تحلیل مدل تئوری سیستم ترکیبی پمپ توربین بادی آبکش هیدرونیوماتیک با نرم افزار®Mathcad

محمد اسماعیل خراسانی فردوانی*[۱]، حسن مسعودی[۲]

۱ و۲–استادیار گروه مهندسی مکانیک ماشینهای کشاورزی و مکانیزاسیون دانشگاه شهید چمران اهواز

* e.khorasani@scu.ac.ir

چکیده:

در تحقیق حاضرمدل تئوری سیستم هوای فشرده به عنوان جایگزین مناسبی در انتقال و ذخیره انرژی از توربین بادی بجای ذخیره آب پمپاژ شده ، استخراج گردیده و شبیه سازی رایانه‌ای سیستم با استفاده از نرم افزار Mathcad® انجام شده است. اصول کاری پمپ مذکور تشریح و خصوصیات سیستم ترکیبی انرژی بادی با هوای فشرده ، سازگار با ظرفیت کمپرسور ارائه شده است، با توجه به نتایج حاصله کمپرسور پیچی دو مرحله ای انتخاب شد. همچنین نرخافزایش دبی خروجی کمپرسور با افزایش سرعت باد و کاهش فشار خروجی کمپرسور تعیین گردید.پمپ مذکور قادر است به طور خودکار با استفاده از هوای فشرده، آب را پمپاژ نماید. سیستم بر پایه بده آب یک لیتر بر ثانیه متناسب با توان موجود روی محور توربین بادی پر پره با قطر پنج متر و برای ارتفاع پمپاژ ۲۰ متر طراحی شده که شاخص چاه‌های نیمه عمیق است. نتایج شبیه سازی نشان داد در حالتی که باد با سرعت ۱۰ متر بر ثانیه بوزد، یک توربین بادی با سطح موثر ۳۰ متر مربع، مولد یک کمپرسور دو مرحله ای، حداکثر دارای دبی ۲۵ متر مکعب بر ثانیه در فشار خروجی ۰/۴ مگاپاسکال خواهد بود.

واژه های کلیدی: انرژی بادی، پمپ توربین بادی آبکش، پمپ هیدرونیوماتیک، شبیه سازی

مقدمه

متداولترین سیستم جهت پمپاژ آب به کمک انرژی بادی، توربین‌های بادی پُر پَرّه می‌باشند. عموماً این توربین‌ها از پمپ پیستونی (تلمبه‌ای) برای پمپاژ آب استفاده می‌کنند، لیکن در عمل محدودیتهایی چون تک منظوره بودن سیستم پمپهای متداول (فقط پمپاژ آب)، لزوم قرار گیری دکل توربین بادی بر روی چاه در پمپهای متداول و محدودیت وضعیت وزش باد در موقعیت محل چاه آب، احتیاج به شافت و غلاف جهت انتقال توان، نیاز به تعویض تناوبی رینگ چرمی پیستون و عدم کارایی سیستم متداول برای آبکشی از چاه‌های منحرف و برکه‌ها باعث می شود که کارایی مناسب را در تمام شرایط نداشته باشند.

به منظور بر طرف نمودن این محدودیت ها نوع جدیدی از پمپ برای استفاده با توربین‌های بادی پیشنهاد و طراحی شده است. این پمپ از هوای فشرده به عنوان منبع انرژی استفاده می‌کند. یکی از مزایای عمده استفاده از هوای فشرده در کنار دیگر منابع یاد شده گستردگی حوزه کاربرد آن است. که به گستردگی حوزه کاربرد توربین‌های بادی منجر می‌شود. در این مقاله، امکان استفاده از سیستم انتقال قدرت هوای فشرده با توربین‌های بادی و شبیه سازی رایانه ای با استفاده از نرم افزار®2000Mathcad تحلیل شده، ساختمان، طرز کار و پارامترهای محاسباتی پمپ هیدرونیوماتیک تشریح می‌شود. این پمپ با دارا بودن یک سیستم کنترل خودکار سوپاپهای هوای فشرده، عمل پمپاژ را به طور خودکار انجام می‌دهد.

