

مدل سازی افت انرژی در جریان سیال عبوری از تیغه توربین پلتن با استفاده از تحلیل لایه

مرزی

محمد رضا محمدی نائینی^{*۱}

چکیده

راندمان تبدیل انرژی در توربین آبی به مسیر عبور جریان آب روی تیغه چرخ توربین بستگی دارد. در توربین پلتن مقدار نیرو و گشتاور تولید شده و در نتیجه میزان انرژی هیدرولیکی منتقل شده علاوه بر اینکه تابع پروفیل جت آزاد آب و هندسه تیغه توربین و موقعیت نسبی جت آب و تیغه توربین نسبت به هم می باشد، به میزان اصطکاک انرژی در عبور جریان روی سطح تیغه نیز بستگی دارد. حرارت تولیدی در اثر برخورد آب با تیغه توربین، اصطکاک آب در حین عبور از روی سطح تیغه توربین، افت هد در نازل و مقاومت اصطکاکی هوا منابع ایجاد هدر رفت انرژی در توربین پلتن هستند. وقتی جت آب حول سطح تیغه توربین عبور می کند، برخلاف جریان ایده آل به دلیل عدم لغزش از سطح جدا شده و در نتیجه لایه مرزی به وجود می آید. تشکیل شدن لایه مرزی و ضخامت آن به میزان زبری سطح تیغه نیز بستگی دارد. در این پژوهش به کمک روابط ریاضی لایه مرزی، مدلی برای محاسبه توان هدر رفته در جریان عبوری از تیغه توربین پلتن ارائه شده است که در آن اثر اصطکاک و تغییرات فشار در طول مسیر جریان روی تیغه به حساب آمده است.

واژه های کلیدی

توربین پلتن، اصطکاک، راندمان، لایه مرزی، جت آزاد، افت انرژی.

*۱. مدرس دانشکده فنی دانشگاه آزاد اسلامی واحد تهران مرکز، mrmn2004@yahoo.com

مقدمه

توربین هیدرولیکی، ماشین دوار است که انرژی های پتانسیل و جنبشی آب را به انرژی مکانیکی مفید تبدیل می کند. براساس نوع انرژی منتقل شده، دو نوع توربین هیدرولیکی ضربه ای و عکس العملی وجود دارد. در توربین ضربه ای آب پس از عبور از نازل مجهز به شیر سوزنی که در انتهای پنستاک قرار دارد، از تیغه توربین عبور می کند. در این توربین در هر لحظه آب با تمام تیغه ها تماس نداشته و تنها به تیغه هایی که در مقابل جت آب قرار گیرند اصابت می کند. این در حالی است که در توربین عکس العملی آب حول تمام پره ها عبور کرده و تمام پره ها همیشه در تماس با آب هستند. در توربین ضربه ای انرژی جنبشی جت آب در فشار اتمسفر به چرخ توربین منتقل شده در حالیکه در توربین عکس العملی آب وارد شده به توربین پر فشار بوده و تبادل انرژی هیدرولیکی به چرخ توربین تحت فشار صورت می گیرد.

موقعیت تیغه نسبت به جت آب میزان انتقال اندازه حرکت بین جریان جت و تیغه را تعیین کرده و در نتیجه توان تولیدی توربین را تحت تاثیر قرار می دهد. معیارهای مهم این تبادل انرژی عبارتند از هندسه سطح تیغه، شعاع استفاده از نیروی ضربه ای جت وارد بر تیغه، انرژی جنبشی آب باقی مانده در تیغه و زاویه تیغه.

هد آب و زاویه شکافنده در تیغه توربین پلتن با نیرو و توان بوجود آمده در تیغه هنگام برخورد جت آب با آن ارتباط مستقیمی دارد. در توربین پلتن تمام فشار جریان آب پنستاک در عبور از نازل به انرژی جنبشی تبدیل شده و جت آب در فشار اتمسفر به تیغه های توربین اصابت میکند. وقتی جت آب از نازل خارج شده و به تیغه ها برخورد می کند، تیغه عکس العمل نشان داده و انرژی به چرخ توربین منتقل می گردد. توربین پلتن می تواند در هد بالا و دبی کم با راندمان بسیار خوبی کار کند. در حالت هد کم و دبی زیاد که فشار ناجیزی در پنستاک ایجاد می شود، توربین پلتن مناسب نبوده و باید از انواع دیگر توربین استفاده شود.

چرخ توربین پلتن دارای تیغه ای متشکل از دو کاسه تقریباً نیم کره ای شکل است. آب به لبه جدا کننده یا شکافنده که در قسمت میانی این دو نیم کره قرار دارد برخورد کرده و در دو جهت مخالف هم از تیغه خارج می شود. زاویه ورودی

جریان به شکافنده تیغه حدود ۱ تا ۳ درجه بوده و اگر تیغه ها کاملاً نیم کره ای شکل باشند، از نظر تئوری جت آب با زاویه ۱۸۰ درجه برمی گردد. در عمل از آنجا که در این حالت سرعت نسبی جریان برگشتی بر خلاف جت ورودی است و جت برگشتی به پشت بقیه تیغه ها برخورد می کند و باعث کاهش راندمان کل می گردد، زاویه برگشت جریان در محدوده ۱۶۵ تا ۱۷۰ درجه در نظر گرفته شده و تیغه با ابعادی کوچک تر از یک نیم کره ساخته می شود. (کاتاناس^۱، ۲۰۰۴)

بدلیل تغییر پریودیک و تکراری موقعیت نسبی جت آب و تیغه و نوع پروفیل جت آب، تحلیل جریان غیر دائم در عبور از سطح تیغه توربین پلتن از پیچیدگی خاصی برخوردار است. مقدار دبی جت آزاد آب با تغییر در میزان گشودگی شیر سوزنی که در انتهای لوله پنستاک تعبیه شده است، کنترل می شود. هر چه شیر سوزنی بازتر شود دبی افزایش یافته و پروفیل سرعت جت تخت تر می شود. در حالیکه در شیر سوزنی بسته تر، پروفیل سرعت جت از حالت تخت خارج شده و این تغییر، باعث تغییر در خطوط جریان عبوری از تیغه توربین می گردد. به منظور افزایش راندمان توربین می توان تعداد جت های آب را نیز بیشتر از یکی در نظر گرفت.



