

تحلیل رفتار پمپ و ارائه بهترین نقطه کارکرد آن در حالت چرخش به عنوان توربین

سید احمد نوربخش

استاد دانشکده مهندسی مکانیک - پردیس دانشکده های فنی - دانشگاه تهران

شهرام درخشان

فارغ التحصیل کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک - پردیس دانشکده های فنی - دانشگاه تهران

(تاریخ دریافت ۶۸۴/۲۶، تاریخ دریافت روایت اصلاح شده ۸۴/۸/۱۴، تاریخ تصویب ۸۴/۹/۵)

چکیده

کارکرد پمپ به عنوان توربین را از دو نظر می توان مورد تحلیل قرار داد، یکی در حالت گذرا و در زمانی که به هر دلیلی جریان معکوس می گردد. و دیگری در حالت پایدار که پمپ به عنوان توربین مورد استفاده قرار می گیرد. گر چه تلاشهای زیادی برای بدست آوردن روابطی حین کارکرد پمپ بعنوان توربین انجام شده است اما تلاش کمتری در جهت تحلیل جریان و چگونگی تغییر تلفات انجام گرفته است. در قسمت اول این مقاله با بررسی رفتار توربینی پمپ در حالت پایدار، سعی شده است تا با یافتن چگونگی تغییر افت های هیدرولیکی در محفظه حلزونی و چرخ با تکیه بر نتایج آزمایشات انجام شده رفتار توربینی پمپ را توجیه نموده و قدمی در جهت ارائه یک روش تئوری مناسب برداشته شود. در قسمت دوم مقاله روش پیشبینی مناسبترین نقطه کارکرد توربینی پمپ ارائه شده است. به دلیل آنکه رفتار پمپ به عنوان توربین تغییر می یابد، پیش بینی عملکرد توربین وار پمپ مشکل است. روابطی که نقطه عملکرد توربین وار پمپ را با ارائه می کند متکی به تجربه است. بنابراین انگیزه زیادی به منظور ارائه روش تئوری در این زمینه وجود دارد. در مقاله حاضر نقطه کارکرد توربین وار پمپ با محاسبات پارامترهای هیدرولیکی مشخص می شود و مناسبترین نقطه کارکرد توربین وار پمپ ارائه می گردد. در نهایت نتایج مربوطه با نتایج تجربی مورد مقایسه قرار می گیرد.

واژه های کلیدی: پمپ، توربین، نیروگاه کوچک آبی، راندمان، ارتفاع، نقطه کارمرد

مقدمه

استفاده از پمپ به جای توربین به منظور تولید برق کاربرد زیادی دارد. در کشورهای جنوب شرق آسیا نظیر نیپال و سری لانکا از این روش به منظور شارژ باتریهای خانگی استفاده می شود. در کشورمان نیز در دو روستای کم جمعیت شمال کشور از پمپ به منظور تولید برق خانگی استفاده شده است.

مساله اساسی، بدست آوردن نقطه کارکرد توربین وار پمپ می باشد. گرچه محققان بسیاری تلاش کرده اند تا با ارائه روابط تجربی بدون احتیاج به انجام تست، نقطه کارکرد این توربین ها را بدست آورند و اشخاصی چون اسپانوف [۲]، گانتار [۴]، وانگ [۵]، شارما [۶]، همچنین نویسندگان مقاله [۶]، ویلیامز [۷]، آلاتورر - فرنک [۸]، راموس - بورگا [۹] نیز، روابطی را ارائه نموده اند که هر یک به نحوی در مورد پمپهای با سرعت مخصوص و مشخصات هندسی یا هیدرولیکی خاصی مناسب هستند اما در مورد