پیشینه تحقیق

برای پمپاژ آب با هوای فشرده، روشهای مختلفی ابداع شده است.در یک روش از پمپ جوششی[1] استفاده می‌شود. در این روش هوا از طریق یک لوله، درون یک پخش کننده که در عمق آب قرار دارد تخلیه می‌شود ، هوا با آب مخلوط شده، جرم مخصوص ترکیب کاهش یافته به خاطر وجود فشار آب در قسمت بیرون لوله، مخلوط به سمت بالا رانده می‌شود. در این روش بر حسب ارتفاع پمپاژ باید درصد قابل ملاحظه ای از طول لوله میانی درون آب چاه قرار گیرد(Kentfield *et al*, 1996). پمپ هوا رانش[2] سیستم دیگری است که اولین بار در چاه‌های نفت استفاده شده، در این پمپ، هوا از طریق لوله ای دو جداره بر سطح آب چاه فشار آورده و آب از لوله درونی به سطح زمین می‌آید.در این روش نیز برای اینکه پمپ به خوبی کار کند باید حداقل ۴۰ درصد طول لوله دوجداره، درون آب چاه قرار گیرد (پرهامی، ۱۳۵۶). در طرح دیگری برای فائق آمدن بر مشکل استغراق لوله طرح یک لوله دو جداره با دو سوپاپ یک طرفه ارائه شد(Schulz, Heinz. 1989). طراحی و محاسبات این سیستم برای دبی ۳۶ لیتر بر ثانیه و ارتفاع پمپاژ ۳۰ متر طی تحقیق دیگری انجام شده است(خسرو آبادی،۱۳۷۸).محاسبات هیدرولیکی این سیستم همراه با تغییراتی در تحقیق مشابهی انجام پذیرفته است (نفری قلعه و دیگران ، ۱۳۷۹). تلفیق و به کار گیری این نوع پمپ با توربین های بادی آبکش و انجام محاسبات و طراحی یک نمونه مدل از پمپ مذکور انجام پذیرفته است(خراسانی، ۱۳۸۲) لیکن در راستای انتخاب بهینه نوع و مشخصات کمپرسور و توان توربین بادی مورد نیاز در شرایط مختلف نیاز به انجام شبیه سازی و تحلیل نتایج احساس گردید،

طرز کار

پمپ هیدرونیوماتیک همانطور که در شکل ۲ آمده، تشکیل شده از یک محفظه که بوسیله دو عدد سوپاپ یکطرفه ورودی و خروجی از چاه جدا می‌شود. همچنین دارای یک لوله درونی است که از بالا به سوپاپ یکطرفه خروجی متصل است.

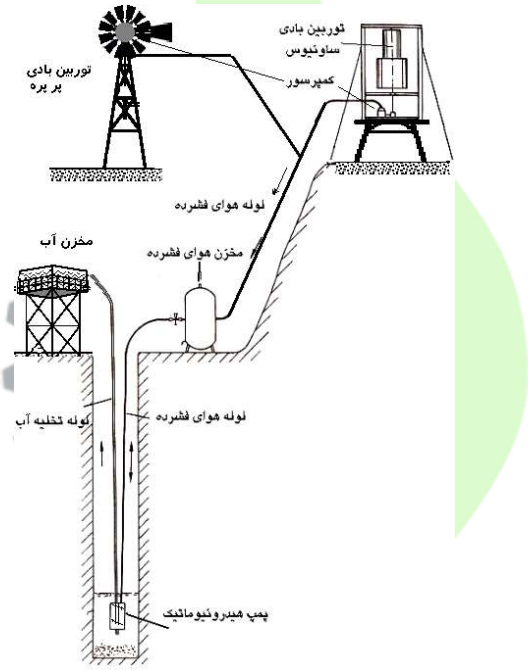
هوای فشرده در هنگام وارد شدن به محفظه بر سطح آب موجود در محفظه فشار وارد کرده که این عمل باعث بسته شدن سوپاپ ورودی و باز شدن سوپاپ خروجی پمپ می‌شود، در نتیجه آب از طریق لوله درونی به طرف بالا پمپاژ می‌گردد. قبل از آنکه

1-Bubble pump
2-Air Lift Pump

سطح آب محفظه آنقدر پائین بیاید که هوا وارد لوله درونی شود، بایستی جریان هوای فشرده قطع گردیده و هوای محبوس در محفظه تخلیه گردد. پس از تخلیهٔ هوای محفظه، فشار ناشی از ارتفاع آب بالای محفظه، باعث پر شدن مجدد محفظه از آب می‌شود.(خراسانی، ۱۳۸۲).

