

〈技術論文〉

## 소수력용 새로운 수차의 해석

김 현 진\*

(1989년 11월 9일 접수)

### Analysis of New Small Hydro-Turbine

Hyun Jin Kim

**Key Words :** Hydro-turbine(수차), Hydrofoils(수익), Guide Vanes(안내깃), Specific Speed(비속도), Velocity Triangles(속도삼각형), Draft Tube(흡출관)

#### Abstract

A small hydro-turbine characterized by the hydrofoils in a chain drive system has been analyzed to see the feasibility of the turbine for the practical use. The overall performance of the turbine has been found acceptable, its efficiency being quite higher than that of the cross flow turbines which are conventional in the field of small hydro-power generation. The superiority of the present turbine is partly due to the applicability of the draft tube which can not be used to the other types of impulse turbine. The specific speed of the turbine indicateds that the turbine could run in the operational range similar to that of the Kaplan turbine, but the limitation in the power transmission capability can not be avioded as long as the chain drive system is used.

#### 1. 서 론

여기서 다루고자 하는 '무한케도를 따라 블레이드가 움직이는 수차(또는 풍차)'의 블레이드로는 Fig. 1에서와 같은 익형형태<sup>(1,2)</sup>, 또는 Fig. 2와 같은 원호형태<sup>(3)</sup>가 제안되어 왔다. 일련의 서로 평행한 블레이드들은 그 양단에서 무한케도를 통해 연결되고 이 무한케도는 서로 평행한 상하 두개의 회전축을 중심으로 회전한다. 회전축을 구동시키는 토오르크는 각각의 블레이드에서 이루어지는 에너지 변환으로 얻게 된다. 이 같은 수차(또는 풍차)의 기본 형상은 오래전부터 알려져 왔으나 아직까지도 실용화되지 못한 가장 큰 이유는 이러한 수차나 풍차의 실용화 시도가 유체역학에 대한 전문지식을 지닌 사람들에 의해서가 아니고 발명가적 기질을

가진 '아이디어 맨'들에 의해 주로 이루어져 왔기 때문이다. 이 같은 사실은 이러한 유체기계에 대한 최근의 특허<sup>(2)</sup>를 통해서도 단적으로 알 수 있다.

본 연구에서는 이 같은 수차에 대한 이론적 접근을 통해, 수차의 성능을 예측하고 수차의 특성 및 한계점을 밝히며 성능 향상을 위한 몇가지 제안을

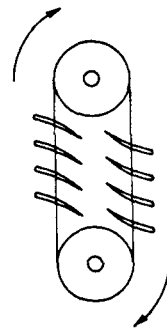


Fig. 1 Schematic of new wind turbine

\*정회원, 생산기술연구원 연구개발본부

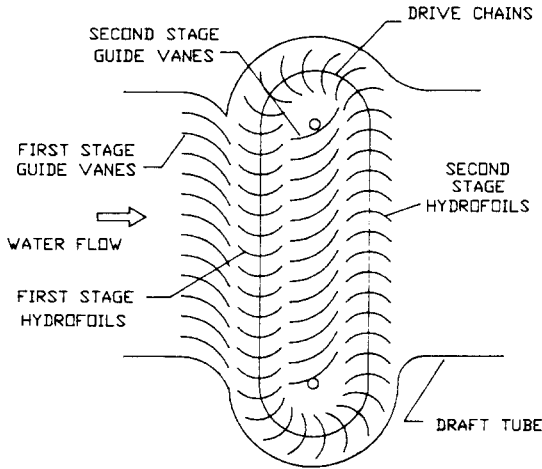


Fig. 2 Cross section of new hydro-engine

하고자 한다.

### 2. 수차내 에너지변환

해석하고자 하는 수차는 Fig. 2와 같이 원호 형상의 블레이드로 되어 있고 첫열의 블레이드(first runner) 전후에는 안내깃이 설치되어 있다. 물이 상수조에서 수압관을 거쳐 수차 입구에 도달함에 따라 위치에너지는 압력에너지로 변화되고, 이 압력에너지는 첫번째 안내깃을 지나면서 그 일부가 운동에너지로 바뀐다. Fig. 3에서 안내깃의 변위각이  $\delta(=90^\circ - \alpha)$ , 입구속도가  $C_m$ , 출구속도는  $C_1$  이라고 하면

$$C_1 = \frac{C_m}{\sin \alpha} \quad (1)$$

안내깃의 효율이  $\zeta$  라면 안내깃 내에서의 수두손실은

$$\delta H_1 = \frac{C_1^2}{2g} \left( \frac{1}{\zeta^2} - 1 \right) \quad (2)$$

안내깃에서의 압력에너지 감소는 운동에너지로 변환된 것에 안내깃 내에서 일어난 수두손실을 합한 값이므로

$$\frac{\delta p}{\gamma} = \frac{C_1^2 - C_m^2}{2g} + \frac{C_1^2}{2g} \left( \frac{1}{\zeta^2} - 1 \right) \quad (3)$$