دستیابی به تکنولوژی ارزان قیمت برای تولید الکتریسیته در حدود قدرتهای چند صد کیلووات برای مصارف منطقه ای نظیر روستاها، پارکها، مزارع و هر جایی که پتانسیل آبی وجود دارد، ارزشمند می باشد. این مقوله عمدتاً با توجه به عدم دسترسی آسان به طراحی و ساخت توربینهای آبی از یک سو و هزینه های گزاف جهت خرید و تعمیرات آنها از سوئی دیگر حائز اهمیت است. در این رابطه استفاده از پمپهای معکوس که در کاهش قیمت تمام شده انرژی آبی اثر قطعی دارد، در حال حاضر برای قدرتهای زیر ۵۰۰ کیلو وات به شدت رو به توسعه است و سرمایه گذاری اولیه در مدت زمان کمتر از ۲ سال قابل بازگشت می باشد [۱]. بدین ترتیب که با مشخص بودن هد و دبی موجود می توان از پمپهای موجود و مناسب جهت استفاده به عنوان توربین استفاده نمود. در اغلب کشورهای پیشرفته و در کشورهای در حال توسعه

قرار داده و روش زیر را برای تخمین رفتار توربین وار پمپ ارائه می‌نماید [۵]:

- بدست آوردن نقطه راندمان بیشینه توربین طبق روابط فوق تخمین هد در دبی صفر (Shut off head) توربین با ثلث مقدار نظیرش برای پمپ.
- رسم مشخصه توربین از دونقطه بدست آمده طوری که انعکاس آینه‌ای مشخصه پمپ باشد.
- (باید توجه داشت که چنین کاری از نظر هندسی اشکال دارد.)

و برای رسم منحنی راندمان توربین روش زیر پیشنهاد می‌شود:

- برابر گرفتن راندمانهای کل توربین و پمپ در نقاط طراحی.
- دبی نقطه راندمان صفر توربین نظیر دبی‌ای برابر ۰/۴ دبی نقطه طراحی.
- ترسیم منحنی راندمان توربین بصورتیکه هماهنگ با منحنی راندمان پمپ رفتار نماید.

در روش فوق دست کم اشکالات زیر به چشم می‌خورد: برابر فرض کردن راندمان هیدرولیک پمپ و توربین در دو وضعیت کاملاً متفاوت بایستی مبنای محکمی داشته باشد، به عنوان مثال باید دید که تلفات شوک که قبلاً در ورود به پمپ و برای سرعتهای کم سیال ایجاد می‌گردید این بار در ورود به توربین، از پیرامون چرخ چگونه خواهند بود؟ و یا در مورد تلفات اصطکاک، در حالت جدید علاوه بر اینکه میزان دبی عبوری از چرخ به مقدار زیادی افزایش یافته است، جهت جریان نیز معکوس گردیده بطوریکه مقاطع واگرا، به مقاطع همگرا تبدیل شده و سطح فشار پره نیز عوض شده است. و بدلیل اعمال هد بیشتر بر رینگهای آب بندی، مقادیر زیادتر دبی نشتی خواهیم داشت.

تصور می‌شود که گر چه ممکن است بواسطه بالانس مقادیر متفاوت افت، افزایش برخی و کاهش برخی دیگر، راندمان هیدرولیک پمپ و توربین در نقطه کارکرد، برابر شوند اما نقطه مزبور، با پیشنهاد Wong مطابقت نخواهد داشت؛ و عقیده بر آن داریم که در نقطه مورد نظر:

- دبی نشتی نسبت به حالت کارکرد پمپ بیشتر است.
- تلفات در ظرف حلزونی، بواسطه یکسان بودن روش طراحی برای پمپ و توربین، و بدلیل متقارب شدن مقطع کمتر است.

همه پمپها پاسخ دقیقی ارائه نمی‌کنند. لذا بررسی این پدیده از طریق تئوریک همواره برای پژوهشگران از اهمیت بالایی برخوردار بوده است.

در این مقاله در ابتدا رفتار پمپ در حالت توربین تحلیل می‌گردد و در ادامه با محاسبه همه پارامترهای مورد نیاز تلاش می‌گردد مناسبترین نقطه کارکرد توربین بدست آید و در نهایت با حل یک مثال نتایج بدست آمده با نتایج برخی روابط ارائه شده در مراجع مقایسه گردد.