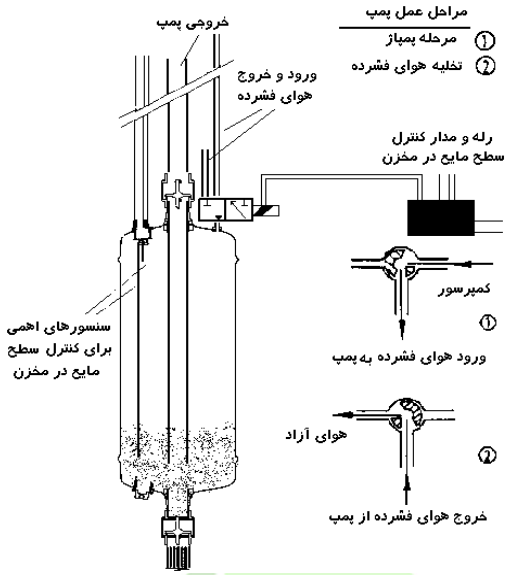
موضوع مهم در پمپ هیدرونیوماتیک، قطع و وصل به موقع و به مدّت مشخص هوای فشرده می‌باشد.

برای پمپاژ آب با هوای فشرده توسط توربین بادی می‌بایست سه بخش مجزا ولی وابسته به هم طراحی گردد، که طبق شکل ۱ عبارتند از:۱ـ توربین بادی ۲ـ پمپ هیدرونیوماتیک شامل محفظه اصلی، لوله انتقال آب (لوله درونی)، سوپاپهای یک طرفه ورودی و خروجی آب و سیستم کنترل خودکار سوپاپهای هوا و ۳ـ تجهیزات نیوماتیک شامل کمپرسور، مخزن هوای فشرده، واحد کاهنده فشار و لوله های انتقال هوای فشرده



شکل۱.طرح کلی پمپاژ آب با هوای فشرده توسط توربین بادی

از کنترل کنندهٔ الکترونیکی جهت کنترل خودکار دریچه های هوای فشرده استفاده شده است طبق شکل ۲ به منظور تعیین سطح مایع در محفظه و فرمان دهی به شیر نیوماتیکی می‌توان از حسگرهای اهمی استفاده نمود.



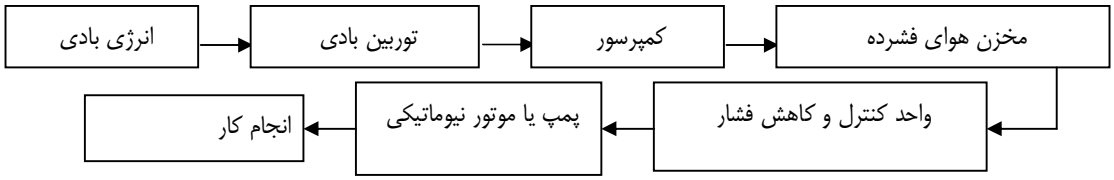
شکل ۲. کنترل کنندهٔ الکترونیکی سوپاپهای ورود و خروج هوای فشرده پمپ هیدرونیوماتیک

این حسگرها شامل سه الکترود یا هادی است که اولین الکترود به بدنه محفظه متصل می‌شود، دومین الکترود در بالاترین سطحی که می‌خواهیم مایع از آن سطح بالاتر نرود و سوّمین الکترود در پائین‌ترین سطحی که می‌خواهیم مایع از آن پائین تر نرود نصب می‌شود. اصول این سیستم بر عبور جریان از مایع و ایجاد اتصال کوتاه بین این الکترودها می‌باشد. به منظور فرمان دهی مناسب از مدار هماهنگ کننده مناسب و در نهایت از یک رله به منظور قطع و وصل جریان شیر نیوماتیکی می‌توان استفاده نمود.

