GAMM フランシス水車の吸出し管性能*

韓 鳳 琴^{*1}, 久保田 喬^{*1}, 中西 裕 二^{*1}

Draft Tube Performance of GAMM Francis Turbine

Fengqin HAN, Takashi KUBOTA and Yuji NAKANISHI

Hydraulic energy loss in an elbow draft tube of GAMM Francis turbine is extracted from performance diagrams acquired in a normal model test which adopts a draft tube outlet as a low pressure measuring section, and in a special model test with a draft tube inlet section. An obtained diagram of draft tube energy loss versus discharge coefficient reveals that the loss is minimum at the two specific discharges, where the pertinent positive and negative swirls are supplied from the runner outflow to suppress the flow separation. The draft tube energy loss is maximum at a discharge between the two discharges above mentioned, where the flow at the runner outlet is free from swirl and induces the flow separation.

Key Words: Swirling Flow, Secondary Flow, Separation, Hydraulic Loss, Draft Tube, Diffuser, Francis Turbine, Medel Test

1. はじめに

GAMMフランシス水車は、応用数値力学学会(GAMM)のフランシス水車流れ解析ワークショップ⁽¹⁾のためにローザンヌ連邦工科大学(EPFL)の水力機械研究所(IMHEF)が設計・実験を行った模型水車である。IEC規格に基づいて行われた模型実験の結果、性能曲線は珍しいことに二つの最高効率点を持ち、その値は両点とも0.905とあまり高くなかった⁽²⁾。その原因は、採用した曲り吸出し管が等断面積のエルボ部を持ち、その下流のディフューザ部も円錐形で、圧力回復性能が良くないためであると推定された。そこで有効落差測定用の低圧側測定断面を、吸出し管の出口から入口に移し代えて再び模型実験を繰り返した結果、得られた性能曲線は単一の最高効率点を持ち、その値は0.920に上昇した⁽²⁾。

本研究では、上記の低圧側測定断面として吸出し管出口を採用した通常実験データ(添字nor)と、吸出し管入口に移したときの特殊実験データ(添字spc)との性能差から吸出し管性能を抽出し、通常性能曲線に最高効率点が二つ現れる理由を明らかにすることを試みる。

2. 水車比エネルギーの問題点

水車の有効比エネルギー E は、ほんらい高圧側(水車ケーシング入口)と低圧側(吸出し管出口)における単位質量当たりの水の全エネルギー(圧力エネルギーと旋回成分を含めた運動エネルギーの和)の差として定義すべきである。ただし、ここでは高圧側と低圧側の位置エネルギーの差は、無視できるものとする。一方、IECやJISの模型水車試験規格^(3,4)では、実用性を考慮して次式に基づいて比エネルギー E_{nor} を測定することを定めている(図1参照)。

$$E_{nor} = E_{Ci} - E_{Do} = \left(\frac{P_{Ci}}{\rho} + \frac{\bar{V}_{Ci}^2}{2} \right) - \left(\frac{P_{Do}}{\rho} + \frac{\bar{V}_{Do}^2}{2} \right) \quad (1)$$

ここに、 P_{Ci} と $\bar{V}_{Ci}$ はケーシング入口の壁圧と断面平均流速、 P_{Do} と $\bar{V}_{Do}$ は吸出し管出口の壁圧と断面平均流速である。これら壁圧と断面平均流速とから比エネルギー E_{nor} を求める規格の式は、測定断面内の流れが一樣で旋回のないことを前提としている。言い換えると、流れに旋回成分があるときには、規格に基づく E_{nor} に旋回エネルギーを補正してやらないと、真の比エネルギーは得られない。

一般に模型水車の実験では、上部タンクで整流された一樣流を短い直管を通して模型水車に供給するので、高圧側測定断面内の流れは運転条件にかかわらずほぼ一樣

* 原稿受付 1995年5月10日。

*1 正員, 神奈川大学工学部 (〒221 横浜市神奈川区六角橋3-27-1)。

である。したがって規格に従って壁圧と断面平均流速とから求めたケーシング入口の比エネルギー E_{Ci} は、ほぼ真の比エネルギーに近い。一方、ランナ出口の流れは運転条件によって大幅に変化し、しかもその下流の吸出し管がさらに流れを大きく歪ませるので、吸出し管出口の流れは、大規模に偏流し旋回や逆流を伴っている。したがって、規格に従って壁圧と断面平均流速とから求めた低压側測定断面の比エネルギー E_{Do} は、一般に真の比エネルギーと大幅に異なる。