첫번째 러너 블레이드에서의 속도삼각형은 Fig. 4와 같은데, 여기서  $C$ 는 물의 절대속도,  $U$ 는 블레이드의 속도,  $W$ 는 블레이드에 대한 물의 상대속도, 물의 절대 입사각은  $\alpha$ , 상대 입사각은  $\beta$ 이고, 점자 1은 블레이드 입구, 점자 2는 출구의 조건을 나타낸다. 첫째 안내깃에서 유출되는 물의 방향이

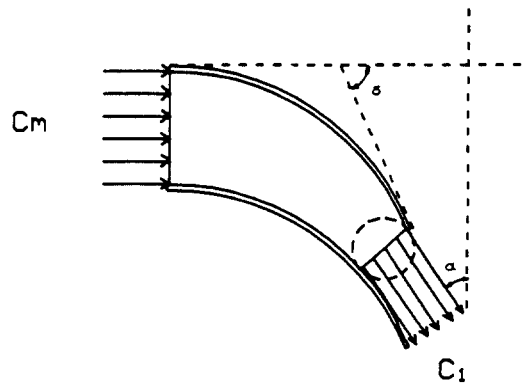


Fig. 3 Area change in guide vanes

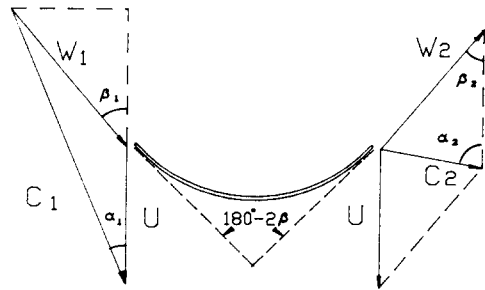


Fig. 4 Velocity diagrams at blades

바로 첫열의 블레이드로 유입되는 물의 방향이 되므로  $\alpha = \alpha_1$ 이고 첫번째 러너에 전달되는 에너지  $L$ 은

$$L = \frac{U}{g} (w_2 \cdot \cos \beta_1 + w_1 \cdot \cos \beta_2) \quad (4)$$

이며, 블레이드 내에서의 수두손실은

$$\delta H_2 = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \quad (5)$$

이다. 첫째 러너 출구에서의 운동에너지는  $C_2^2/2g$  이나, 둘째 안내깃 입구에서는  $C_m^2/2g$ 이므로 (질량보전의 법칙에 의해) 첫째 러너와 둘째 러너와 둘째 열의 안내깃 사이에서 일어나는 수두손실은

$$\delta H_3 = \frac{C_2^2 - C_m^2}{2g} \quad (6)$$

이 된다. 둘째 열의 안내깃과 둘째 열의 블레이드에서는 앞서와 동일한 에너지변환 과정을 겪게 되며, 수차출구에 흡출관을 사용하여 최종 유속을  $C_e$ 로 감소시킨다고 하면 유효낙차  $H$ 는

$$H = 2(L + \delta H_1 + \delta H_2 + \delta H_3) + \frac{C_e^2}{2g} \quad (7)$$

이 되고 결국 수차내 에너지변환은 Fig. 5와 같이

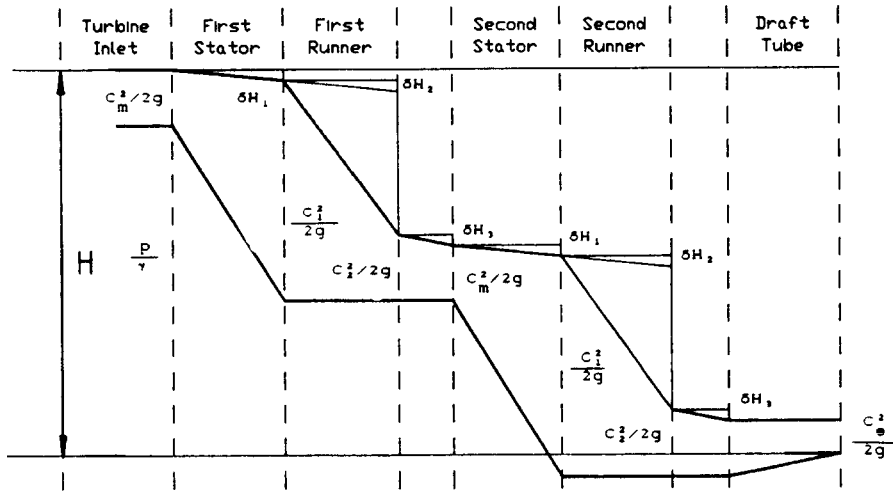


Fig. 5 Energy conversion in the turbine

된다.