پمپ بایستی به صورت شناور و در عمق مناسب زیر سطح آب چاه قرار گیرد به طوری که سرعت پر شدن محفظه از آب تحت نیروی ثقل مناسب باشد. همچنین به دلیل اینکه لوله‌های ورود هوا و خروجی آب می‌توانند از جنس لوله‌های قابل انعطاف انتخاب شوند، پمپ به راحتی می‌تواند با تغییرات سطح آب چاه خود را هماهنگ نماید. در چاه‌های منحرف شده هم به راحتی قابل نصب است. همچنین بالا کشیدن پمپ از چاه هم به سادگی انجام می‌گیرد.

مواد و روشها

فرآیند انتقال انرژی از توربین بادی با استفاده از هوای فشرده در شکل ۳ نشان داده شده است. انرژی بادی توسط توربین بادی دریافت شده، کمپرسور هوا را جهت تولید هوای فشرده با فشار زیاد به گردش در می‌آورد، سپس هوای فشرده تولیدی در یک مخزن هوای فشرده ذخیره شده و به عنوان یک منبع انرژی قادر است ابزارها، موتورها و از جمله پمپ آب هیدرونیوماتیکی را تغذیه کند. واحد کنترل و کاهنده فشار قلب سیستم محسوب می‌شود که انتقال انرژی و تبدیل آن را در شرایط مشخص تحت کنترل دارد. در ادامه تئوری تحقیق ارائه و مدل نهایی سیستم استخراج گردید. با حل معادلات در نرم افزار Mathcad رفتار سیستم تحلیل و پارامترهای بهینه انتخاب شد.



شکل ۳. فرآیند عمل سیستم ترکیبی انرژی بادی با هوای فشرده

مدل تئوری انرژی قابل استحصال از باد

انرژی موجود در باد از انرژی جنبشی موجود در جریان هوا ناشی می‌شود. انرژی جنبشی حجم مشخصی از هوا به چگالی و سرعت باد بستگی دارد . انرژی بادی که از واحد سطح عمود بر بردار جریان باد عبور می‌کند، چگالی توانی نامیده می‌شود که طبق رابطه زیر تعریف می‌شود.

$$p_e = \frac{1}{2}\rho_w v_w^3 \qquad (۱)$$

که در آن p_e چگالی توان (W/m^2)، ρ_w چگالی جریان هوا (kg/m^3) و v_w سرعت جریان باد (m/s) می‌باشد.

مشخص است که تمامی انرژی جنبشی جریان باد را نمی‌توان بطور مداوم تبدیل کرد چرا که در این حالت باید جریان باد به کل متوقف شده تمامی باد باید در یک نقطه روی هم جمع شود.

حداکثر توانی که می‌توان توسط یک توربین بادی از انرژی جنبشی جریان هوا دریافت کرد طبق قانون بتز $\frac{16}{27}$ می‌باشد. بازده انتقالی (ضریب توان) بسته به نوع توربین متفاوت است. انرژی بادی که توسط توربین دریافت می‌شود را طبق رابطه زیر می‌توان تخمین زد.

$$P = \frac{1}{2}C_p A\rho_w v_w^3 \qquad (۲)$$

که در آن P توان دریافتی از باد (W)، A سطح توربین در مقابل جریان باد (m^2)، C_p ضریب توان یا بازده انرژی استحصالی است که بین ۰/۱۵ تا حداکثر طبق قانون بتز ۰/۵۹۳ بسته به نوع توربین متفاوت است. کل انرژی قابل استحصال از باد همچنین به خصوصیات باد منطقه نیز وابسته است.

مدل انرژی فشرده سازی هوا و کمپرسور

کنترل کمپرسور و چگونگی استفاده از آن، فاکتورهای مهمی جهت تامین عملکرد بهینه سیستم و مقدار انرژی مصرفی آن است. کمپرسورهای پیچی از عمده ترین کمپرسورهایی هستند که در سیستم‌های کوچک تا متوسط هوای فشرده کاربرد دارند.کمپرسورهای پیچی چند مرحله‌ای برای تولید فشارهای زیاد مناسب هستند.