ところで、ランナ出口流れに旋回がない運転条件(添字cf)では、壁圧と断面平均流速とから求めたランナ出口の比エネルギー E_{Di} は、真の比エネルギーにかなり近い。したがって、模型試験規格には反するが、仮に低压側測定断面を吸出し管入口に移して、図2に示すように比エネルギー E_{spc} を測定すれば、その値は無旋回運転条件ではケーシング入口とランナ出口との間にかかる真の比エネルギーに近い値となる。

$$E_{spc} = E_{Ci} - E_{Di} = \left(\frac{P_{Ci}}{\rho} + \frac{\bar{V}_{Ci}^2}{2} \right) - \left(\frac{P_{Di}}{\rho} + \frac{\bar{V}_{Di}^2}{2} \right) \quad (2)$$

この E_{spc} は、与えられた E_{Ci} のもとで E_{Di} が最小となる運転条件でもっとも大きくなり、ランナのオイラ比エネルギーも最大となる。ランナ出口流れが旋回成分を持たず、軸流成分のみのときに E_{Di} が最小となるので、 E_{spc} を用いて算出した水車効率、ランナ出口流れが無旋回となる運転条件で最高となる。また吸出し管の中で生じる水力損失が E_{spc} には含まれていないので、 E_{spc} による水車効率は、 E_{nor} を用いて算出した水車効率より高くなるはずである。しかしこの場合でも、ランナ出口に旋回流のある運転条件では、 E_{spc} にその旋回エネルギーを補正してやらないと、ケーシング入口とランナ出口との間にかかる真の比エネルギーは得られない。

3. 模型実験結果

3.1 供試模型と実験方法 供試模型は、比速度 n_{sq} が76のフランシス水車で、ランナは羽根枚数が14枚、出口半径 R_{ref} が0.200m、代表流線上のペーン出口半径 R_2 が0.1394mである。また吸出し管は、入口円錐角(片側)が 6.6° で、等断面積円形エルボと出口円錐ダイフューザ(片側 5.0°)を備えており、入口出口面積比は3.23である。供試模型の概略⁽¹⁾を図3に示す。

模型実験は、IMHEFの専任職員によってIEC規格に基づいて行われた。まず、比エネルギーの低压側測定断面を吸出し管出口とした通常実験を、ガイドペーン取付け角 α_G を 15° から 35° まで10通り代えて実施した。式(1)による実験比エネルギー E_{nor} を、ほぼ一定値の98J/kgに設定

図1 水車比エネルギー E_{nor}

図2 水車入口とランナ出口との間の比エネルギー E_{spc}

図3 供試模型⁽¹⁾

して通常性能を測定した。次に、比エネルギーの低压側測定断面を吸出し管入口に移した特殊実験を、同一 α_G に対して行った。式(2)による実験比エネルギー E_{spc} も98J/kgに設定して特殊性能を測定した。

3.2 性能の無次元化 定義の異なる E_{nor} と E_{spc} を、共に約98J/kgに設定して別々に性能を測定したため、通常性能と特殊性能は、たとえガイドペーン取付け角が同

一でも、水車比エネルギーを変えて実験したことに相当する。従って、両性能間に対応する運転条件を見いだすためには、両性能を相似則に基づき同一基準状態に無次元化する必要がある。この場合、 E で基準化した通常の単位回転数 n_{11} や単位流量 Q_{11} などのパラメータは使えないので、以下に示すランナ出口の周速度 $U_{ref}(\omega R_{ref})$ で基準化した、流量係数 ϕ 、軸トルク係数 τ 、比エネルギー係数 ψ を採用することとした。

$$\phi = \frac{Q}{\pi \omega R_{ref}^3} \quad (3)$$

$$\tau = \frac{2T}{\rho \pi \omega^2 R_{ref}^5} \quad (4)$$

$$\psi = \frac{2E}{\omega^2 R_{ref}^2} \quad (5)$$

上式の ϕ と τ には E が含まれていないので、もし通常実験と特殊実験の間に模型水車内の流れの相似性に対する完全な再現性があれば、 ϕ に対する τ の関係は、セットした E の大きさに関係なく両実験で一致するはずである。一例として図4に、 α_G が 30° における ϕ に対する τ と ψ のグラフを、通常性能を白印、特殊性能を黒印で示す。両実験の τ は、 ϕ に対してよく一致しており、式(3)-(5)の無次元化が適当であることがわかる。

