水力接手に就て

(昭和9年10月6日 仙臺地方講演會に於て講演)

正員 工学博士 宮城 音五郎⁽¹⁾

On the Hydraulic Coupling

By Otogorô MIYAGI, Kôgakuhakusi, Member

液を伸介して回轉動力の傳達を行ふ接手、それが水力接手である。原動軸端に渦巻ポンプ羽根車を、又受動軸端には水タービン羽根車を固着し、これ等2種の羽根車を互に對向せしめて1對とし、それを液を充滿したる容器内に納めたるものである。

今渦巻ポンプ羽根車入口における液の絶對流入速度を c_1 、出口におけるその絶對流出速度を c_2 、円周方向に對するそれ等の傾斜角を夫々 α_1 , α_2 とし、入口及び出口における羽根車の円周速度を夫々 u_1 , u_2 とし、それが發出する有效ヘッドを H 、マノメトリック効率の逆数を ϕ とすれば、モーメント理論に従ひ

$$u_2 c_2 \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cos \alpha_1 = g \phi H \dots \dots \dots (1)$$

H は水タービンに流入する液のヘッドであつて、これによつて水タービンは回轉せらるゝのである。

次に水タービン羽根車入口における液の絶對流入速度を c_1 、出口におけるその絶對流出速度を c_2 、円周方向に對するそれ等の傾斜角を夫々 α_1 , α_2 とし、入口及び出口における羽根車の円周速度を夫々 u_1 , u_2 とし、その効率を η_t とすれば、モーメント理論により

$$u_1 c_1 \cos \alpha_1 - u_2 c_2 \cos \alpha_2 = g \eta_t H \dots \dots \dots (2)$$

ポンプ羽根車入口及び出口の平均半径を夫々 r_1 , r_2 とし、タービン羽根車のそれ等を夫々 r_1 , r_2 とし、原動軸の角速度を ω_p 、受動軸のそれを ω_t とすれば、(1), (2) 式は夫々次の如くなる。

$$c_2 r_2 \cos \alpha_2 - c_1 r_1 \cos \alpha_1 = g \phi H / \omega_p \dots \dots \dots (3)$$

$$c_1 r_1 \cos \alpha_1 - c_2 r_2 \cos \alpha_2 = g \eta_t H / \omega_t \dots \dots \dots (4)$$

タービン羽根車出口とポンプ羽根車入口との間、及びポンプ羽根車出口とタービン羽根車入口との間に夫々存在する空隙或は間隙の間における液の流動は凡て自然的流動であるから流れの円周速度が軸心よりの半径に反比例する如き流れ、即ち $cr \cos \alpha = \text{一定}$ なる如き流れである。故にタービン羽根車から流出したる液が衝突なしにポンプ羽根車に流入し、ポンプ羽根車から流出したる液が衝突なしにタービン羽根車に流入するためには次の関係がなければならぬ。

$$c_2 r_2 \cos \alpha_2 = c_1 r_1 \cos \alpha_1 \dots \dots \dots (5)$$

$$c_2 r_2 \cos \alpha_2 = c_1 r_1 \cos \alpha_1 \dots \dots \dots (6)$$

これ等の関係によれば (3), (4) 2 式の左邊の値は互に相等しい。よつて次の結果を得る

$$\frac{\omega_t}{\omega_p} = \frac{\eta_t}{\phi} \dots \dots \dots (7)$$

ω_t/ω_p は原動軸に對する受動軸の回轉比である。

さてポンプ羽根車を通過する流量を Q とし、タービン羽根車に供給せらるゝ流量を Q_e とすれば、 Q_e/Q はポンプの容積効率でこれを η_v にて表し、ポンプ羽根車の効率を η_p とすれば

$$\eta_p = \frac{Q_e H}{Q \phi H} = \frac{Q_e}{Q \phi} = \frac{\eta_v}{\phi}$$

次にポンプとタービンとの合体したる水力接手の効率を η とすれば、

$$\eta = \frac{\eta_t Q_e H}{Q \phi H} = \frac{\eta_t \eta_v}{\phi} = \eta_p \eta_t \dots \dots \dots (8)$$