هوا را می‌توان فشرده کرد و در فشار بالا ذخیره نمود . سپس بواسطه یک کاهنده فشار جهت کار استفاده کرد. فرآیند تراکم هوا در کمپرسور در کل طبق فرآیندهای آدیاباتیک، ایزوترمال و پلی‌تروپیک صورت می‌گیرد. در کمپرسورهای تک مرحله‌ای، کل

فرآیند فشرده سازی هوا در یک مرحله صورت می‌گیرد در حالی که در کمپرسورهای چند مرحله‌ای این عملیات طی دو یا بیشتر مرحله صورت می‌گیرد. در بین هر دو مرحله هوا از یک رادیاتور سرد کننده عبور داده می‌شود. طی این عمل دمای هوا کاهش یافته ، چگالی آن زیاد شده و در نتیجه بازده حجمی کمپرسور افزایش می‌یابد. حال به ویژگیهای انرژی در فرآیند تراکم می‌پردازیم:

توان مصرفی بر واحد جرم هوای فشرده در یک فرآیند تک مرحله‌ای تراکم به عنوان مقدار مرجع در بحث تئوری انرژی به کار می‌رود. با فرض فرآیند پلی‌تروپیک تراکم هوا، توان مصرفی طبق رابطه زیر می‌باشد Brown, R.N., 1986 ;Jia *et al*, (2003).

$$w_s = \frac{k}{k-1} RT_1((\frac{p_2}{p_1})^{\frac{k-1}{k}} - 1) \qquad (۳)$$

که در آن w_s توان مصرفی در واحد جرم هوای فشرده (J/kg)، R ثابت گازها (J/kg/K)، T_1 دمای مطلق هوا در ورودی کمپرسور (K) و p_1 و p_2 به ترتیب فشار هوا در ورودی و خروجی (MPa)و k نمای پلی‌تروپیک است.

در کمپرسورهای چند مرحله‌ای با شماره مرحله n ، بیشترین بازده با نسبت تراکم در هر مرحله برابر است.

(۴)

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_2} = \dots \frac{p_{n+1}}{p_n} = (\frac{p_o}{p_i})^{\frac{1}{n}} = \gamma$$

که در آن p_i و p_o به ترتیب فشار ورودی و فشار خروجی در هر مرحله (MPa) هستند و γ نسبت تراکم است. افزایش دما و توان مورد نیاز برای هر مرحله با نسبت تراکم برابر، یکسان است. بنابراین کل توان مصرفی برابر است با توان مصرفی یک مرحله ضرب در تعداد مراحل(n) :

$$w_m = \frac{k}{k-1} nRT_1((\frac{p_o}{p_i})^{\frac{k-1}{nk}} - 1) \qquad (۵)$$

که در آن w_m کل توان مصرفی کمپرسور چند مرحله‌ای(J/kg) است.

مشخص است که کمپرسورهای چند مرحله‌ای نسبت به کمپرسورهای تک مرحله‌ای توان کمتری مصرف می‌کنند. لیکن همیشه افزایش تعداد مراحل بطور نامحدود مناسب نیست.

مدل تبدیل انرژی باد به هوای فشرده

اگر کمپرسور مستقیماً توسط انرژی بادی به حرکت در آید. رابطه بین توان هوای فشرده و توان باد طبق رابطه زیر ارائه می‌شود

$$P = Q_m w_m / \eta_m \eta_w \qquad (۶)$$

که در آن Q_m دبی جرمی هوای فشرده تولیدی توسط کمپرسور (kg/s)، η_m بازده مکانیکی توربین بادی و کمپرسور و η_w بازده انتقال انرژی بادی است که هر دو بوسیله آزمون بایستی تعیین شوند(Jia *et al*, 2003).ظرفیت مناسب کمپرسور بایستی با توجه به انرژی بادی موجود در منطقه محاسبه شود، ظرفیت کمپرسور را می‌توان با توجه به ظرفیت جرمی و جرم مخصوص هوای منطقه طبق رابطه زیر محاسبه نمود.

$$Q_v = Q_m / \rho \qquad (۷)$$

که در آن Q_v ظرفیت کمپرسور (m^3/s) و ρ جرم مخصوص هوای منطقه (kg/m^3) است.با استفاده از روابط (۲) ، (۵) تا (۷) تابع دبی حجمی کمپرسور که با انرژی بادی کار می‌کند قابل استحصال است.