تحلیل رفتار توربینی پمپ در حالت پایدار

برای یافتن رابطه‌ای بین مقادیر هد و دبی در راندمان ماکزیمم برای پمپ و مقادیر نظیر آنها برای توربین تحت سرعتهای برابر، استپانوف [۲] روابط زیر را که مبتنی بر ملاحظات تئوریک‌اند نقل می‌نماید:

$$N_{st} = N_{sp} \eta_h \quad (1)$$

$$Q_t = \frac{Q_p}{\eta_h} \quad (2)$$

$$H_t = \frac{H_p}{\eta_{ht} \eta_{hp}} = \frac{H_p}{\eta_h^2} \quad (3)$$

که در روابط فوق راندمان هیدرولیک پمپ و توربین برابر فرض شده است. استپانوف راندمان هیدرولیک را با جذر راندمان کل تقریب برابر در نظر گرفته و روابط زیر را ارائه می‌دهد:

$$N_{st} = N_{st} \sqrt{\eta} \quad (4)$$

$$Q_t = \frac{Q_p}{\sqrt{\eta}} \quad (5)$$

$$H_t = \frac{H_p}{\eta} \quad (6)$$

طبق روابط فوق برای پمپی که راندمان بیشینه آن ۰/۷۵ باشد، نقطه کار بعنوان توربین تحت سرعت برابر، پتانسیلی با هد ۱/۳۳ برابر هد پمپ، و دبی‌ای ۱/۱۵ برابر را می‌طلبد. آقای Wong همین روابط را مبنای کار خود

نتایج آزمایشاتی که نویسندگان مقاله انجام داده‌اند به شرح زیر ارائه شده است [۶]:

- ۱- کارکرد مکانیکی ملایم و بی صداست.
- ۲- راندمان بیشینه پمپ با راندمان بیشینه توربین، اساساً برابر است.
- ۳- هد و دبی توربین در نقطه راندمان بیشینه بالاتر از همین مقادیر نظیر پمپ است.
- ۴- قدرت خروجی توربین در نقطه کارکرد بیش از قدرت جذبی پمپ در این نقطه است.

محاسبه بهترین نقطه کارکرد توربینی پمپ

به منظور انجام محاسبات در ابتدا پارامترهای مهم هندسی و هیدرولیکی پمپ مورد بررسی قرار می‌گیرند. در ادامه پارامترهای مهم هیدرولیکی توربین را که در پیشینه بهترین نقطه کارکرد توربین نقش اساسی دارند مشخص نموده و در بخش بعد روش محاسبه این پارامترها را با توجه به مشخصات هندسی و هیدرولیکی پمپ بیان می‌کنیم.

پارامترهای مهم پمپ

الف- مشخصات هیدرولیکی

مشخصات هیدرولیکی شامل سه مشخصه ارتفاع موثر پمپ (H)، دبی پمپ (Q) و راندمان کل می‌باشد. توجه شود که بدست آوردن این پارامترها آسان می‌باشد و تنها با مراجعه به کاتالوگ سازنده می‌توان این سه پارامتر را بدست آورد.

ب- مشخصات هندسی

مشخصات هندسی شامل زوایای ورودی و خروجی چرخ (α'_1, α'_2) ، قطرهای داخلی و خارجی چرخ (D_1, D_2) ، تعداد پره های چرخ (Z)، ضخامت پره چرخ (e)، عرضهای ورودی و خروجی چرخ (b_1, b_2) و محفظه حلزونی (b_3) ، زاویه محفظه حلزونی (α_v) می‌باشد.

مشخص نمودن این پارامترها از دو راه ممکن است: یک از طریق اطلاعات ارائه شده توسط سازنده پمپ و دوم از طریق اندازه‌گیری که می‌بایستی اینکار با وسائل دقیق انجام پذیرد.