3. 수차의 이론효율

3.1 이상조건하의 효율

블레이드 케임버각  $\theta$ 가  $\theta = 180^\circ - 2\beta$ 라고 할때, 물이 블레이드 입출구에서 블레이드에 접선인 방향으로 흐르며 ( $\beta_1 = \beta_2 = \beta$ ) 상대속도 크기의 변화가 없다고 ( $w_1 = w_2$ ) 가정하고 누설 및 웨이크손실 등을 무시하면, 러너에 전달되는 동력  $L_o$ 는

$$L_o = \frac{2U}{g} w_1 \cdot \cos\beta \tag{8}$$

이 되고 러너의 효율  $\eta_R$ 는 다음과 같다.

$$\eta_R = 4 \cdot \frac{U}{C_1} \cdot \frac{w_1}{C_1} \cdot \cos\beta \tag{9}$$

그런데 속도비  $U/C_1$ 와  $w_1/C_1$ 는 속도 삼각형으로부터

$$\frac{U}{C_1} = \cos\alpha - \frac{\sin\alpha}{\sin\beta} \cdot \cos\beta \tag{10}$$

$$\frac{w_1}{C_1} = \frac{\sin\alpha}{\sin\beta} \tag{11}$$

식 (10), (11)을 식 (9)에 대입하면 러너의 효율  $\eta_R$ 는

$$\eta_R = 4 \cdot \left( \cos\alpha - \frac{\sin\alpha}{\sin\beta} \cdot \cos\beta \right) \cdot \left( \frac{\sin\alpha}{\sin\beta} \right) \cos\beta \tag{12}$$

최대의 이론효율을 얻기 위한 블레이드의 케임버각 ( $180^\circ - 2\beta$ )과 유입각  $\alpha$ 와의 관계는 다음과 같다.

$$\frac{d\eta_R}{d\beta} = 0 \text{에서 } \eta_R = \eta_{Rmax} \text{이므로}$$

이것을 만족하는  $\alpha$ 와  $\beta$ 와의 관계는

$$\tan\alpha = \frac{1}{2} \tan\beta \tag{13}$$

따라서 러너의 최대효율 및 이 때의 속도비  $U/C_1$ 는

$$\eta_R = \cos\alpha^2 \tag{14}$$

$$\frac{U}{C_1} = 0.5 \cdot \cos\alpha$$

이 같은 조건에서는 첫째 러너의 출구에서 유출되는 물의 절대 속도  $C_2$ 는 블레이드의 진행 방향과 직각을 이루게 되며 그 크기는

$$C_2 = C_1 \cdot \sin\alpha = C_m \tag{16}$$

수차 출구에 확산비가  $R_a$ 인 흡출관을 사용하면 최종 손실되는 운동에너지는  $C_m^2/2g = (C_m/R_a)^2/2g$ 으로 수차에 걸리는 유효낙차  $H$ 는  $\delta H_2 = 0$  및  $\delta H_3 = 0$ 이므로 식 (7)에서

$$\begin{aligned} H &= 2(L_o + \delta H_1) + \frac{(C_m/R_a)^2}{2g} \\ &= 2 \frac{C_1^2}{2g} \left[ \cos\alpha^2 + \left( \frac{1}{\xi^2} - 1 \right) + \frac{0.5 \sin\alpha^2}{R_a^2} \right] \\ &= 2 \frac{C_1^2}{2g} \left[ \frac{1}{\xi^2} - \sin\alpha^2 \left( 1 - \frac{0.5}{R_a^2} \right) \right] \end{aligned} \tag{17}$$

이고 수차 전체의 효율은 두 번에 걸쳐 흡수한 에너지와 유효낙차와의 비이므로

$$\eta_T = \frac{2L_o}{H} = \frac{\cos\alpha^2}{\frac{1}{\xi^2} - \sin\alpha^2 \left( 1 - \frac{0.5}{R_a^2} \right)} \tag{18}$$

블레이드로 유입되는 물의 절대속도  $C_1$ 을 유효낙

차  $H$ 를 써서 표현하면 식 (17)

$$C_1 = \left[ \frac{gH}{\frac{1}{\xi^2} - \sin^2 \alpha \left( 1 - \frac{0.5}{R_2^2} \right)} \right]^{1/2} \quad (19)$$