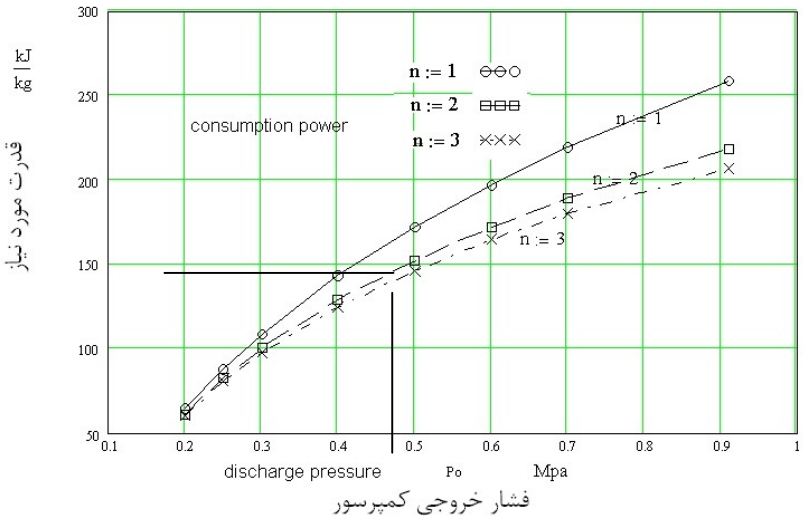
(۸)

$$Q_v = \frac{1}{2} C_p A v_w^3 \frac{\rho_w}{\rho} \eta_w \eta_m \frac{1}{nRT_1} \frac{k-1}{k} \left(\left(\frac{p_o}{p_i} \right)^{\frac{k-1}{nk}} - 1 \right)^{-1}$$

که در آن Q_v ظرفیت حجمی کمپرسور است.

نتایج و بحث

با حل معادله (۵) در محیط Mathcad® تغییرات مقدار توان مصرفی کمپرسور با p_o و nهای مختلف تحت شرایط $p_i = 0.1\ MPa$ ، $T_1 = 293\ K$ ، $R = 287\ J/kgK$ و $k = 1.4$ در شکل ۴ نشان داده شده است.



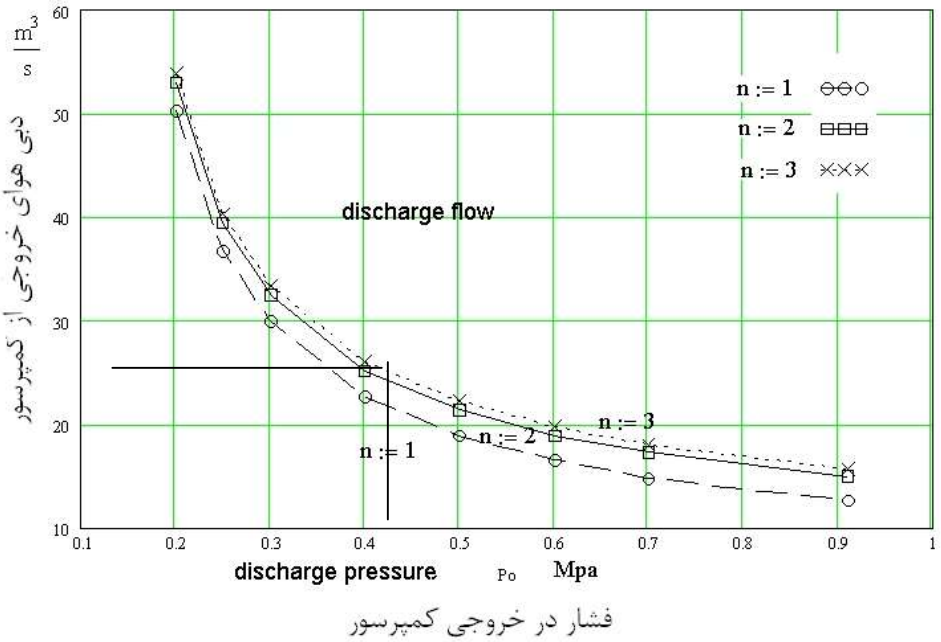
شکل ۴. توان مصرفی کمپرسور تحت فشار خروجی و تعداد مراحل مختلف