پارامترهای مهم توربین

در ادامه می‌بایستی پارامترهای مهمی را که در نیل

پدیده لغزش که در پمپ، بر اختلاف بین رفتار ایده آل و رفتار واقعی تأثیر بسزایی دارد، و باعث می‌شود که بردار سرعت مطلق در جایی که بیشترین مقدار را دارد هم از حیث اندازه و هم از نظر جهت از رفتار ایده‌آل پیروی نکند، در توربین بشکل کاملاً متفاوتی اتفاق می‌افتد، بطوریکه تأثیر آن فوق العاده کم می‌شود.

اگر نقطه کارکرد را با نقطه بدون شوک تقریب کنیم و منحنی H-Q را به دو قسمت: ۱- دبی کمتر از دبی نقطه کارکرد و ۲- دبی‌های بیشتر از آن تقسیم کنیم، دیده می‌شود که در ناحیه اول اثر شوک فوق العاده زیاد بوده و اثر باز دارنده و کاهش راندمان دارد و در ناحیه دوم شوک تا حدودی ممکن است از طریق جذب شدن انرژی سینتیک سیال بصورت ضربه‌ای مفید هم باشد، بنابراین بهتر است در همینجا نتیجه بگیریم که: الف) کارکردن در بخش دوم منحنی قویاً" ترجیح داده می‌شود.

ب) سرعتهای دورانی کم برای کارکرد با راندمان خوب بهیچ وجه توصیه نمی‌شود.

تلفات اصطکاک در داخل چرخ نبایستی چندان تفاوتی داشته باشد، چرا که از یک طرف با بالا رفتن سرعت بر آنها افزوده می‌شود و از طرف دیگر بخاطر همگرا شدن مقطع از آنها کاسته می‌گردد.

می‌توان از مجموع مقایسه‌های بالا نتیجه گرفت که تلفات شوک رل اصلی را بازی می‌کند، و ضمناً روابط پیشنهادی Wong غیر قابل قبولند.

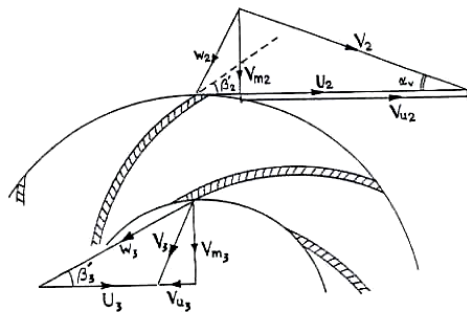
استپانوف متکی به تجربیاتش ادعا می‌نماید که: هر پمپ خوب یک توربین با راندمان خوبی خواهد بود. گر چه ممکن است یک توربین خوب همیشه یک پمپ خوب نباشد. حتی پمپهای چند طبقه نیز از این قاعده مستثنی نیستند. مقادیر تخمین راندمان توربین توسط استپانوف در جدول (۱) آمده است.

جدول ۱: مقایسه تغییر راندمان توربینی پمپ‌های مختلف [۲].

| نوع پمپ | سرعت مخصوص (سیستم انگلیسی) | راندمان پمپ | راندمان توربین |
|-----------|----------------------------|-------------|----------------|
| سانتریفوژ | ۱۸۰۰ | ۸۳ | ۷۰ |
| مختلط | ۷۵۰۰ | ۸۲ | ۷۸ |
| محوری | ۷۵۰۰ | ۷۷ | ۷۵ |
| محوری | ۱۳۵۰۰ | ۸۰ | ۷۸ |

که Q''_{nt} دبی بدون شوک بوده و از رابطه زیر محاسبه می‌گردد:

$$Q''_{nt} = \frac{U_2 \cdot a_2}{\cot \alpha_v + \cot \beta'_2} \quad (9)$$



شکل ۲: مثلث سرعت در قسمت ورودی و خروجی توربین.