شکل (۱): تیغه های رانر در توربین پلتن

توربین پلتن در دو حالت با محور افقی و یا با محور عمودی قابل نصب است. در حالت نصب عمودی می توان از تعداد نازل های بیشتری استفاده کرد و به بازده بیشتری در تبدیل انرژی نائل آمد.

آرایش افقی دارای مزایایی از قبیل کاهش ارتفاع ساختمان نیروگاه، نصب ساده تر، دسترسی آسان تر به اجزاء توربین و ژنراتور به منظور تعمیرات و نگهداری است اما باعث می شود که مساحت زیر بنای نیروگاه افزایش یابد. در این حالت بدلیل

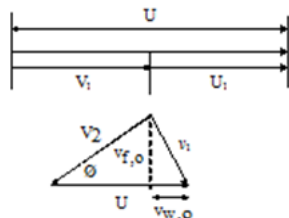
جریان در طول سطح تیغه بستگی دارد. تحلیل و بررسی نیروهای ایجاد شده در عبور جریان آب از روی تیغه نشان میدهد که حرکت نسبی آب در تیغه متأثر از نیروهای جانب مرکز، کوریولیس و اصطکاک وارده بر جریان است ولی می توان از اثرات نیروهای کوریولیس و جانب مرکز در مقایسه با اصطکاک صرف نظر نمود

از منابع اصلی ایجاد هدر رفت انرژی در توربین پلتن باید به اصطکاک بین سطح تیغه با جریان آب اشاره کرد. در این مقاله اثر اصطکاک سطح تیغه و همچنین تغییرات فشار در طول مسیر جریان روی تیغه بر توان توربین پلتن با استفاده از نظریه لایه مرزی بررسی شده است.

از نتایج مدل سازی اتلاف انرژی در توربین پلتن نتیجه می شود که افت انرژی در جریان آب روی تیغه چرخ پلتن را می توان کاهش داد اگر ابعاد چرخ توربین و تیغه ها با توجه به مشخصات جت آب به درستی طراحی شوند.

معادلات اساسی:

مثلت سرعت ها در ورود و خروج جریان در تیغه توربین در شکل شماره ۱ نشان داده شده است.



شکل (۳): مثلث سرعت ها در ورود و خروج جت آب به تیغه توربین پلتن

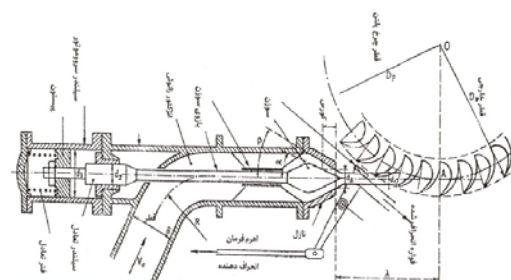
با در نظر گرفتن سرعت جریان خروجی و $v_{w,o}$ سرعت چرخ در خروجی جریان و $v_{f,i}$ سرعت جریان در ورودی و $v_{w,i}$ سرعت چرخ در ورودی جریان و r شعاع چرخ و x فاصله در مسیر جریان و β زاویه تیغه و U سرعت جت و U_1 سرعت چرخ توربین، نیروی وارد شده از جت آب به چرخ توربین بصورت $\dot{m}(v_{w,i} - v_{w,o})$ و توان بصورت $U_1(v_{w,i} - v_{w,o})$ بدست آمده و راندمان هیدرولیکی عبارتست از: (کوئینسکی^۲، ۲۰۰۲)

$$\eta = \frac{(v_{w,i} - v_{w,o}) U_1 / g}{U^2 / 2g} \quad (1)$$

محدودیت در تعداد نازل های قابل نصب، افزایش ابعاد تیغه چرخ توربین اجتناب ناپذیر است.

در آرایش عمودی علاوه بر کاهش مساحت زیر بنای نیروگاه، می توان با استفاده از تعداد نازل و تیغه های بیشتر، ابعاد تیغه ها را کاهش داده و به راندمان بالاتری در تبدیل انرژی نائل آمد، اما در این حالت هزینه ناشی از افزایش ارتفاع ساختمان نیروگاه و همچنین قیمت ژنراتور افزایش می یابد.

از طرف دیگر با در نظر گرفتن تعداد نازل بیشتر راندمان بهینه در توان های بالاتر اتفاق خواهد افتاد. در توربین پلتن در حوالی تمامی بارها راندمان هیدرولیکی بین ۹۰ تا ۹۳ درصد تغییر می کند.



شکل (۲): نازل و شیر سوزنی در توربین پلتن

فرمول ابتدایی ریاضی حاکم بر توان تولید شده توسط توربین پلتن و طراحی آن در قرن نوزدهم میلادی استخراج شده است. در آن زمان منابع اصلی افت از قبیل انرژی باقیمانده در آب خروجی از تیغه توربین، حرارت ایجاد شده در اثر ضربه آب هنگام اصابت به تیغه، اصطکاک آب در عبور از سطح تیغه، افت هد در نازل و مقاومت اصطکاکی هوا در تماس با جت آب تشخیص داده شده اند. در آن زمان به منظور بدست آوردن روابط ریاضی حاکم بر عملکرد توربین پلتن، از تمام این افت ها صرفنظر شده و فرض شده است که تمام آب در خروج از تیغه سرعتی یکسان را دارا می باشد. در مطالعات بعدی بر روی هیدرولیک چرخ پلتن نیز توجه اندکی به اثر اصطکاک در عبور جریان از تیغه شده است. (آولان^۱، ۲۰۰۵)

در طراحی توربین های آبی از نوع پلتن، افت های متعددی در مسیر عبور جریان از روی تیغه ها اتفاق می افتد که می توان به افت هیدرولیکی و افت ناشی از تغییر جهت جریان نام برد. افت هیدرولیکی در جریان عبوری از تیغه تابعی از شعاع انحناء تیغه، قطر هیدرولیکی، زاویه انعکاس تیغه و اصطکاک می باشد. تحلیل عملکرد توربین پلتن به نحوه تخمین تغییرات

در تیغه و جمله سوم انرژی جنبشی هدر رفته در خروجی و جمله چهارم افت در نازل توربین پلتن می‌باشند.