با افزایش تعداد مراحل کمپرسور نرخ افزایش بازده کند می‌شود. با وجود اینکه با افزایش تعداد مراحل کمپرسور در انرژی صرفه جویی می‌شود، لیکن پیچیدگی و در نتیجه قیمت و هزینه نگهداری آن با نرخ سریعتر افزایش می‌یابد. زمانی که به فشاری

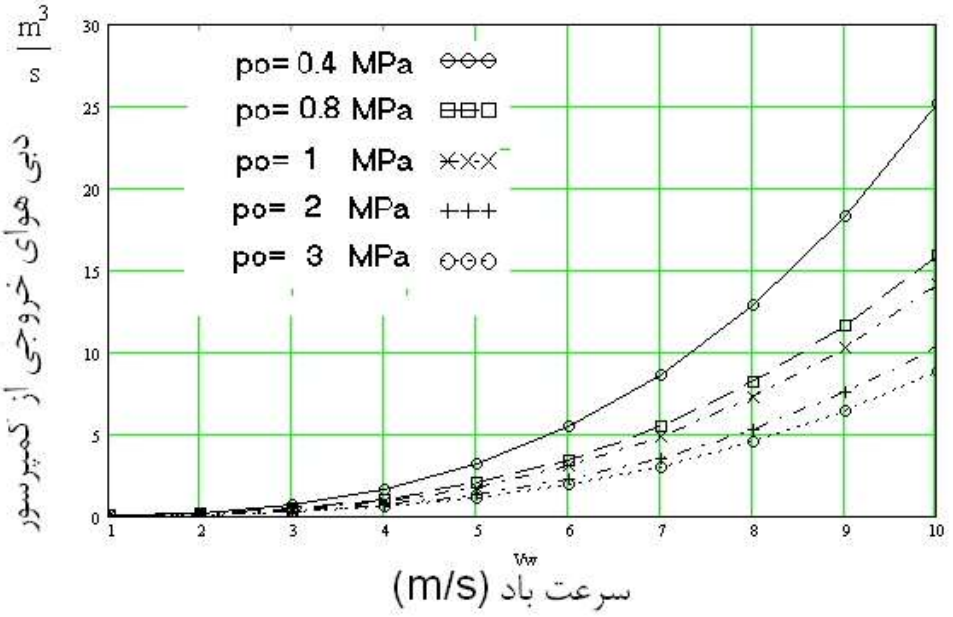
کمتر از MPa ۵ نیاز باشد، یک کمپرسور دو مرحله‌ای در حدود ۲۷٪ بیش از کمپرسور تک مرحله‌ای در انرژی صرفه جویی می‌کند. کمپرسور سه مرحله‌ای در حدود ۳۴٪ صرفه جویی انرژی دارد در حالی که قیمت آن در حدود ۳۰٪ افزایش می‌یابد. یک کمپرسور چهار مرحله‌ای در حدود ۳۸٪ صرفه جویی انرژی دارد در حالی که قیمت آن در حدود ۵۰٪ افزایش می‌یابد، بنابراین کمپرسور دو مرحله‌ای از دیگر انواع در این محدودهٔ فشار خروجی بهتر است.

با در نظر گرفتن $Cp = 0.3$ ، $A = 30m^2$ $v_w = 10m/s$ ، $\eta w = 0.75$ و $\eta m = 0.96$ از شکل۵ مشاهده می‌شود که با افزایش فشار در خروجی کمپرسور و کاهش مراحل کمپرسور، دبی هوای خروجی از کمپرسور کاهش می‌یابد.

با شبیه سازی معادله ۸ در نرم افزار در محدود بادهای صفر تا ۱۰ متر بر ثانیه مطابق شکل۶ با در نظر گرفتن $n = 2$ مشاهده می‌شود که با افزایش سرعت باد و کاهش فشار خروجی کمپرسور، دبی خروجی کمپرسور هم افزایش یافته است.