通常性能と特殊性能を別々に求めたために、わずかながら α_G の設定がずれているデータについては、両性能間の α_G と ϕ の関係が一貫性を持つように ϕ を微調整し、それに対応して τ と ψ を ϕ の二乗で補正することにより、 ϕ に対する τ の関係が両性能間で一致することを確認した。このようにして求めた両実験の ψ の差から、吸出し管比エネルギー $E_{spc}-E_{nor}$ を求めることにする。

3.3 通常実験結果 比エネルギーとして E_{nor} を用いた通常性能を図5に示す。珍しいことに、性能曲線は二つの最高効率点を示し、低流量側($\phi_{opt1}=0.26$, $\alpha_{Gopt1}=22.5^\circ$)および高流量側($\phi_{opt2}=0.31$, $\alpha_{Gopt2}=25^\circ$)における効率は、両点とも0.905とあまり高くなかった。

3.4 特殊実験結果 比エネルギーとして E_{spc} を用いた特殊性能を図6に示す⁽¹⁾。性能曲線は、流量係数が $\phi=0.29$ において唯一の最高効率点を持ち、その値は0.92に上昇した。章2の末尾で述べたように、 E_{spc} を用いた効率が最大になるのは、ランナ出口流れに旋回がない運転条件においてであるから、特殊実験の最高効率流量を無旋回流量 ϕ_{cf} と表すこととする。

4. 吸出し管比エネルギーの抽出

図4で判るように、両性能の ψ の差はごく僅かである。このわずかな差 $\Delta\psi$ の検出感度をグラフ上で高めるため

図4 通常性能と特殊性能の比較 ($\alpha_G=30^\circ$)

図5 E_{nor} に基づく通常性能曲線⁽¹⁾

図6 E_{spc} に基づく特殊性能曲線⁽¹⁾

には、横軸に対する縦軸の変化が少なくなるように処理して、縦軸を拡大しやすくすればよい。このために両性能の ψ と τ に、無旋回流量($\phi_{cf}=0.29$)に対する流量比の二乗と三乗を掛けて処理した。このように高感度処理をした例として、 α_G が 20° , 30° , 35° のときの ϕ に対する $\psi(\phi_{cf}/\phi)^2$ と $\tau(\phi_{cf}/\phi)^3$ のグラフを、図7に通常性能を白印、

(a) $\alpha_G = 20^\circ$ (b) $\alpha_G = 30^\circ$ (c) $\alpha_G = 35^\circ$

図7 通常性能と特殊性能の比較 (高感度処理データ)

特殊性能を黒印で示す。この図から τ_{nor} と τ_{spc} は、広範囲の ϕ に対して α_G にかかわらず良く一致していることがわかる。また ψ_{nor} が、 α_G が大きくなるにつれて ϕ に対して大きくうねるのに対し、 ψ_{spc} の方はそのような傾向は見られない。

図8 吸出し管比エネルギー $\Delta\psi$

ところで、同一 ϕ における両性能の比エネルギーの差は、次式で判るようにIEC規格に準じた(すなわち、壁圧と断面平均流速とから求めた)吸出し管前後の比エネルギーを意味している。

$$\Delta\psi \equiv \psi_{nor} - \psi_{spc} = \frac{2(E_{Di} - E_{Do})}{\omega^2 R_{ref}^2} \quad (6)$$

すべての α_G に対して、両性能曲線から抽出された吸出し管比エネルギー $\Delta\psi$ を、まとめて図8に示す。得られた吸出し管比エネルギーは、 ϕ に対して大きくうねるカーブとなり、特に小さい $\alpha_G (=15^\circ)$ を除いて、 α_G にかかわらず同様な傾向を示している。図の中央部の $\Delta\psi$ の極大値は、 α_G にかかわらず無旋回流量($\phi_{cf}=0.29$)において発生しており、この原因が図7(b)によれば吸出し管損失を含めた ψ_{nor} にあることから、ランナ出口流れに旋回成分がない状態では吸出し管比エネルギーが急増することがわかる。

5. ランナ出口旋回流の補正

式(6)から分かるように、吸出し管比エネルギー $\Delta\psi$ には旋回流に対する配慮が入っていない。しかし水車は、無旋回運転条件を外れると、ランナ出口に旋回流が発生する。その場合、ランナ出口流れの運動エネルギーは、断面平均流速に基づく軸流エネルギーだけでなく旋回エネルギー分が加わる。また測定された壁圧には、流れの静圧だけでなく旋回流に基づく遠心力による壁圧上昇が含まれている。したがって、吸出し管入口の真の比エネルギーを得るためには、これら旋回流の影響を補正しなければならない。