طبق شکل شماره ۴، هدر مورد استفاده بوسیله تیغه عبارت است از:

$$H = \frac{1}{g}(u_1 v_1 - u_2 v_2 \cos \alpha_2) \quad (۸)$$

با استفاده از معادله انرژی برای حرکت نسبی آب در تیغه و

سرعت‌های نسبی و معادلات شماره ۱۲ و ۱۳ معادله انرژی

عبارتست از:

$$\left(z_1 + \frac{(v_1^2 - u_1^2)}{2g} + \frac{p_1}{\rho g}\right) - \left(z_2 + \frac{(v_2^2 - u_2^2)}{2g} + \frac{p_2}{\rho g}\right) = k \frac{V_2^2}{2g} \quad (۹)$$

برای چرخ پلتن که در آن ارتفاع، فشار و سرعت آب از خروجی

نازل تا رسیدن به تیغه تغییر نمیکنند $z_1 = z_2$ و $p_1 = p_2$

و لذا $u_1 = u_2$:

$$V_2 = \frac{V_1}{\sqrt{1+k}} = \frac{v_1 - u_1}{\sqrt{1+k}} \quad (۱۰)$$

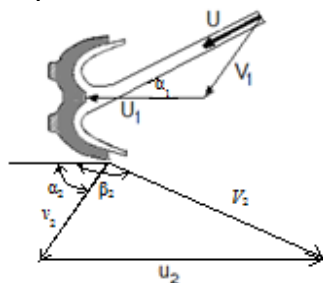
نیروی مماسی وارد بر تیغه عبارت است:

$$F = \dot{m}(U - u_2 - V_2 \cos \beta_2) \quad (۱۱)$$

$$F = \dot{m} \left(1 - \frac{\cos \beta_2}{\sqrt{1+k}}\right) (V_1 - U_1) \quad (۱۲)$$

توان تولیدی عبارت است از:

$$P = \dot{m} \left(1 - \frac{\cos \beta_2}{\sqrt{1+k}}\right) (V_1 - U_1) U_1 \quad *$$



شکل (۵): مولفه های سرعت جریان در تیغه پلتن وقتی جت آب تحت زاویه پرتاب شود

در توربین واقعی فرض $U = v_1$ از درجه اعتبار ساقط بوده و جت آب خروجی از نازل طبق شکل شماره ۵، با تیغه توربین تحت زاویه برخورد می‌کند. (کامیاما^۲، ۲۰۰۲)

در این حالت توان تولیدی در توربین پلتن عبارت است از:

$$P = \dot{m}(U \cos \alpha_1 - x^2 U_1 - \frac{x \cos \beta_2}{\sqrt{1+k}} \sqrt{U^2 - 2U U_1 + x^2 U_1}) \quad (۱۴)$$

در این معادله $x = \frac{r_1}{r_2}$ بوده و مقدار k کمیتی تجربی است که

به ضریب اصطکاک روی سطح تیغه بستگی دارد.

در توربین پلتن کمیت نسبت سرعت ξ که عبارتست از نسبت سرعت توربین به سرعت جت، برای یافتن نقطه کار بهینه

شرایط برای داشتن بیشترین راندمان هیدرولیکی در توربین پلتن عبارتست از:

$$v_{w,i} = U = V_1 + U_1 \quad (۲)$$

$$v_{w,o} = U_1 - v_{r,o} \cos \varphi \quad (۳)$$

$$P = \dot{m}(v_{r,i} + v_{r,o} \cos \varphi) \quad (۴)$$

اگر مقاومت اصطکاکی در سطح تیغه نداشته باشیم $(v_{r,i} = v_{r,o})$:

$$P = \dot{m} U_1 (U - U_1) (1 + \cos \varphi) \quad (۵)$$

$$\frac{dP}{dU_1} = \dot{m} (U - 2U_1) (1 + \cos \varphi) \quad (۶)$$

از این معادله بدست می آید که برای ماکزیمم بودن باید $\frac{dP}{dU_1} = 0$ باشد که نتیجه می دهد $U = 2U_1$.

در حالت واقعی اصطکاک در نازل و تیغه چرخ پلتن نقش مهمی را بازی می‌کند (بوچر^۱، ۲۰۱۰) لذا شرایط زیر را خواهیم داشت:

۱. سرعت جت عبارتست از $c\sqrt{2gH}$ که در آن $0.98 < c < 0.99$

۲. سرعت تیغه روی دایره گام عبارتست از $e\sqrt{2gH}$ که در آن $0.44 < e < 0.46$

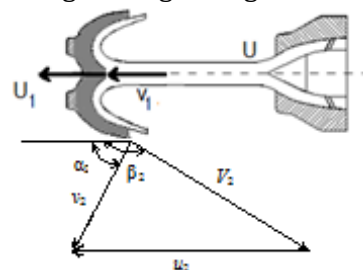
۳. زاویه برگشت آب از تیغه ۱۶۵ درجه و عرض تیغه عبارتست از ۳/۵ تا ۴ برابر قطر جت

۴. تعداد تیغه‌های عبارتست از $(D/d + 15)$

۵. نسبت قطر دایره گام تیغه به قطر جت نباید کمتر از ۱۲ باشد.