شکل ۵ .نمودار ظرفیت کمپرسور در فشارهای خروجی مختلف با تعداد مراحل کمپرسور متغیر



شکل ۶. نمودار ظرفیت کمپرسور نسبت به سرعتهای باد مختلف با فشار خروجی کمپرسور متغیر

نتیجه گیری

با توجه به طراحی پمپ به منظور پمپاژ آب از عمق ۲۰ متری و با دبی یک لیتر بر ثانیه حداکثر به ۰/۴ مگا پاسکال فشار و دبی هوای ۸lit/s در ورودی پمپ هیدرونیوماتیک نیاز است. با توجه به نتایج شبیه سازی (شکل ۵ و ۶) یک توربین بادی با سطح موثر ۳۰ متر مربع (قطر حدود ۶/۵ متر)، در فشار ۰/۴ مگاپاسکال و حداکثر سرعت باد ۱۰ متر بر ثانیه به یک کمپرسور پیچی دو مرحله ای به ظرفیت ۲۵ متر مکعب بر ثانیه نیاز داریم. توان مورد نیاز این کمپرسور در حدود ۶۰۰ وات بدست آمده است. در دیگر شرایط بادی نیز می توان با توجه به نمودارهای رسم شده توان مورد نیاز توربین و نوع کمپرسور را بدست آورد. می‌توان در بادهای کم سرعت هوا با فشار پایین و در بادهای پر سرعت هوای با فشار بالا تولید کرد، اگر منبع ذخیره، هوای فشرده را در فشارهای بالا ذخیره کند، کاهش فشار هوا لازم خواهد بود. ابزارهای نیوماتیکی استاندارد در فشارهای بین ۰/۴ تا ۰/۸۵ مگا پاسکال کار می‌کنند، به منظور کاهش فشار هوای مخزن می‌توان از کاهنده‌های فشار سوپاپی یا انبساطی استفاده کرد.

منابع

۱. پرهامی، سالم. ۱۳۵۶. پمپها انواع، روش انتخاب و نصب، طرز کار و نگهداری آنها. انتشارات کتابفروشی دهخدا.

۲. خراسانی، ا. ۱۳۸۲. طراحی و تدوین دانش ساخت پمپ هیدرونیوماتیک برای توربینهای بادی، پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشکده کشاورزی، دانشگاه تهران، ۱۱۲ صفحه.

۳. خسرو آبادی، م.ر.،۱۳۷۸، طراحی و روش ساخت دستگاه پمپاژ با هوای فشرده، پایان نامه کارشناسی ارشد، دانشکده کشاورزی، دانشگاه تهران.

۴. نفری قلعه، امیر، ۱۳۷۹، طراحی بهینه دستگاه پمپاژ با هوای فشرده. پایان نامه کارشناسی ارشد. دانشکده کشاورزی، دانشگاه تهران.

5. Brown, R.N., 1986. Compressor Selection & Sizing. Gulf Publishing Company, Houston, Texas, p.26-47.

6. Jia et al, 2003, Investigation on Wind energy-Compressed Air Power System, J Zhejrang Univ SCI 5(3), 290-295

7. Kentfield et al, 1996, The Fundamentals of Wind Driven Water Pumpers. Gordon and Breach Science Publishers.

8. Schulz, Heinz. 1989. Der Savonius Rotor. Eine Bauanleitung. Ökobunch,.

Analysis of Theoretical model of a combinated Wind Driven(hydro-pneumatic) Water Pumper with Mathcad®

Mohamad Esmail Khorasani Ferdavani[1], Hasan Masoudi[2]

1,2- Assistant Professor, Department of Mechanics of Agricultural machinery Eng. and Mechanization, Shahid Chamran University of Ahvaz * e.khorasani@scu.ac.ir

Abstract

In this research the theoretical model of compressed air system as arecommended methodof reserve and transmit of energy inWind Driven Water Pumpers isderivate for water pumping. The computational simulation is accomplished with MathCAD®. The operational principles of new pump (hydro- pneumatic) are explained and wind energy-compressed air multiple system properties compatible with compressor capacity are discussed. According to this simulation the two stage screw compressor is selected. The relation of increasing output capacity as a function of wind speed and output compressor pressure is determined. The mentioned pump is capable to pump the water with compressed air automatically. This system is working with a wind turbine of about 6.5 meter rotor diameter for pumping from wells of 20 meter head with one liter per second flow rate. Result of computational simulation showed that at 10 m/s wind speed the Wind Driven(hydro- pneumatic) Water Pumper with a double stage compressor, can pump 25 m3/s of water at 0.4 Mpa pressure.

Keywords Wind energy, Wind Driven Water Pumpers,hydro-pneumatic-pump , simulation.