5.1 ランナ出口の旋回流速の算出 ランナペーン出口における代表流線(添字2)上の速度三角形は、無旋回流量 ϕ_{cf} においては直角三角形となる。したがって、ランナ流出角 β_{2cf} は、次式で ϕ_{cf} から直接求めることが出来る。

$$\tan \beta_{2cf} \equiv \frac{V_{m2cf}}{U_{2cf}} = \phi_{2cf} = \phi_{cf} \left(\frac{\pi R_{ref}^3}{A_2 R_2} \right) \quad (7)$$

ここに、 A_2 はランナベーン出口における流路断面積である。図8において、無旋回流量 ϕ_{cf} がガイドベーン取付け角 α_G によらないということは、ランナ流出角 β_2 も α_G によらないことを意味している。一般にフランシス水車ランナは、ソリデティの大きい翼列であるから、 β_2 が運転条件によらず一定であると見なすことはおかしくない。

流量 ϕ が変化しても流出角 β_2 は一定($=\beta_{2cf}$)とすれば、任意の ϕ におけるランナベーン出口の旋回流速 V_{u2} は下式で求まる。

$$V_{u2} = U_2 - \frac{V_{m2}}{\tan \beta_{2cf}} = U_2 - \frac{V_{m2}}{\phi_{2cf}} = U_2 \left(1 - \frac{\phi}{\phi_{cf}} \right) \quad (8)$$

5.2 旋回エネルギーの補正 式(8)の旋回流速から、ランナベーン出口流れの旋回エネルギー $\Delta\psi_{vu}$ は、式(5)と同様に無次元化して次式で計算することができる。

$$\Delta\psi_{vu} \equiv \frac{V_{u2}^2}{2} \bigg/ \frac{U_{ref}^2}{2} = \left(1 - \frac{\phi}{\phi_{cf}} \right)^2 \left(\frac{R_2}{R_{ref}} \right)^2 \quad (9)$$

5.3 壁圧上昇の補正 ランナベーン出口から吸出し管入口の E_D 測定断面までの流れ場が自由渦流れであるとすれば、式(8)の旋回流速による E_D 測定断面での壁圧上昇 $\Delta\psi_p$ は、次式で計算できる。

$$\Delta\psi_p \equiv \frac{\Delta P}{\rho} \bigg/ \frac{U_{ref}^2}{2} = \Delta\psi_{vu} \left(\frac{R_2}{R_{ref}} \right)^2 \quad (10)$$

6. 吸出し管損失の抽出

章4で抽出した吸出し管比エネルギー $\Delta\psi$ に、章5で導いた旋回エネルギーと壁圧上昇の補正を行えば、吸出し管入口の旋回流は考慮したことになる。しかし、吸出し管出口の旋回流はまだ考慮していない。章2で触れたように、吸出し管出口の流れは一般に大きく偏り旋回や逆流を伴っている。したがって、出口断面内の旋回成分を含む最大流速は、断面平均流速よりはるかに大きい。しかし、比速度が大きくなければ、その運動エネルギーはランナの周速度エネルギーに比べると、無視できるほど小さい。一方、出口断面の壁圧は、下部タンクの圧力に近く、流れの旋回による壁圧上昇も無視して差し支えない。以上により、吸出し管内の損失エネルギー $\Delta\psi_D$ は、次式で計算できるものとする。

$$\begin{aligned} \Delta\psi_D &\equiv \frac{2\Delta E_D}{\omega^2 R_{ref}^2} = \Delta\psi + \Delta\psi_{vu} - \Delta\psi_p \\ &= \Delta\psi + \left(1 - \frac{\phi}{\phi_{opt}} \right)^2 \left(\frac{R_2}{R_{ref}} \right)^2 \left(1 - \frac{R_2^2}{R_{ref}^2} \right) \end{aligned} \quad (11)$$

図9 吸出し管損失 $\Delta\psi_D$

図8の $\Delta\psi$ から、上式で求めた吸出し管損失 $\Delta\psi_D$ を、流量 ϕ に対して図9に示す。多少のばらつきはあるものの、最小の α_G を除いてほぼ一本のW字曲線にまとめることができる。無旋回流量 $\phi_{cf}(=0.29)$ で損失 $\Delta\psi_D$ は極大を示し、無旋回流量から流量が増えても減っても損失はいったん減少する。そうして $\Delta\psi_D$ が極小となる $\phi(=0.26$ と $0.31)$ を、最適旋回流量と名付ける。この二つの最適旋回流量のうち、ランナ回転方向と同方向の旋回成分を持つ小 ϕ 側における損失 $\Delta\psi_D$ の方が、逆旋回を持つ大 ϕ 側の $\Delta\psi_D$ よりも小さい。両最適旋回流量を超えると、 ϕ が増えても減っても $\Delta\psi_D$ は増大し、とくに大 ϕ 側の損失増加が大きい。