هدر خالص h بوجود آمده روی توربین به صورت زیر تخمین زده می‌شود:

$$h = h_m + k \frac{V_2^2}{2g} + m \frac{V_2^2}{2g} + c \frac{V_1^2}{2g} \quad (۷)$$



شکل (۴): مولفه های سرعت جریان در تیغه پلتن وقتی جت آب بدون زاویه پرتاب شود

در این معادله جمله اول h_m هدری است که به کار مکانیکی تبدیل شده است و جمله دوم انرژی مستهلک شده ناشی از حرارت تولیدی در اثر اصطکاک داخلی و چرخشی جریان آب

$$\alpha_{min} = \cos^{-1} \frac{R_i + e}{R_o} \quad (16)$$

لایه مرزی در تیغه توربین:

کاهش توان ناشی از نیروی اصطکاک در تیغه توربین پلتن را می توان با استفاده از تئوری لایه مرزی به دست آورد. با عبور جریان از تیغه توربین پلتن، لایه مرزی تشکیل شده و سرعت جریان را کند می کند. معادلات لایه مرزی برای تیغه توربین پلتن، شامل گرادیان فشار ناشی از انحناء سطح تیغه نیز خواهد بود. در این مقاله از روش تقریبی با در نظر گرفتن گرادیان فشار برای تحلیل مسأله استفاده شده است.

در معادله انتگرالی ممنتم خطی برای جریان دارای گرادیان فشار، سیستم مختصاتی در نظر گرفته شده است که در آن x به عنوان فاصله روی سطح و y عمود بر سطح می باشند.

با در نظر گرفتن تغییر متغیر $\Delta = -\frac{\delta^2}{v} \frac{du}{dx}$ کمیت های ضخامت جابجائی لایه مرزی δ^* و ضخامت ممنتم θ و تنش برشی τ_0 به ترتیب بصورت $\delta \left(\frac{3}{10} - \frac{\Delta}{12} \right)$ و $\delta \left(\frac{37}{315} - \frac{\Delta}{12} \right)$ و $\mu \left(\frac{U}{\delta} \right) \left(2 + \frac{\Delta}{6} \right)$ و $\frac{\Delta}{90} - \frac{\Delta^2}{945}$ بدست آمده و معادله انتگرالی ممنتم لایه مرزی عبارتست از:

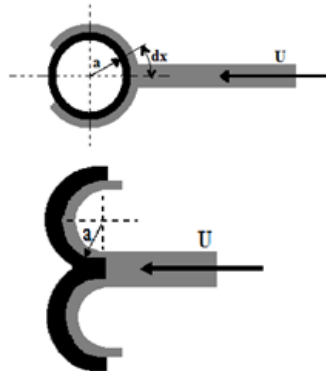
$$U^2 \frac{d\theta}{dx} + (2\theta + \delta^*) U \frac{du}{dx} = \frac{\tau_0}{\rho} \quad (17)$$

توزیع سرعت را معادله چند جمله ای از درجه ۴ با تغییر متغیر $\eta = \frac{y}{\delta}$ در نظر می گیریم:

$$\frac{u}{U} = a_0 + a_1 \eta + a_2 \eta^2 + a_3 \eta^3 + a_4 \eta^4 \quad (18)$$

با قرار دادن این پروفیل سرعت در معادله انتگرالی ممنتم لایه مرزی و در نظر گرفتن شرایط مرزی مناسب، توزیع سرعت عبارتست از:

$$\frac{u}{U} = (2\eta - 2\eta^3 + \eta^4) + \frac{\theta}{6} (\eta - 3\eta^2 + 3\eta^3 - \eta^4) \quad (19)$$



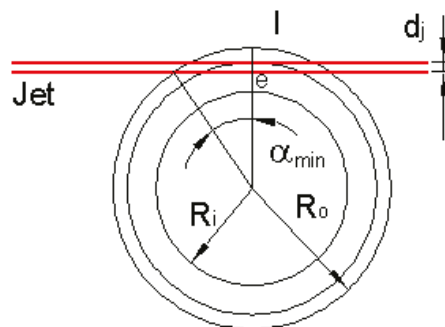
شکل (۷): جریان حول تیغه توربین و استوانه مشابه

توربین از اهمیت ویژه ای برخوردار است. (پریچ^۱، ۲۰۱۰) این کمیت عبارتست از:

$$\xi = N\pi(PCD)/60v_j \quad (15)$$

که در آن N سرعت زاویه ای محور توربین و PCD قطر دایره گام چرخ توربین و v_j سرعت جت آب می باشد. با توجه به اینکه راندمان توربین به شدت تحت تاثیر نسبت سرعت قرار دارد، لذا نسبت سرعت کمیتی مهم در انتخاب سرعت توربین مناسب برای یک سرعت جت داده شده به شمار می رود. تعداد بهینه تیغه ها در چرخ توربین پلتن به سادگی قابل محاسبه است.

در صورتی تعداد تیغه ها مناسب انتخاب شده اند که جت آب بتواند با تمام تیغه ها برخورد کند. وقتی چرخ پلتن دوران میکند، تیغه ها یکی پس از دیگری در مقابل جت آب قرار می گیرند. اگر چرخ نسبت به سرعت جت خیلی سریع دوران کند، ممکن است تیغه قبل از آنکه جت با آن برخورد کند، مسیر جت را ترک کند و در نتیجه انرژی جت آب هدر رود. به عبارت دیگر بیشترین نیرو هنگامی از جت به تیغه منتقل می شود که مسیر عبور جت عمود بر ارتفاع تیغه باشد. بنابر این یک چرخ پلتن خوب دارای تعداد تیغه های کافی است به طوری که بتواند تمام نیروی جت آب را دریافت و تمام انرژی جت آب را جذب کند.