در ادامه با در نظر گرفتن تلفات، ارتفاع واقعی توربین بعد از کم کردن تلفات در محفظه حلزونی حاصل می‌شود. ارتفاع اولریک می‌بایستی با تلفات محفظه حلزونی جمع گردد. اما محاسبه این تلفات بسیار مشکل می‌باشد. لذا سعی می‌شود از روی مشخصات هندسی و هیدرولیکی پمپ این تلفات محاسبه گردد. در مورد پمپ می‌بایستی کلیه تلفات محاسبه شوند.

تلفات نشتی برای پمپ از مرجع [۲]، تلفات مکانیکی و تلفات دیسک پمپ از مرجع [۲] و در نهایت با داشتن راندمانهای فوق، راندمان هیدرولیکی پمپ بدست می‌آید:

$$\eta_{hp} = \frac{\eta_p}{\eta_{qp} \cdot \eta_{mp} \cdot \eta_{dp}} \quad (10)$$

و با فرض تلفات هیدرولیکی مساوی برای چرخ و محفظه حلزونی پمپ راندمان هیدرولیکی محفظه حلزونی بدست می‌آید [۷]. حال در حالت توربین به علت همگرا بودن محفظه حلزونی تلفات کمتر می‌باشد که به صورت زیر محاسبه می‌گردد [۷]:

$$1 - \eta_{vt} = 0.8(1 - \eta_{vp}) \quad (11)$$

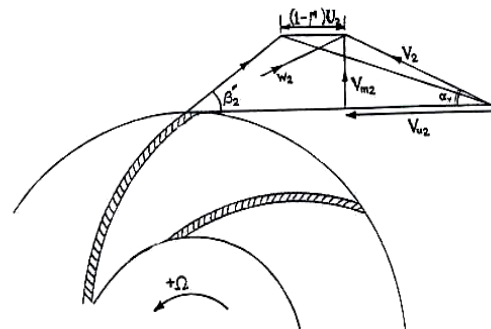
در نتیجه تلفات در محفظه حلزونی بدست می‌آید. تلفات دیگری که بایستی با ارتفاع اولریک جمع گردد، تلفاتی است که سیال در خروج از پمپ بدون استفاده به صورت انرژی جنبشی از دست می‌دهد. که در اینصورت

به هدف اصلی مطرح هستند را معرفی نمود. برای بدست آوردن نقطه کارکرد، سه پارامتر نهائی بایستی محاسبه گردند: ارتفاع (H)، دبی (Q) و راندمان کل. برای محاسبه این سه پارامتر مهم، پارامترهای دیگری باید محاسبه شوند:

- ۱- تلفات هیدرولیکی در محفظه حلزونی و چرخ
- ۲- تلفات مکانیکی و اصطکاک دیواره ها
- ۳- تلفات نشتی داخلی
- ۴- ضریب بهره برداری چرخ
- ۵- ارتفاع تئوری اولریک
- ۶- دبی بدون شوک

تحلیل پارامترهای توربین

شکل (۱) مثلثهای ورودی و خروجی در پمپ و شکل (۲) مثلثهای ورودی و خروجی در توربین را نشان می‌دهند. بررسی‌ها نشان می‌دهد که زاویه ورودی سیال به چرخ (α_2) در حالت توربین وار پمپ برابر زاویه محفظه حلزونی می‌باشد.



شکل ۱: مثلث سرعت در قسمت خروجی پمپ.

در واقع محفظه حلزونی همانند یک هدایت کننده عمل می‌کند. زاویه خروجی سیال (β_3) از چرخ در حالت توربین نیز برابر زاویه پره چرخ می‌باشد (β'_1) (با فرض عدم وجود پدیده پیش چرخش در خروجی). در نتیجه ارتفاع اولریک بدست می‌آید:

$$H'_t = U_2 V_{u2} - U_3 V_{u3} \quad (7)$$

که با انجام محاسبات به صورت زیر بدست می‌آید:

$$H'_t = \frac{U_3 Q''_{nt}}{g} \left[\frac{m \cdot \cot \alpha_v}{a_2} + \frac{\cot \beta'_3}{a_1} \right] - \frac{U_3^2}{g} \quad (8)$$