### 3.2 블레이드 마찰손실을 고려하였을 경우

러너 블레이드에서 마찰손실로 인해 상대 유속이 다음과 같이 감소했다고 하면

$$w_2 = k \cdot w_1 \cdot k < 1 \quad (20)$$

상대유출각  $\beta_2$ , 절대유출속도  $C_2$  및 절대유출각  $\alpha_2$ 는 속도삼각형에서

$$\begin{aligned} \beta_2 &= \arcsin \left[ \frac{\sin \beta_1}{k} \right] \\ C_2 &= [(kw_1)^2 + U^2 - 2kw_1 U \cos \beta_2]^{1/2} \\ \alpha_2 &= \arcsin \left( \frac{C_m}{C_2} \right) \end{aligned} \quad (21)$$

주어진 유입속도 ( $C_1$ ) 및 유입각 ( $\alpha_1$ )에서 러너의 동력은 위의 관계식들을 이용하여 식 (4)에서 얻을 수 있으나, 동력이 최대가 되는 러너의 속도  $U$ , 상대유입속도  $w_1$  및 유입각  $\beta_1$ 는  $k$ 값에 따라 변화한다. 상대속도비  $k$ 는 실험적으로 구해지는 값이나 일반적인 충격형 수차의 경우를 생각하면  $k=0.9 \sim 0.95$  정도의 값으로 볼 수 있다. 이 같은  $k$ 값의 범위에서는 최대의 동력을 얻을 수 있는 러너의 속도 및 상대유입속도를 이상 상태의 값과 같다고 하여도 ( $U = \frac{C_1}{2} \cdot \cos \alpha$ ,  $\beta_1 = \beta$ ) 계산 오차가 0.7%이내이므로 다음과 같은 근사식을 사용하면 러너의 동력 및 효율은

$$\begin{aligned} L &= \frac{U}{g} w_1 \cos \beta_1 \left( 1 + \frac{w_2 \cos \beta_2}{w_1 \cos \beta_1} \right) \\ &= \frac{U}{g} (C_1 \cos \alpha - U) \left( 1 + \frac{k \cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) \\ &= \frac{C_1^2 \cos^2 \alpha}{2g} \left[ 1 + \frac{[k^2 - \sin^2 \beta]^{1/2}}{\cos \beta} \right] \end{aligned} \quad (22)$$

$$\eta_R = \frac{\cos^2 \alpha}{2} \left[ 1 + \frac{[k^2 - \sin^2 \beta]^{1/2}}{\cos \beta} \right] \quad (23)$$

이 되고 유효낙차  $H$ 는

$$\begin{aligned} H &= 2(L + \delta H_1 + \delta H_2 + \delta H_3) + \frac{C_e^2}{2g} \\ &= 2[(L_0 - \delta H_2 - \delta H_3) \\ &\quad + \delta H_1 + \delta H_2 + \delta H_3] + \frac{C_e^2}{2g} \\ &= 2(L_0 + \delta H_1) + \frac{C_e^2}{2g} \end{aligned}$$

로서 식 (17)의 이상상태의 경우와 같다. 따라서 수차의 효율  $\eta_T$ 는

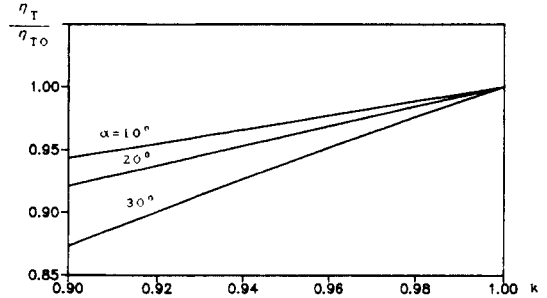


Fig. 6 Relative efficiency at various  $k$  values

$$\eta_T = \frac{\frac{\cos^2 \alpha}{2} \left[ 1 + \frac{[k^2 - \sin^2 \beta]^{1/2}}{\cos \beta} \right]}{\frac{1}{\xi^2} - \sin^2 \alpha \left( 1 - \frac{0.5}{R_2^2} \right)} \quad (24)$$

상대속도비  $k$ 의 변화에 따른 수차의 효율변화는 Fig. 6과 같다.