شکل (۶): زاویه بین تیغه های مورد نیاز برای جذب تمام نیروی جت

با استفاده از شکل شماره ۶ و مقدار α_{min} از معادله شماره ۲۱ می توان تعداد تیغه مورد نیاز برای اینکه چرخ پلتن بتواند بیشترین نیرو را از جت آب دریافت نماید، بدست آورد. در این معادله e فاصله بین ریشه تیغه و جت برحسب میلی متر و R_i شعاع دیسک بدون تیغه برحسب میلی متر و R_o شعاع چرخ پلتن برحسب میلی متر می باشند. (گوپتا^۲، ۲۰۱۴)

$$\tau_0 = 2\mu U \frac{\sqrt{A+F \cos\left(\frac{x}{a}\right)}}{\sqrt{C}} - \frac{D\sqrt{C} \cos\left(\frac{x}{a}\right)}{\sqrt{A+F \cos\left(\frac{x}{a}\right)}} \quad (33)$$

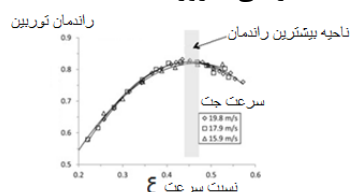
توان از دست رفته ناشی از این تنش برشی عبارت است از :

$$P = \int_0^L (2\mu U \frac{\sqrt{A+F \cos\left(\frac{x}{a}\right)}}{\sqrt{C}} - \frac{D\sqrt{C} \cos\left(\frac{x}{a}\right)}{\sqrt{A+F \cos\left(\frac{x}{a}\right)}}) U_1 \cos\left(\frac{x}{a}\right) \cdot l \cdot dx \quad (34)$$

با انتگرال گیری از این معادله توان هدر رفته در اثر اصطکاک و تغییرات فشار ناشی از انحناء سطح تیغه به دست می آید.

نتایج حل عددی

با حل عددی معادلات مربوط به راندمان توربین و توان از دست رفته منحنی های مربوطه ترسیم شده است. در شکل شماره ۸ راندمان توربین پلتن بر حسب نسبت سرعت برای چند سرعت جت ترسیم شده است. در این منحنی ناحیه ای وجود دارد که محدوده بالاترین راندمان توربین را مشخص می کند. نزدیک اوج راندمان توربین، تغییرات کوچک در نسبت سرعت تاثیر محدود بر راندمان می گذارد. وقتی از مقدار متناظر نسبت سرعت برای بیشترین راندمان فاصله بگیریم، افت توان شدت می گیرد. بنابراین مقدار نسبت سرعت کمیتی اساسی در طراحی توربین پلتن است و از آنجا که تغییر نسبت سرعت پس از نصب ممکن است عملی نباشد، لذا تخمین دقیق نسبت سرعت در مرحله طراحی ضروری است.



شکل (۸): راندمان بر حسب نسبت سرعت در توربین پلتن

نکته حائز اهمیت در خصوص نسبت سرعت ξ این است که در توربین های با راندمان کم، تغییر در نسبت سرعت نقطه بیشترین راندمان را کمی جابجا می کند. برای مثال، اگر تنظیم نادرست راستای جت و تلفات اصطکاکی در توربینی که راندمان آن پایین است رخ دهد، نسبت سرعت تنها می تواند ۵ تا ۱۰ درصد از کاهش راندمان ممانعت به عمل آورد. تاثیر نسبت سرعت بر راندمان به موقعیت نصب جت نیز مربوط است چون سرعت جت را متاثر میکند. امتداد صحیح راستا و تراز جت آب نیز از مسائل مهم است، حتی غیر همراستائی جزئی می تواند راندمان را تا حد زیادی کاهش دهد. باید در فرایند نصب نازل دقت کرد تا انتقال بهینه انرژی صورت گیرد. به

توزیع سرعت جریان آب در تیغه توربین پلتن در جریان ایده آل را می توان مشابه با پروفیل سرعت جریان حول استوانه با سرعت جریان آزاد U در نظر گرفت که در شکل شماره ۷ نمایش داده شده است.

با در نظر گرفتن a بعنوان شعاع تیغه و x فاصله روی سطح منحنی تیغه پروفیل سرعت را می توان به صورت زیر در نظر گرفت :

$$u = 2U \sin\left(\frac{x}{a}\right) \quad (20)$$

$$\frac{du}{dx} = \frac{2U}{a} \cos\left(\frac{x}{a}\right) \quad (21)$$

$$\phi = -\frac{\delta^2}{v} \frac{2U}{a} \cos\left(\frac{x}{a}\right) \quad (22)$$

$$\delta^* = \delta \left(\frac{3}{10} + \frac{\delta^2}{12v} \frac{2U}{a} \cos\left(\frac{x}{a}\right) \right) \quad (23)$$

$$\theta = \delta \left(\frac{37}{315} + \frac{\delta^2}{945v} \frac{2U}{a} \cos\left(\frac{x}{a}\right) - \frac{1}{90} \left(-\frac{\delta^2}{v} \frac{2U}{a} \cos\left(\frac{x}{a}\right) \right)^2 \right) \quad (24)$$

$$\tau_0 = \mu \left(\frac{U}{\delta} \right) \left(2 - \frac{\delta^2}{6v} \frac{2U}{a} \cos\left(\frac{x}{a}\right) \right) \quad (25)$$

$$\frac{d\theta}{dx} = -\frac{\delta^2}{945v} \frac{2U}{a^2} \sin\left(\frac{x}{a}\right) - \frac{1}{90} 2 \left(\frac{\delta^2}{v} \frac{2U}{a} \cos\left(\frac{x}{a}\right) \right) \frac{\delta^2}{v} \frac{2U}{a^2} \sin\left(\frac{x}{a}\right) \quad (26)$$