تلفات انرژی جنبشی در خروجی توربین به صورت زیر مشخص می‌شود:

$$P_{elt} = (1 - \varepsilon) \cdot (\gamma \cdot Q_{lt} \cdot H_t - P_{vt} - P_{lt}) \quad (20)$$

تلفات هیدرولیکی در توربین به صورت زیر محاسبه می‌گردد:

$$P_{it} = (1 - \eta_{it}) \cdot (\gamma \cdot Q_{lt} \cdot H_t - P_{vt} - P_{lt} - P_{elt}) \quad (21)$$

با وجود مشخص بودن راندمان هیدرولیکی چرخ پمپ با توجه به اینکه تلفات هیدرولیکی در حالت توربین به علت همگرا بودن مجرای عبور سیال کمتر از حالت پمپ می‌باشد، راندمان هیدرولیکی توربین به صورت زیر محاسبه می‌گردد [۷]:

$$1 - \eta_{it} = 0.8(1 - \eta_{ip}) \quad (22)$$

و توان خروجی توربین به صورت زیر بدست می‌آید:

$$P_{nt} = \gamma \cdot Q_t \cdot H_t - P_{vt} - P_{lt} - P_{elt} - P_{it} - P_{mt} - P_{dt} \quad (23)$$

و راندمان ماکزیمم توربین برابر می‌شود با:

$$\eta_t = \frac{\gamma \cdot Q_t \cdot H_t - P_{vt} - P_{lt} - P_{elt} - P_{it} - P_{mt} - P_{dt}}{\gamma \cdot Q_t \cdot H_t} \quad (24)$$

حل یک مثال

به عنوان نمونه پمپ 25WB125 با نقطه کارکرد زیر در نظر گرفته می‌شود:

$$H_p = 20.6 \text{ m}$$

$$Q_p = 2.4 \text{ lit/sec}$$

$$\eta_p = 46\%$$

$$N_p = 2900 \text{ rpm}$$

که این روش نقطه کارکرد توربینی این پمپ را در سرعت دورانی $N_t = 3100 \text{ rpm}$ به صورت زیر ارائه می‌دهد:

$$H_t = 59.45$$

$$Q_t = 3.7 \text{ lit/sec}$$

$$\eta_t = 47\%$$

$$N_t = 3100 \text{ rpm}$$

ضریب بهره برداری (ε) به صورت زیر تعریف می‌گردد [۷]:

$$\varepsilon = \frac{H_t}{H_t + \frac{V_{u3}^2}{2g}} \quad (12)$$

در نتیجه ارتفاع نقطه کارکرد با راندمان ماکزیمم بدست می‌آید:

$$H_t = \varepsilon \cdot \eta_{vt} \cdot H_t'' \quad (13)$$

و بدین ترتیب ارتفاع نقطه کارکرد با راندمان ماکزیمم توربین بدست می‌آید.

برای محاسبه دبی نقطه کارکرد فرض می‌شود که دبی بدون شوک، همان دبی نقطه کارکرد باشد. گرچه دبی کمی کمتر از این مقدار است. در اینجا می‌بایستی دبی ناشی توربین محاسبه گردد. با داشتن دبی ناشی پمپ [۷] با رابطه زیر دبی ناشی توربین بدست می‌آید [۷]:

$$Q_{it} = Q_{ip} \cdot \sqrt{\frac{H_t}{H_{p_t}}} \quad (14)$$

در نتیجه دبی توربین در نقطه کارکرد با راندمان ماکزیمم بدست می‌آید:

$$Q_t = Q_{nt}'' + Q_{it} \quad (15)$$

برای محاسبه راندمان می‌بایستی تمامی تلفات پمپ را حساب کرد. با داشتن تلفات مکانیکی و تلفات دیواره پمپ با روش زیر تلفات در توربین بدست می‌آید:

$$P_{mt} = P_{mp} \times \frac{N_t}{N_p} \quad (16)$$

$$P_{dt} = P_{dp} \times \frac{N_t^3}{N_p^3} \quad (17)$$

وتلفات ناشی و تلفات هیدرولیکی محفظه حلزونی توربین به صورت زیر محاسبه می‌شوند:

$$P_{lt} = \gamma \cdot Q_{lt} \cdot H_t \times \eta_{vt} \quad (18)$$

$$P_{vt} = (1 - \eta_{vt}) \cdot \gamma \cdot Q_{lt} \cdot H_t \quad (19)$$

مقایسه این نتایج با نتایج حاصل از آزمایش و روابط دیگر در جدول (۲) آمده است.