### 4. 탈설계 성능해석

수차의 rpm은 일정하고 유량이 변화한다고 생각할 때 Fig. 7과 같은 속도삼각형이 얻어진다. 설계점에서의 절대 유입속도를  $C_0$ 로 놓으면 러너의 속도는

$$U = C_0 \frac{\cos \alpha}{2} \quad (25)$$

이고 러너 입구에서 상대속도각  $\beta_1$ 과 상대속도의 크기  $w_1$ 은

$$\beta_1 = \arctan \left[ \frac{\frac{C_1}{C_0} \tan \alpha}{\frac{C_1}{C_0} - \frac{1}{2}} \right] \quad (26)$$

$$w_1 = \frac{C_1 \sin \alpha}{\sin \beta_1} \quad (27)$$

탈설계점에서 유입속도의 블레이드 접선에 수직인 성분이 손실된다고 가정하면 출구속도  $w_2$ 는 다음과 같이 표현된다.

$$w_2 = k \cdot w_1 \cos(\beta_1 - \beta) \quad (28)$$

러너 출구에서 상대속도각  $\beta_2$  및 절대속도 성분  $\alpha_2$ ,  $C_2$ 은

$$\begin{aligned} \beta_2 &= \arcsin \left[ \frac{\sin \beta_1}{k \cdot \cos(\beta_1 - \beta)} \right] \\ \alpha_2 &= \arctan \left[ \frac{\frac{C_1}{C_0} \tan \alpha}{0.5 - k \frac{C_1 \tan \alpha}{C_0 \sin \beta_1} \cos(\beta_1 - \beta) \cos \beta_2} \right] \end{aligned} \quad (29)$$

$$C_2 = C_1 \frac{\sin \alpha}{\sin \alpha_2}$$

러너에 전달되는 동력  $L$  및 효율  $\eta_R$ 은

$$L = \frac{U}{g} w_1 \cos \beta_1 \left( 1 + \frac{w_2 \cos \beta_2}{w_1 \cos \beta_1} \right)$$

$$= \frac{C_0^2}{2g} \left( \frac{C_1}{C_0} - 0.5 \right) \cos \alpha^2$$

$$\times \left[ 1 + k \cos(\beta_1 - \beta) \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right]$$

$$= \frac{C_0^2}{2g} \left( \frac{C_1}{C_0} - 0.5 \right) \cos \alpha^2$$

$$\times \left[ 1 + \frac{[(k \cos(\beta_1 - \beta))^2 - \sin^2 \beta_1]^{1/2}}{\cos \beta_1} \right]$$

$$\eta_R = \left( \frac{C_0}{C_1} \right)^2 \left( \frac{C_1}{C_0} - 0.5 \right) \cos \alpha^2$$

$$\times \left[ 1 + \frac{[(k \cos(\beta_1 - \beta))^2 - \sin^2 \beta_1]^{1/2}}{\cos \beta_1} \right] \quad (30)$$

수차전체의 효율  $\eta_T$ 은

$$\eta_T = \left( \frac{C_0}{C_1} \right)^2 \left( \frac{C_1}{C_0} - 0.5 \right) \cos \alpha^2$$

$$\times \left[ \frac{1 + \frac{[(k \cos(\beta_1 - \beta))^2 - \sin^2 \beta_1]^{1/2}}{\cos \beta_1}}{\zeta^2 - \sin^2 \alpha \left( 1 - \frac{0.5}{R_a^2} \right)} \right] \quad (31)$$

Fig. 8은 유량변화에 따른 상대효율을 보여준다.

### 5. 수차의 비속도

이 수차의 비속도  $N_s$ 는 회전수  $N$ (rpm), 동력  $P$ (kW), 낙차  $H$ (m)의 시스템을 사용하면

$$N_s = \frac{N \cdot P^{0.5}}{H^{5/4}} = \frac{N \cdot (\eta g Q H)^{0.5}}{H^{5/4}} \quad (32)$$

$A$ 를 수차의 유로단면적,  $D$ 를 회전휠의 직경이라하면

$$Q = A \cdot C_m \quad (33)$$

$$N = \frac{60 \cdot U}{\pi \cdot D} = \frac{60}{\pi \cdot D} \frac{C_m}{2 \tan \alpha} \quad (34)$$

식 (16), (19)를 이용하여 식 (33), (34)을 식 (32)에 대입하면

$$N_s = \frac{165.6}{\tan \alpha} \left[ \frac{\sin^2 \alpha}{\zeta^2 - \sin^2 \alpha \left( 1 - \frac{0.5}{R_a^2} \right)} \right]^{0.75}$$

$$\times \eta^{0.5} \cdot \frac{A^{0.5}}{D} \quad (35)$$

회전휠의 직경  $D$ 는 수차의 동력전달 체인의 호칭 번호를 선정할 때 결정되며 수차단면적  $A$ 는 설계 점유량 및 낙차에 연관되어 있다. 대략적으로 길이 비  $\sqrt{A}/D$ 는 약 1~3정도의 값을 갖는데 Fig. 9는  $\sqrt{A}/D=2$ 일때 입사각  $\alpha=10^\circ \sim 30^\circ$ 에서의 비속도