با قرار دادن این مقادیر در معادله انتگرالی ممنتوم لایه مرزی داریم :

$$U^2 \left(-\frac{\delta^2}{945v} \frac{2U}{a^2} \sin\left(\frac{x}{a}\right) - \frac{1}{90} 2 \left(\frac{\delta^2}{v} \frac{2U}{a} \cos\left(\frac{x}{a}\right) \right) \frac{\delta^2}{v} \frac{2U}{a^2} \sin\left(\frac{x}{a}\right) \right) + \quad (27)$$

$$\left(2\delta \left(\frac{37}{315} + \frac{\delta^2}{945v} \frac{2U}{a} \cos\left(\frac{x}{a}\right) - \frac{1}{90} \left(-\frac{\delta^2}{v} \frac{2U}{a} \cos\left(\frac{x}{a}\right) \right)^2 \right) \right) + \delta \left(\frac{3}{10} + \frac{\delta^2}{12v} \frac{2U}{a} \cos\left(\frac{x}{a}\right) \right) \frac{2U}{a} \cos\left(\frac{x}{a}\right) = \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{U}{\delta} \right) \left(2 - \frac{\delta^2}{6v} \frac{2U}{a} \cos\left(\frac{x}{a}\right) \right)$$

از آنجا که δ کوچک است از δ^3 و توان های بالاتر آن صرف نظر نموده و داریم :

$$2\delta \frac{37}{315} + \frac{3}{10} \delta U \frac{2U}{a} \cos\left(\frac{x}{a}\right) = \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{U}{\delta} \right) \left(2 - \quad (28)$$

$$\frac{\delta^2}{6v} \frac{2U}{a} \cos\left(\frac{x}{a}\right) \right) \quad 2\delta \frac{37}{315} + \frac{3}{10} \delta U \frac{2U}{a} \cos\left(\frac{x}{a}\right) = \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{U}{\delta} \right) \left(2 - \frac{\delta^2}{6v} \frac{2U}{a} \cos\left(\frac{x}{a}\right) \right) \quad (29)$$

این معادله با در نظر گرفتن کمیات $A = \frac{2 \times 37}{315}$ و $B =$

$$C = 2 \times \frac{\mu}{\rho} \frac{1}{6v} \times \frac{2U^2}{a} \quad \text{و} \quad D = 2 \times \frac{3}{10} \times U \times \frac{2U}{a} \quad \text{به صورت زیر ساده می شود:} \quad (30)$$

$$A\delta + B\delta \cos\left(\frac{x}{a}\right) = \frac{C}{\delta} - D\delta \cos\left(\frac{x}{a}\right) \quad (30)$$

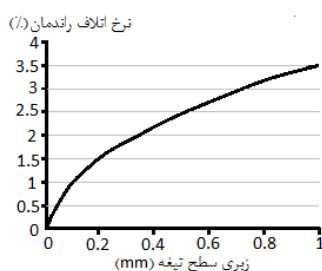
$$\delta \left(A + B \cos\left(\frac{x}{a}\right) + D \cos\left(\frac{x}{a}\right) \right) = \frac{C}{\delta} \quad (31)$$

$$\delta^2 = \frac{C}{\left(A + F \cos\left(\frac{x}{a}\right) \right)} \quad (32)$$

در این معادله $F = B + D$ است.

با استفاده از تعریف ضخامت جابجائی لایه مرزی و معادله انتگرالی ممنتوم لایه مرزی، تنش برشی اصطکاکی روی سطح تیغه عبارتست از :

در شکل شماره ۱۱ اثر زبری سطح تیغه چرخ پلتن بر اتلاف راندمان توربین با استفاده از گشتاور متوسط تولید شده در تیغه ها نمایش داده شده است. نتایج حل عددی نشان می دهد که زبری سطح تیغه بطور مستقیم بر عملکرد هیدرولیکی توربین، به خصوص بازده توربین موثر است. با افزایش زبری سطح تیغه، اصطکاک افزایش یافته و افت راندمان نیز بطور محسوس رشد کرده و گشتاور و توان تولیدی توربین کاهش می یابند. طبق این منحنی تا زبری حدود ۲/ میلی متر شدت اتلاف راندمان بیشتر است و پس از آن شیب اتلاف راندمان کم می شود. این امر نشان می دهد که در اثر زبری کم تیغه توربین پلتن بر کاهش راندمان بیشتر از زبری زیاد است.



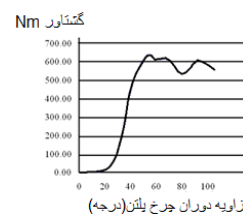
شکل (۱۱): اثر زبری سطح تیغه بر راندمان توربین پلتن

انرژی جت، موقعیت تیغه و خط سیر ذرات آب بحرانی ترین نقاط در تحلیل توان تولیدی می باشند. به منظور بررسی صحت مدلسازی انجام شده توان تولید شده توسط سطوح داخلی تیغه های فعال در چرخ توربین را با توان اندازه گیری شده در آزمون تجربی مورد ارزیابی قرار گرفته است. مقدار متوسط توان پیش بینی شده در مدل تقریباً ۱۵٪ پایین تر از مقدار تجربی است، این امر نشان می دهد که بخشی از گشتاور در پشت تیغه تولید شده است.

طبق شکل شماره ۱۲ خطای مدل ارائه شده نسبت به نتایج تجربی با افزایش سرعت توربین افزایش می یابد و به حدود ۱۵٪ می رسد. این خطا ناشی از آن است که در حالت واقعی در پشت تیغه بخشی از گشتاور تولید شده است که منجر به کاهش توان اتلافی تجربی نسبت به مدل می گردد. در این شکل انحنای تیغه در مدل و نمونه تجربی مرجع شماره ۹ یکسان در نظر گرفته شده است. این مدل برای برآورد تاثیر نسبی کمیت های مختلف چرخ پلتن روی اتلاف ناشی از نیروی مقاومت تیغه معتبر است.

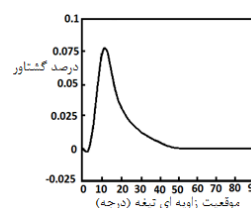
عبارت دیگر تنظیمات بصری برای دستیابی به بالاترین راندمان توربین کافی نبوده و در نصب باید دقت کافی به عمل آید. جایگاه نصب استاندارد توربین به همراه ساخت نگهدارنده نازل می تواند همراستایی نازل و تیغه را ساده کند. محل نصب توربین باید قابل تنظیم باشد تا در مراحل تست در بهترین وضعیت قرار داده شود.