جدول ۲: مقایسه نقطه کارکرد توربینی پمپ 25WB125 حاصل از روشهای مختلف.

| | H_t (m) | Q_t (l/s) | η_t (%) |
|--------------------|-----------|-------------|--------------|
| رابطه استپانوف [۶] | 44.7 | 3.53 | 46 |
| رابطه شارما [۶] | 52.3 | 4.47 | 46 |
| رابطه آف. ۱ [۸] | 58.48 | 5 | 46 |
| رابطه آف. ۲ [۸] | 77.5 | 4.63 | 88.7 |
| روش نسبت سطح [۷] | 56.5 | 4.00 | 45 |
| روش تئوری | 59.45 | 4.03 | 47 |
| آزمایش [۷] | 59.3 | 3.93 | 48 |

نتیجه گیری

روش تئوری ارائه شده با در نظر گرفتن مشخصات هیدرولیکی و هندسی پمپ و چگونگی تغییرات این مشخصات در زمانی که از پمپ به عنوان توربین استفاده می‌شود استوار است. در ابتدا با تکیه بر روابط استاندارد موجود در پمپ و استفاده از نتایج دیگر محققان برخی مشخصات پمپ را بدست آورده، در گام بعدی مقدار تغییر این مشخصات در حالت توربینی روشن می‌شود. با این روش به خطای کمتری در پیشبینی نقطه کارکرد توربینی پمپ می‌رسیم. جدول (۲) نشان می‌دهد که روش تئوری مقادیری نسبتاً دقیق را ارائه می‌کند. حال آنکه روشهای دیگر خطای بیشتری دارند. نکته دیگر این است که اغلب روشها راندمان توربین را با پمپ یکسان فرض نموده‌اند، در صورتی که در حقیقت این دو راندمان یکی نیست. علاوه بر آن روابط و روشهای تجربی با تکیه بر نتایج آزمایشگاهی بدست آمده‌اند، که وابسته به پمپهای آزمایش شده می‌باشند. حال آنکه روش تئوری ارائه شده بر اساس مشخصات هندسی و هیدرولیکی پمپ و رفتار آن در هنگام استفاده به عنوان توربین بوده، مستقل از نوع پمپ می‌باشد. در نتیجه روش تئوری با دقت بیشتر و ضریب اطمینان بیشتری نقطه کارکرد توربین وار پمپ را پیش بینی می‌کند.