この場合 η_p はポンプ羽根車のみの効率であり、 η_t はタービン羽根車のみの効率であるから、導羽根又は渦室を備へ更に渦形容器を有する常用渦巻ポンプの効率に比すれば η_p は甚だ大なるものであり、吸出管等を具有する常用水タービンの効率に比すれば η_t はまた甚だ大なるものである。されば水力接手の効率はこれ等獨立の常用渦巻ポンプ及び常用水タービンの各効率の積に比すれば極めて大なるものであるに相違ない。

(8) 式より $\eta_t/\phi = \eta/\eta_v$ を得、これを (7) 式に代入すれば

$$\text{回轉比} = \frac{\omega_t}{\omega_p} = \frac{\eta}{\eta_v} \dots \dots \dots (9)$$

故に

$$\frac{\omega_p - \omega_t}{\omega_p} = 1 - \frac{\eta}{\eta_v}$$

$\omega_p - \omega_t$ は原動軸に對する受動軸の回轉の後れで、これを $\Delta\omega$ にて表せば、上式の左邊は $\Delta\omega/\omega_p$ で、これは原動軸に對する受動軸の後れ率である。これを上式に照せば、

$$\eta = \eta_v \left(1 - \frac{\Delta\omega}{\omega_p} \right) \dots \dots \dots (10)$$

例へば後れ率を 3% とし、ポンプの容積効率を 98% とすれば、その水力接手の効率は $\eta = 0.98(1 - 0.03) = 0.95$ である。

(9) 式によればポンプ羽根車とタービン羽根車とを結合したる水力接手の回轉比は η/η_v に等しきが故に、受動軸の回

(1) 東北帝國大学教授

轉の後には効率の減小を意味する。フルカン・ギアと名づくる水力接手は即ちこの種の接手である。

効率の減小を意味せしむることなしに減速の目的を達するには、タービン羽根車の前部にタービン所屬の導羽根を裝置し、タービン羽根車に流入する絶対流入速度 c_1 及びその傾斜角 α_1 を、自然流動の c_1 及び α_1 と異ならしむればよい。

第1圖 ポンプ羽根車出口の速度三角形

第2圖 タービン羽根車入口の速度三角形

この場合には (5) 式の関係は成立するけれども (6) 式の関係は成立しない。しかしタービンから流出したる液を最小の流体損失を以てポンプに流入せしむるには、タービン出口とポンプ入口との間の間隙中に於て、流線は軸を含む平面上にあらしめねばならぬ。

この條件を満足せしむるためには、 $\alpha_H = 90^\circ$, $\alpha_1 = 90^\circ$ であるから、(3), (4) の 2 式は夫々次のやうになる。

$$c_2 r_2 \cos \alpha_2 = g \phi H / \omega_p \quad (11)$$

$$c_1 r_1 \cos \alpha_1 = g \eta_t H / \omega_t \quad (12)$$

これと $\eta_t / \phi = \eta / \eta_p$ とから

$$\frac{\omega_t}{\omega_p} = \frac{\eta_t}{\phi} \frac{c_2 r_2 \cos \alpha_2}{c_1 r_1 \cos \alpha_1} = \frac{\eta}{\eta_p} \frac{c_2 r_2 \cos \alpha_2}{c_1 r_1 \cos \alpha_1}$$

第1圖はポンプ羽根車出口の速度三角形、第2圖はタービン羽根車入口の速度三角形で、 w_2 及び w_1 は羽根に対して接線的にポンプ羽根車を流出し、タービン羽根車に流入する液の相対速度、 β_2 及び β_1 はそれ等の出口及び入口の羽根の角である。これ等から

第3圖 導羽根を有する水力接手

$$c_2 \cos \alpha_2 = v_2 \cot \alpha_2, \quad c_1 \cos \alpha_1 = v_1 \cot \alpha_1$$

故に

$$\frac{\omega_t}{\omega_p} = \frac{\eta}{\eta_p} \frac{v_2 r_2 \cot \alpha_2}{v_1 r_1 \cot \alpha_1}$$

