dziallas; "Kavitationsbeobachtungen an radialen Kreiselpumpen mit räumlich gekrümmten Schaufeln". VDI-zeitschrift Bd 89. Nr. 3/4 Januar 1945.

3) A.J. Acosta and R.D. Bowerman; "An Experimental Study of Centrifugal Pump Impellers" fig. 14 "Transactions of the ASME" vol. 79 No. 8 p: 1828.

4) C. Pfleiderer; "Die Kreiselpumpen 4 auflage." 1955, s 149～150

技術論文社外公表一覧 (1)

（昭和 34 年 4 月～昭和 34 年 5 月迄受付分）

題　　目	所　　属	執　筆　者	発　表　機　関	
東洋レーヨン愛知工場納 3×7,500 kVA 変圧器の防音対策とその結果	綜合技術部 設 計 部	坂 口 光 井 東 敏 彦	東洋レーヨン研究会機関誌(未定)	
数字式計器とその応用	豊 田 工 場	金 田 義 人	オートメーション誌 昭和 34・5 月号	日刊工業新聞社
ドイツにおけるプレス技術雑感	生産技術部	高 橋 幸 雄	AIDA ニュース第 2 号 昭和 34・5 月	会 田 鉄 工 所
水車・発電機の振動と騒音	設 計 部 設 計 部	今井直次郎 堀 江 進	電気計算誌 昭和 34・6 月号	電 気 書 院
図 解 接 触 変 流 機	設 計 部	清 国 宣 明	電気計算誌 昭和 34・7 月号	電 気 書 院
GEC中空燃料要素の諸問題	研 究 部	穴 原 良 司	FAPIG 誌 第 8 号 昭和 34・5 月	第一原子力産業グループ事務局
自家用 12,000 kW ガスタービンについて	設 計 部	森 本 隆 興	火力発電ニュース（未定）	火力発電技術協会北海道支部
3 相直列形可飽和リアクトルの動作解析	綜合技術部	小 林 寛	電気学会誌（未定）	電 気 学 会
各種の周波数変換機器	設 計 部 設 計 部	北 村 泰 男 倉 持 龍 一	電気計算誌 昭和 34・7 月号	電 気 書 院
富士チューブラタービンの特長	綜合技術部	今 西 淳 郎	オーム誌 昭和 34・6 月号	オ ー ム 社

e-Front runners

＊本誌に記載されている会社名および製品名は，それぞれの会社が所有する
商標または登録商標である場合があります。