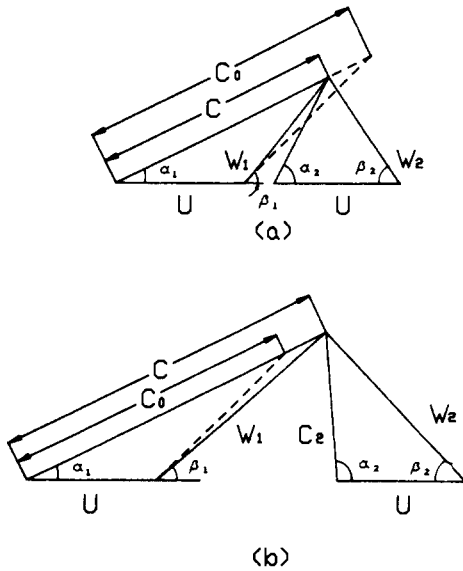


Fig. 7 Velocity diagrams with flow rate changes

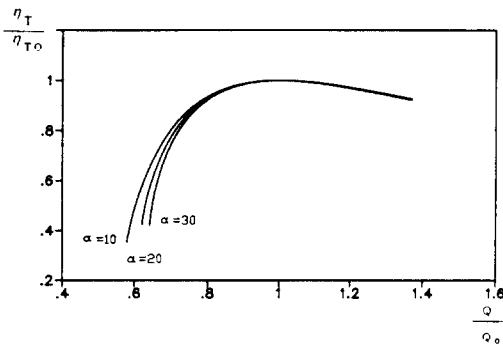


Fig. 8 Relative efficiency at various flow rates

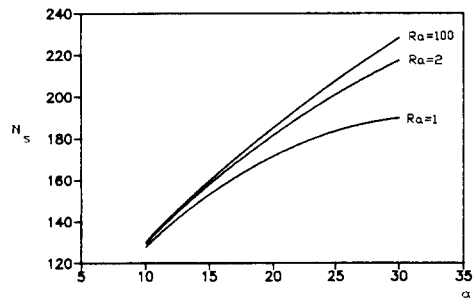


Fig. 9 Specific speed at various incidences

$N_s$ 의 값이 약 130~230 정도임을 보여준다.

### 6. 동력 전달부

동력 전달장치로서 로울러 체인 또는 싸일런트 체인이 사용 가능하나 싸일런트 체인의 경우 성능이 우수한 반면 값이 비싸지는 단점이 있으므로 로울러체인의 경우를 기준하여 동력전달을 해석하면 다음과 같다.

Fig. 2와 같은 경우 상단의 스프로킷휠에 발전부가 걸리며 하단의 휠은 아이들(idle)한다고 하면, 상단 휠의 한 지점에서 최대하중이 발생하는데 한 줄에 걸리는 동력이  $P/2$ , 휠의 회전속도가  $U$ 라고 하면, 최대하중  $T$ 는

$$T = \frac{P/2}{U} \tag{36}$$

이 되나 체인의 파단하중은  $T$ 보다 훨씬 커야한다. 안전계수를 고려하여 체인의 호칭번호를 선정하고 이 때 체인의 피치  $P$ 도 결정된다. 블레이드간의 간격  $s$ 는 Fig. 10과 같이 블레이드를 두 피치당 하나씩 건다고하면

$$\frac{s}{P} = 2 \tag{37}$$

블레이드시위와 블레이드간의 거리 비( $b/s$ )의 최적치는 실험을 통해 구할 수 있으나 여기서는 일단 Briling의 법칙(4)을 적용하면

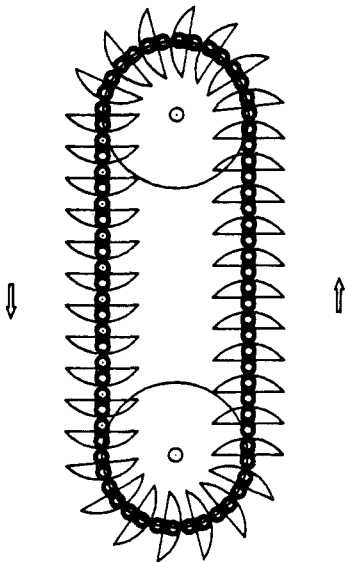


Fig. 10 Blades in chain drive

$$\frac{b}{s} = 2.5 \cdot \sin(2\beta) \tag{38}$$

체인의 피치와 블레이드 시위와의 비는

$$\frac{P}{b} = \frac{P/s}{b/s} = \frac{1}{5 \cdot \sin(2\beta)} \tag{39}$$

스프로킷 휠의 직경  $D$ 는 스프로킷의 잇수를  $z_i$ 이라고 하면

$$D = \frac{P}{\sin(\frac{\pi}{z_i})} \tag{40}$$

이때 블레이드의 수를 짝수로하면 스프로킷의 잇수  $z_i$ 은 홀수로하며 체인의 속도변화는 스프로킷의 잇수가 많을 수록 적어지므로  $z_i$ 은 통상 17 이상으로 한다. 또한 휠의 직경은 Fig. 2에서 보듯 블레이드 시위 길이와 안내깃의 수평길이에 러너와 안내깃과의 간격을 합한 길이와 같으므로 안내깃의 수평 길이를 블레이드 시위와 같게하고, 러너와 안내깃과의 간격을  $0.2b$ 로 하면