فهرست علائم

T و M : گشتاور

P : علامت پمپ

t : علامت توربین

G : علامت ژنراتور

R : علامت نقطه راندمان ماکزیمم پمپ

H_t : هد واقعی توربین

H_p : ارتفاع واقعی پمپ

H''_t : ارتفاع اولریک توربین

Q''_{nt} : دبی بدون شوک توربین

Q_t : دبی واقعی توربین

Q_{lt} : دبی نشتی داخلی توربین

Q_{lp} : دبی نشتی داخلی پمپ

P_{mt} : توان تلف شده مکانیکی پمپ

P_{dp} : توان تلف شده در اثر اصطکاک دیواره‌های پمپ

P_{lt} : توان تلف شده در اثر نشتی توربین

P_{elt} : توان تلف شده در اثر انرژی جنبشی آب در خروجی توربین

توربین

P_{vt} : توان تلف شده در اثر تلفات هیدرولیکی محفظه حلزونی توربین

حلزونی توربین

P_{it} : توان تلف شده در اثر تلفات هیدرولیکی چرخ توربین

P_{mt} : توان تلف شده مکانیکی توربین

P_{dt} : توان تلف شده در اثر اصطکاک دیواره‌های توربین

P_{nt} : توان خالص خروجی توربین

N_s : سرعت مخصوص

N_p : سرعت دورانی پمپ

N_t : سرعت دورانی توربین

η : راندمان

η_{π} : راندمان کل پمپ

$\eta_{\eta\pi}$: راندمان هیدرولیکی پمپ

$\eta_{\mu\pi}$: راندمان مکانیکی پمپ

$\eta_{\delta\pi}$: راندمان اصطکاک دیواره‌های پمپ

$\eta_{\theta\pi}$: راندمان نشتی پمپ

$\eta_{\omega\pi}$: راندمان محفظه حلزونی پمپ

$\eta_{\omega t}$: راندمان محفظه حلزونی توربین

$\eta_{\nu t}$: راندمان چرخ پمپ

η_t : راندمان کل توربین

$\eta_{\nu t}$: راندمان چرخ توربین

ε : ضریب بهره برداری توربین

$\beta_{\Delta 1}$: زاویه پره چرخ پمپ در ورودی

$\beta_{\Delta 2}$: زاویه پره چرخ پمپ در خروجی

| | |
|--|--|
| β_3 : زاویه خروجی سرعت نسبی آب در توربین | D_1 : قطر داخلی چرخ پمپ |
| a_2 : مساحت ورودی آب در پمپ | D_2 : قطر خارجی چرخ پمپ |
| a_1 : مساحت خروجی آب در پمپ | z : تعداد پره‌های چرخ پمپ |
| U_2 : سرعت محوری پمپ در خروجی | e : ضخامت پره چرخ پمپ |
| U_3 : سرعت محوری در خروجی توربین | b_1 : ارتفاع پره چرخ پمپ در ورودی |
| V_{u2} : سرعت مطلق افقی در خروجی پمپ | b_2 : ارتفاع پره چرخ پمپ در خروجی |
| V_{u3} : سرعت مطلق افقی در خروجی توربین | b_3 : عرض دهانه ورودی محفظه حلزونی پمپ |
| γ : دانسیته وزنی آب | α_{in} : زاویه محفظه حلزونی |
| | α_2 : زاویه خروجی سرعت مطلق آب در پمپ |

مراجع

- 1 - Nourbakhsh, A, and Jahangiri, G. (1992). Inexpensive small hydropower stations for small areas of developing countries, pp.313-319. conference on Advances in Planning, Design and Management of Irrigation Systems as Related to Sustainable Land use, Louvain, Belgium.
- 2 - Stepanoff, A. J. (1957). *Centrifugal and axial flow pumps*, John Wiley and Sons, New York.
- 3 - Williams, A. (1995). *Pumps as turbines a user's guide*, PP. 34, intermediate Technology publications, London.
- 4 - Gantar, M. (1988). *Propeller pumps running as turbines*, PP. 237-248, conference on Hydraulic Machinery, Ljubljana, Slovenia.
- 5 - Wong, W. (1987). Application of centrifugal pumps for power generation, pp. 381-348, World Pumps.
- 6 - Nourbakhsh, A. and Derakhshan, S. (2004). *Prediction of pump as turbine performance in small hydropower stations*, PP. 31, Conference of Iran Society of Mechanical Engineering, Tarbiat Modares University, Tehran, Iran.
- 7 - Williams, A. (1992). *Pumps as turbines used with induction generations of stand-alone micro-hydroelectric power plants*, Nathingham Polytechnic, Doctor of philosophy mechanical engineering project thesis.
- 8 - Richard Allan, R. A. (2001). *Modeling of pumped storage and hydropower potential within water supply networks*, Notingham University
- 9 - Ramos, H. and Borga, A. (1999). *Pump as turbines: an unconventional solution to energy production*, Urban Water, PP. 261-263.