曲り吸出し管の入口流れに旋回がないと、エルボ部の曲がり内側の後半で流れが剥離し、損失が大きくなる。この実験に用いた吸出し管は、エルボ部が等断面積の円形で、曲がりの外側と内側との曲率半径比(すなわちアスペクト比)が大きく、二次流れが発達しやすい。このため、良く設計された吸出し管に比べると、無旋回流量における損失は大きめである。流量が無旋回流量よりはずれると、ランナ出口流れに旋回が発生して剥離を抑制してくれるために、旋回の方によらず吸出し管損失は減少する。これら二つの最適旋回点における極小損失のうち、小流量における損失の方が少なくなるのは当然である。また、無旋回流量時の損失が大きいために、良く設計された吸出し管に比べて、旋回による損失減少の効果が目立っている。両最適旋回流量を超えると、 ϕ が増えても減っても吸出し管入口の旋回エネルギーの増大により、とくに大流量側で損失の増大が著しい。

以上により、通常性能曲線に最高効率点が二つ現れた理由は、ランナ出口流れの無旋回点では吸出し管剥離損失が大きく増加し、無旋回点より流量の小さい方と大きい方の二つの最適旋回点で剥離損失が大幅に減少するために、これら二つの最適旋回点で水車効率が最高となったことによる。このことから、良く設計された吸出し管

図10 吸出し管損失係数 ζ_D

を持つ水車では、無旋回点における吸出し管剥離損失がそれほど増加しないために、通常性能曲線においても無旋回点より流量の小さい方の最適旋回点付近でのみ最高効率を実現していると考えられる。

なお、図9の $\Delta\psi_D$ から、吸出し管入口の断面平均軸流速度 v_{mDi} のエネルギーを基準とした損失係数 ζ_D を次式で求めることができる。

$$\zeta_D \equiv \frac{\Delta E_D}{V_{mDi}^2/2} = \frac{\Delta\psi_D}{(V_{mDi}/U_{ref})^2} \quad (12)$$

求めた結果を図10に示す。吸出し管損失係数 ζ_D も流量 ϕ に対してほぼ一本のW字曲線にまとまるが、小流量側の係数増大が著しいのに対し、大流量側の損失係数は一定値に漸近する傾向にある。

7. まとめ

GAMMフランシス模型水車の性能実験において、有効落差測定用の低圧側測定断面として吸出し管出口を用いた通常実験、ならびに吸出し管入口に移した特殊実験を別々に行い、それらの性能曲線から吸出し管損失を以下の方法で抽出することが出来ることを示した。

- (1).両実験の性能曲線から、同一流量係数 ϕ における比エネルギー係数 ψ の差を求め、それを吸出し管比エネルギー $\Delta\psi$ と名付ける。
- (2).得られた吸出し管比エネルギーに、各流量係数におけるランナ出口流れの旋回エネルギーを補正することにより、吸出し管損失 $\Delta\psi_D$ を求める。

その結果、通常性能曲線に最高効率点が二つ現れた理由は、無旋回流量点において吸出し管剥離損失が急増し、無旋回流量点前後の二つの最適旋回流量点において剥離損失が急減するためであることが明らかとなった。

謝辞

章6の考察の一部は、本研究の概要を第72期総会講演会にて口頭発表した際に、長藤友建氏(東芝)からいただいた有益なご討論に基づいている。記して感謝の意を表する。

本研究にあたり、神奈川大学卒業研究テーマとして計算と作図を担当された古田正裕氏に謝意を表する。

なお本テーマは、著者の一人が故Prof. P. Henry (IMHEF, EPFL)との協同研究として予定したものであった。原稿が間に合わなかったことを遺憾に思い、本研究を捧げて謹んでご冥福をお祈りしたい。

参考文献

- (1) Sottas, G. and Ryhming, L.; *3D-Computation of Incompressible Internal Flows*, Vieweg (1993).
- (2) Avellan, F., et. al.; *IAHR-Belgrade*, (1990), 2-15.
- (3) IEC 4/111/CDV (1994).
- (4) JIS B8103 (1989).