$$D = 2.4 \cdot b \tag{41}$$

식 (39), (40), (41)에서

$$z_i = \frac{\pi}{\arcsin(\frac{1}{12\sin(2\beta)})} \tag{42}$$

이 식으로부터  $z_i$ 에 가장 가까운 홀수를 스프로킷 휠의 잇수로 하고 식 (40)에서 휠의 직경  $D$ 를, 식 (41)에서 블레이드시위  $b$ 를 구한다. 최종적으로 이같이 구한 체인과 스프로킷의 조합이 피로한도 내에서 요구되는 동력전달을 충분히 수행할 수 있는지가 확인되어야 한다.

### 7. 수차 개념설계의 예

— 수차의 운전조건이 낙차 3m, 유량 0.5cms라고 하고

— 안내깃의 효율을  $\zeta=0.98$ , 상대속도비  $k=0.95$ , 그리고 면적비 2인 흡출관을 사용했다고 하자.

— 블레이드로 유입되는 물의 입사각이 작으면 작을수록 러너가 얻을 수 있는 이론동력은 커지나 실제로는 안내깃 및 블레이드에서의 손실 또한 증가하므로 입사각  $\alpha$ 를 작게 하는 데는 한도가 있다. 여기서는 일단 입사각  $\alpha$ 를 30도로 잡으면 안내깃의 변위각  $\delta$ 각 60도가 되고 최적효율을 얻을 수 있는 블레이드 캠버각  $\theta(180^\circ - 2\beta)$ 는 식 (13)에서 81.8도 ( $\beta=49.1^\circ$ )가 된다.

— 설계점에서 블레이드로 유입되는 물의 절대속도  $C_1$ , 수차내 평균유속  $C_m$  그리고 스프로킷 휠의 주

속도  $U$ 는 각각 식 (19), (16), (15)에서

$$C_1=5.979\text{m/s}, C_m=2.989\text{m/s}, U=2.589\text{m/s}$$

— 수차의 효율  $\eta_T$ 는 식 (24)에서  $\eta_T=0.857$

— 수차의 발생동력  $P$ 는  $P=\eta_T QH=12.6 \text{ kW}=16.7 \text{ HP}$

— 체인 한 줄에 걸리는 최대 하중은 식 (36)에서  $T=248.3\text{kgf}$ 로올러 체인 #60은 파단하중이 3200kg으로 이 체인을 사용할 경우 안전계수는 약 13정도이다. 로올러 체인 #60의 피치는 0.75inch이고, 스프로킷의 잇수는 식(42)에서  $z_1=37.27$ 이나 이 값에 가까운 홀수는 37이다.

— 스프로킷의 직경  $D$ , 블레이드의 시위  $b$ , 수차 단면적  $A$ 는 식 (40), (41), (33)에서  $D=22.46 \text{ cm}$ ,  $b=9.36\text{cm}$ ,  $A=1672.6\text{cm}^2$  그리고  $\sqrt{A}/D=1.82$ 이 되며,

— 스프로킷의 회전수  $N$ (rpm) 및 비속도는  $N_s$ 는 각각 식(34), (35)에서  $N=220.1$ ,  $N_s=197.8$

— 회전수가 낮으므로 링크의 피로로부터 전동마력능력의 피로한도가 결정되는데 이 체인이 피로한도 내에서 전달 할 수 있는 최대 마력은 회전수  $N$ (rpm), 체인피치  $p$ (in) 일때<sup>(5)</sup>

$$HP=0.004z_1^{1.03} \cdot N^{0.9} \cdot p^{(1-0.07p)} \quad (43)$$

에서 약 15.95HP(11.9kW)으로 양쪽의 체인은 모두 23.8kW를 전달할 수 있다.