شکل شماره ۹ تغییرات گشتاور تولیدی برحسب زاویه دوران چرخ پلتن را نشان می دهد. (کوونی^۱، ۲۰۰۶) مقدار گشتاور ایجاد شده در تمام تیغه ها تا حدود ۴۰ درجه چرخش چرخ پلتن افزایش می یابد و پس از ۸۰ درجه چرخش تقریباً ثابت خواهد ماند. در محدوده ای که تیغه جلو جت آب قرار می گیرد، گشتاور زیاد شده و با فاصله گرفتن تیغه از جت آب، گشتاور کاهش می یابد.



شکل (۹): تغییرات گشتاور برحسب زاویه دوران چرخ پلتن

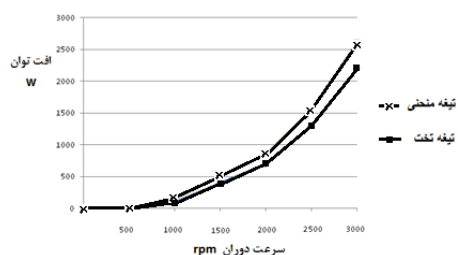
در شکل شماره ۱۰ گشتاور تولیدی بدون بعد در سطح داخلی تیغه های فعال توربین پلتن بصورت تابعی از موقعیت زاویه ای تیغه برحسب درجه ترسیم شده است. در اولین برخورد جت آب با سطح داخلی هر تیغه، گشتاور معکوسی تولید شده و در ادامه برخورد جت آب با تیغه توربین، گشتاور افزایش یافته تا به حداکثر مقدار خود در زاویه تیغه حدود ۱۲ درجه می رسد، در این وضعیت گشتاوری حدود ۷/۵ درصد گشتاور بدون بعد بوسیله سطوح داخلی تیغه ها تولید شده است. این امر نشان می دهد که پشت هر تیغه در نزدیکی محل جدا شدن جت آب از تیغه، مشابه پره توربین عکس العملی عمل کرده و در واقع پشت هر تیغه نیز در تولید گشتاور چرخ پلتن مشارکت دارد.



شکل (۱۰): سهم گشتاور تولیدی در پشت تیغه توربین پلتن بر حسب موقعیت زاویه ای تیغه برحسب درجه

نصف شوند، افت توان جریان عبوری از تیغه در اثر نیروی مقاوم ۲۰٪ کاهش می یابد. علت این امر کاهش سطح تماس جریان با تیغه است که منجر به کاهش افت اصطکاکی می گردد. این در حالی است که با نصف شدن تعداد تیغه ها بر خلاف انتظار توان از دست رفته بدلیل اصطکاک، نصف نشده و به دلیل سطح تماس موثر بین تیغه و آب تنها ۲۰ درصد کاهش می یابد.

با توجه به نتایج آیرودینامیک سیال عبوری حول اجسام، نیروی مقاوم جسم منحنی شکل درمقابل جریان سیال در سرعت های بالا ($Re > 10^4$) دو تا سه برابر کمتر از نیروی مقاوم وارد بر سطح تخت با همان ابعاد می باشد. در توربین پلتن این نتیجه وقتی درست است که جریان تنها با یک تیغه مواجه شود، اما وقتی جریان به مجموعه تیغه های یک توربین پلتن برخورد می کند جمع آثار سطوح تمام تیغه ها مزیت یک تیغه منحنی را از بین برده و کل سطوح تیغه ها مانع از عبور جریان به راحتی از هر تیغه شده و در نهایت نیروی مقاوم افزایش می یابد و افت توان در تیغه منحنی شکل بیشتر می شود.

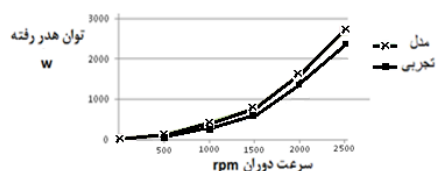


شکل (۱۵): مقایسه بین مدلسازی توان از دست رفته برای جریان عبوری از چرخ پلتن با ۲۴ تیغه تخت و منحنی

نتیجه گیری

برخلاف جریان سیال ایده آل حول یک جسم ساکن، سیال لزج روی سطح نلغزیده و لایه مرزی شکل می گیرد. توان از دست رفته در اثر اصطکاک سطح تیغه توربین پلتن را می توان به کمک تحلیل لایه مرزی محاسبه نمود. بدلیل حرکت دورانی چرخ توربین پلتن، سرعت مطلق آب در خروجی نازل از سرعت مطلق آب وارد شده به تیغه توربین بیشتر بوده و مدلسازی توربین پلتن نسبت به دیگر توربین ها از پیچیدگی های خاصی برخوردار می باشد.

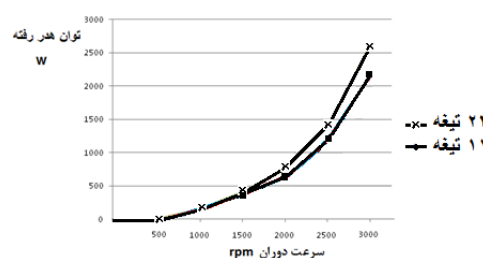
مقدار گشتاور تولید شده در توربین پلتن وقتی تیغه در مقابل جت آب قرار می گیرد افزایش یافته و هنگامی که فاصله بین جت و تیغه زیاد می شود، کاهش می یابد. از آنجا که سطح



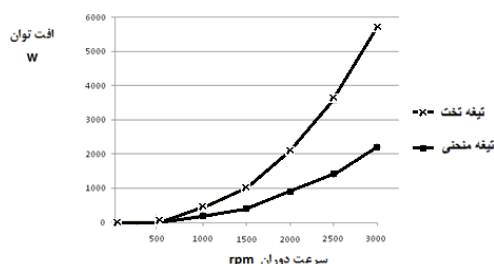
شکل (۱۲): مقایسه بین افت اصطکاکی مدلسازی جریان و نتایج تجربی در جریان عبوری از چرخ پلتن

برای مقایسه میزان اتلاف توان توربین کمیت هائی که مورد بررسی قرار گرفته اند، تعداد تیغه ها و شکل آنها می باشد. هرچه تعداد تیغه ها افزایش می یابد، به دلیل افزایش سطح تماس آب با تیغه، مقدار افت اصطکاکی افزایش می یابد. از طرف دیگر چون افت اصطکاکی تابع شکل سطح تماس بین آب و تیغه است، شکل تیغه نیز بر میزان افت انرژی موثر واقع می شود.