第3圖はこの種水力接手の上半部を示す略圖で、 I はポンプ羽根車、 R はタービン羽根車、 G は I の出口と R の入口との間の間隙中に置かれたるタービン所屬の導羽根である。フルカン・ギアのやうに I の出口と R の入口とを對向せしめ、又は I と R との間に間隙があつてもそこに導

羽根を置かぬものは、總て前の場合に屬する水力接手である。

さてポンプ羽根車出口及びタービン羽根車入口の幅を夫々 b_2 及び b_1 とすれば

$$v_2 = \frac{Q}{2\pi r_2 b_2}, \quad v_1 = \frac{Q_e}{2\pi r_1 b_1}$$

故に

$$\frac{\omega_t}{\omega_p} = \frac{\eta}{\eta_p} \frac{Q b_1 \cot \alpha_2}{Q_e b_2 \cot \alpha_1} = \frac{\eta}{\eta_p} \frac{b_1 \cot \alpha_2}{b_2 \cot \alpha_1}$$

即ち

$$\text{回轉比} = \frac{\eta}{\eta_p} \frac{b_1 \tan \alpha_1}{b_2 \tan \alpha_2} \quad (13)$$

$$\text{後れ率} = \frac{\Delta \omega}{\omega_p} = 1 - \frac{\eta}{\eta_p} \frac{b_1 \tan \alpha_1}{b_2 \tan \alpha_2} \quad (14)$$

回轉比を小にし後れ率を大ならしめんとすれば、 b を b_2 よりも小にし同時に α^I を α_2 よりも小ならしむればよい。しかしこれには或る限度がある。

この限度を超えて回轉比を小にし後れ率を大ならしむるには、タービン羽根車を數個の段階に分割して直列し、各段階の間に順次導羽根を裝置することにすれば容易にこの目的を達することが出来る。

第4圖 タービン羽根車を3個の段階に分割したる水力接手

第4圖はタービン羽根車を3個の段階に分割したる水力接手の略圖で、 I はポンプ羽根車、 R_1, R_2, R_3 は分割されたる3個のタービン羽根車で、それ等は同時に受動軸に固着した同一の回轉をなすものである。 R_1 には導羽根を所屬せず、 G_2 は R_2 に所屬する導羽根、 G_3 は R_3 に所屬する導羽根である。

今この種の水力接手に於てポンプの發現するヘッド H を、 z 個の同じヘッドの下に活動するタービンに分割するとすれば、タービン羽根車の各段階の働くヘッドは H/z であるから、(4) 式は次のやうになる。

$$c_1 r_1 \cos \alpha_1 - c_H r_H \cos \alpha_H = g \eta_t H / \omega_t z \quad (15)$$

流体損失を最小ならしむるために各段階は $\alpha_H = 90^\circ$ に造るがよい。然る時は

$$c_1 r_1 \cos \alpha_1 = g \eta_t H / \omega_t z \quad (16)$$

$$\frac{\omega_t}{\omega_p} = \frac{\eta}{\eta_p} \frac{c_2 r_2 \cos \alpha_2}{z c_1 r_1 \cos \alpha_1} \quad (17)$$

故に第4圖に示すやうにポンプ羽根車出口とタービン羽根車の第1段階との間に導羽根がなければ、(5) 式の関係により

$$\text{回轉比} = \frac{\omega_t}{\omega_p} = \frac{\eta}{\eta_p z} \quad (18)$$

若しそこに導羽根があるならば

$$\text{回転比} = \frac{\omega_t}{\omega_p} = \frac{\eta}{\eta_p^2} \frac{b_1 \tan \alpha_1}{z b_2 \tan \alpha_2} \quad (19)$$

但し b_1 , α_1 は分割されたるタービン羽根車の第1段階の入口の幅とそれに流入する水の方向角とである。

斯くの如く段階の数を増すと回転比は減じ後率1に近づくけれども、液の漏泄はポンプから起る外にタービンの各段階から順次になり、なほ構造の複雑から η が z と共に次第に減ずるであらうから、接手の効率 η は z と共に幾分減ずるであらうことは免かれ難き現象である。