### 8. 결 론

이 수차의 이론효율은 흡출관이 없고 안내깃 효율  $\xi=0.98$ , 블레이드 마찰 손실계수  $k=0.95$ 일 때 물의 입사각  $\alpha=10\text{도}\sim 30\text{도}$ 에서  $\eta_T=92\%\sim 77\%$  정도로 현재 소수력에 흔히 사용되고 있는 횡류수차 (cross flow turbine)의 이론효율이 72%정도임에 비해 상당히 효율적임을 알 수 있다. 이 두 수차 모두 충격형이고 또한 개개의 블레이드 형상이 유사함에도 불구하고 이처럼 효율면에서 차이가 나는 것은 횡류수차의 경우 처음 마주치는 블레이드에서 (first stage)에너지 전달이 이루어진 후에 두 번째 블레이드로(second stage)유입되는 물의 유입각 및 속도를 제어할 수 없기 때문이다. 더구나 일반적으로 충격형 수차에는 흡출관의 사용이 불가하나 본 수차에서는 흡출관을 사용할 수 있어 효율의 차이는 더욱 크다고 할 수 있다(면적비 2인 흡출관 사용시 같은 조건하에서  $\eta_T=93\%\sim 86\%$ )러너의 속도가 일정할 때 유량 변화에 따른 효율감소는 저

유량에서는 급격히하고 고유량시는 완만한데, 이것은 유량 증가시 이에 상응하는 물의 상대유입각의 증가 때문이다. 저유량 시 이론효율이 0으로 되는 상대유량은 상대유입각 ( $\beta_1$ )이 90도로 되는  $C_1/C_0=0.5$ 보다 큰 값에서 발생하는데 이값이 수차에 물이 가득차서 흐르게 되는 최저유량이다.

이수차의 효율은 러너 블레이드로 주입되는 물의 입사각이 작을 수록 높아지나 ( $\eta_T \approx \cos\alpha^2$ ), 입사각이나 너무 작으면 이에따라 안내깃 및 블레이드의 케임버각이 커져야하므로 박리 발생의 위험및 마찰손실이 높아진다. Fig. 2의 블레이드형상은 단순한 원호형태로 블레이드간의 유로면적이 증가하다가 블레이드 시위 중간지점에서 최대가 된 후 다시 감소한다. 이같은 유로형상은 박리가 발생하기 쉬우므로 충격형 증기터어빈의 블레이드와 같이 중앙이 두터운 형상의 블레이드로 하여 유로면적의 변화를 조절하는 것이 바람직하다(예 Fig. 11). 또한 손실이 최소화되는 블레이드간의 간격 및 러너와 안내깃과의 간격, 블레이드의 세장비 등은 경험적인 방법에 의존해야 되는 설계인자들이다.

이 수차의 비속도 범위는  $N_s=100\sim 300$ 으로 이는 이 수차의 운용 범위가 아주 큰 낙차도(매우 작은  $N_s$ ), 아주 많은 유량도(매우 큰  $N_s$ )아님을 보여 준다. 이 수차의 비속도는 프랜시스 수차의 비속도 범위내에 속하나 프랜시스 수차가 적당히 큰 낙차및 적당한 많은 유량에서 운용되는데 비해 이 수차는 그 용도가 소수력에 제한되는 것은 이 수차의 동력전달이 체인을 통해서 이루어지기 때문이다. 이 수차가 운용될 수 있는 최대낙차는 체인 속도의 (러너의 속도) 한계에 의해서, 주어진 낙차에서 수용할 수 있는 최대 유량은 체인의 동력전달

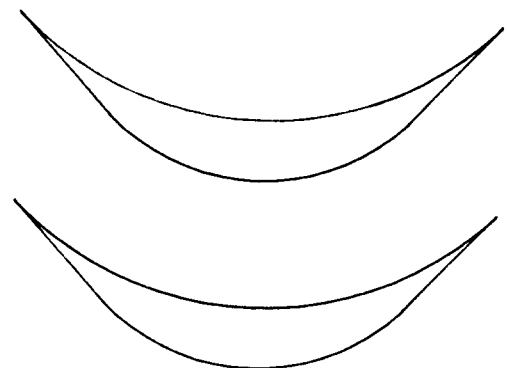


Fig. 11 Blade profile with constant path-area

한계에 의해 결정된다. 다열체인 방식을 사용하여 전달동력의 한계를 어느정도 완화할 수는 있으나 대규모 발전에도 적용되기 위해서는 새로운 동력전달 방식의 도입이 필요하다.

#### 참 고 문 헌

- (1) Goethals, R., 1983. "Energie Eolienne", Cours d'ENSMA, Univ. de Poitiers.
- (2) Schneider, D., 1977, "Fluid Driven Power Producing Apparatus", U.S. Patent-4049300.
- (3) 삼정수력 1987. "삼정수력 Catalog".
- (4) Shepherd, D.G., 1956, "Principles of Turbomachinery", The Macmillian Company, p. 196.
- (5) Design Manual, Roller and Silent Chain: American Sprocket Chain Manufactures Assn., 1968, p. 46.