اشکال ۱۳ و ۱۴ و ۱۵ اثر تغییر در تعداد و هندسه تیغه بر توان هدر رفته را نشان می دهند. در جریان عبوری از روی سطح تیغه، تغییر در ابعاد تیغه نیز باعث شکل گرفتن تغییرات در نیروی مقاوم اعمالی از تیغه می گردد. علت این امر تغییر سطح تماس جریان با سطح تیغه می باشد.



شکل (۱۳): مقایسه بین مدلسازی توان از دست رفته برای جریان عبوری از چرخ پلتن با ۲۴ تیغه و ۱۲ تیغه



شکل (۱۴): مقایسه بین مدلسازی توان از دست رفته برای جریان عبوری از یک تیغه تخت و منحنی

طبق نتایج تجربی مرجع شماره ۷ برای داشتن بهترین عملکرد در برخورد جت آب با تیغه توربین پلتن نباید سطح اشغال شده تیغه توسط جت آب از ۱۰٪ سطح طراحی تیغه تجاوز کند و قطر جت نیز نباید از ۳۰٪ ارتفاع تیغه بیشتر باشد. این در حالی است که اثر اندازه سطح تیغه چهار برابر اثر قطر جت روی نیروی مقاوم است. از طرف دیگر هرگاه تعداد تیغه ها

مراجع

- 1- Adriana Catanase, Mircea Barglazan, Cristina Hora, Numerical simulation Of A Free Jet In Pelton Turbine, The 6th International conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics Timisoara, Romania, October 21-22, 2004.
- 2- Avellan, F., Dupont, P., Kvicinsky, S., Chapuis, L., Parkinson, E., and Vulloud, G. Flow calculations in Pelton turbines – part 2: Free surface flows. In Brekke et al. [13], Proceedings of the 19th IAHR Symposium 2005
- 3- S.Kvicinsky, (2002) Numerical Simulation of Free Jet Flow with Application on Pelton turbines, Doctoral thesis, IMHEF, Lausanne.
- 4- Beucher, Voulawz Ksayer, Clodic, (2010) Characterization of Friction Loss in Pelton Turbine, International Refrigeration and Air Conditioning Conference
- 5- Kamiyama, T. et. Al (2002) Viscous Flow in Free Jet for Pelton turbine, XXIth IAHR Symp., Lausanne, Switzerland.
- 6- Proceedings of the XVIII IAHR Symposium. 2008
- 7- Perrig, A., Farhat, M., Avellan, F., Parkinson, E., Garchin, H., Bissel, C., Valle, M., and Favre, J. Numerical flow analysis in a pelton turbine bucket. In Hydraulic Machinery and Systems [49]. Proceedings of the 22nd IAHR Symposium. 2010
- 8- Gupta, Prasad, Khare, (2014) effect of Jet Shape on Flow and Torque Characteristics of Pelton Turbine Runner, Journal of Engineering Research and Applications Vol. 4, Issue 1(Version 1), January 2014, pp. 318-323
- 9- Kueny, Avellan, Farhat, (2006) Flow in a Pelton Turbine Bucket: Numerical and Experimental Investigations, Transactions of the ASME Journal of Fluids Engineering Vol. 128, MARCH 2006 pp350-358

مقطع جت آب در برخورد با هوا برای جت با مقطع دایره ای کمترین مقدار است، متوسط گشتاور تولید شده در توربین پلتن برای جت با مقطع دایره ای حداکثر بوده و برای داشتن بهترین راندمان در این توربین باید از آن استفاده شود. برای محاسبه تلفات توان اصطکاکی، یکی از مهمترین عوامل مؤثر سطح تماس تیغه با سیال است. برای تشخیص این تاثیر، مدلسازی عددی انجام شده است. با توجه به نتایج شبیه سازی اگر توربین طبق مشخصات جت به خوبی طراحی شده باشد، اتلاف انرژی در توربین پلتن می تواند کاهش یابد.

با ورود جریان آب به داخل چرخ توربین پلتن، در اثر اصطکاک و همچنین تغییر فشار آب در طول مسیر عبور آن از روی تیغه توان هیدرولیکی مستهلک می شود. زبری سطح تیغه نه تنها باعث افت اصطکاکی در جریان آب روی تیغه می شود بلکه بدلیل از بین بردن بخشی از انرژی جنبشی آب و کاهش گشتاور تولیدی هر تیغه، با عقب افتادن گسترش آب روی تمام سطح تیغه و در نتیجه تغییر در الگوی جریان روی سطح تیغه، باعث افزایش اتلاف جریان در تیغه می گردد. این امر نشان می دهد که در توربین پلتن ماشینکاری سطح تیغه از اهمیت ویژه ای برخوردار است.

وقتی سرعت نسبی آب خروجی از توربین صفر شود آنگاه توان محور توربین حداکثر شده و سرعت جت آب از آنچه چرخ نیاز دارد بیشتر خواهد شد. در هدهای بالا، خوردگی تیغه ها که سرعت مخصوص زیادی دارند به علت سرعت زیاد جت آب بیشتر می شود. بنابراین از آنجا که توربین پلتن با سرعت مخصوص و هد آب زیاد به کار می رود باید در جنس، شکل، صافی سطح و طراحی تیغه ها دقت کافی به عمل آید.