最近の發明に導羽根を可動翼にしたる水力接手がある。斯くすれば與へられたる水力接手の α_1 が變はるから、回転比を或る一定の限度内に任意に變へ得るものとなる。

最後に水力接手の設計に関する要領を述べる。今原動軸の動力を P 馬力とし、液の單位容積の重量を γ とすれば、

$$Q_e H = \frac{75 \eta_p P}{\gamma} \quad (20)$$

Q_e と H との積はこれにて定まるけれども、その各々を如何にして定むるか、それを確定するにはポンプ並びにタービンの比回転度を基礎とすることが最も科学的に適確なる方法である。

されば原動軸の回転度を N 回毎分とし、ポンプ羽根車の比回転度を n_s とすれば、

$$n_s = \frac{N \sqrt{Q_e}}{H^{3/4}} \quad \text{故に} \quad H = \left[\left(\frac{N}{n_s} \right)^4 Q_e^2 \right]^{1/3}$$

これを上式に代入してそれより Q_e を求むれば

$$Q_e = \left[\left(\frac{75 \eta_p P}{\gamma} \right)^3 \left(\frac{n_s}{N} \right)^4 \right]^{1/5} \quad (21)$$

斯くて Q_e が定まれば、(20) 式より H が定まる。

次に受動軸の受くる動力を P_t 馬力とすれば

$$P_t = \eta P \quad (22)$$

受動軸の回転度を n 回毎分とし、タービン羽根車の比回転度を $\bar{n}_s$ とすれば、

$$\bar{n}_s = \frac{n \sqrt{P_t}}{H^{5/4}} = \frac{n \sqrt{\eta P}}{H^{5/4}} \quad (23)$$

$$\text{或は} \quad \bar{n}_s = n_s \frac{n}{N} \sqrt{\frac{\gamma \eta}{75 \eta_p}} \quad (24)$$

これによつてタービン羽根車の型式は定まり、爾後の設計は容易である。勿論 $\bar{n}_s$ 及び n_s は常用渦巻ポンプ及び常用水タービンの比回転度とは自ら異なるべきにより、別の根據からそれ等の最も適切なる値を豫め定め置くべきである。

タービン羽根車を z 段に分割する場合には、各段階が原動軸から受くる動力は P/z 馬力であり、ヘッドは H/z であるから、この場合各段階の羽根車の比回転度を $\bar{n}_s'$ とすれば、

$$\bar{n}_s' = \frac{n \sqrt{\eta P/z}}{(H/z)^{5/4}} = z^{3/4} \frac{n \sqrt{\eta P}}{H^{5/4}}$$

$$\text{或は} \quad \bar{n}_s' = z^{3/4} \bar{n}_s \quad (25)$$

即ちタービンを動力を均等に負擔する z 段に分割するならば、各段の比回転度は羽根車1個にて負擔する場合の $z^{3/4}$ 倍となり、段階の増すと共に各タービンは次第に高回転となる。

軸流プロペラ水車主要寸法の決定に就て

(昭和9年11月30日 福岡地方講演會に於て講演)

准 員 工 学 士 下 山 美 徳⁽¹⁾

On the Chief Dimensions of an Axial Flow Propeller Turbine

By Yoshinori SHIMOYAMA, Kōgakusi, Associate Member

摘 要

軸流プロペラ水車に於て導き羽根入口から羽根車入口迄の損失、羽根車内の損失、羽根車出口から下水溝迄の損失の合計が最小になる様な條件から水車寸法を決定するに必要な諸係数を比較回転度の函數として示したものである。

緒 言

正規運轉状態をもととして水車を設計しようとする時には先づ

$$n_s = n (HP)^{1/2} H^{-5/4} \quad (1)$$

によつて比較回転度 n_s を求める。こゝで n は水車の回転數、

昭和10年5月]

HP は出馬力、 H は落差である。軸流水車の場合にはこの n_s の大きさに従つて下の (2) 式で定められる k_a と m , 或は c_m と m の値を適宜に見積り、水車直径 D , 穀径 $2r_i$ を決定するのが普通の方法である。

(1) 九州帝國大学助教授