

## مطالعه اثرات افزودن ذخیره‌کننده زمان کوتاه بر عملکرد حلقه بسته توربین باد هیدرواستاتیک در حضور جریان باد آشفته

محمد جواد یارمحمدی جلالی فراهانی<sup>۱</sup>، مصطفی تقی‌زاده<sup>۱\*</sup>، آرش صادق‌زاده<sup>۲</sup>

۱- دانشکده مهندسی مکانیک و انرژی، شهید بهشتی، تهران، ایران

۲- دانشکده مهندسی برق، شهید بهشتی، تهران، ایران

### تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۹/۰۱/۳۰  
بازنگری: ۱۳۹۹/۰۴/۲۰  
پذیرش: ۱۳۹۹/۰۵/۲۸  
ارائه آنلاین: ۱۳۹۹/۰۶/۱۳

### کلمات کلیدی:

توربین باد  
ذخیره‌کننده زمان کوتاه  
هیدرواستاتیک  
تناسبی-انتگرالی-مشتقی  
سوئیچینگ

**خلاصه:** توربین‌های باد با سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک علاوه بر مزایای عمده خود از قبیل افزایش قابلیت اعتماد و امکان بکارگیری ژنراتورهای سنکرون، این امکان را می‌دهد تا با نصب ذخیره‌کننده زمان کوتاه، کیفیت و کمیت توان خروجی از توربین باد را افزایش دهد. ذخیره‌سازی انرژی از این لحاظ دارای اهمیت می‌باشد که مقدار قابل توجهی از توان موجود در پروفایل باد، نهفته در اغتشاشات است که با بکارگیری ذخیره‌کننده مناسب می‌توان این مقدار توان نهفته را بهره‌برداری نمود. در این مقاله به بررسی و مطالعه آثار بکارگیری ذخیره‌کننده در توربین باد و تاثیر سائز آن در سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک پرداخته شده است. ابتدا مدل دینامیکی غیرخطی توسط روابط آیرودینامیکی و سیالاتی توربین باد بدست می‌آید. سپس معادلات حاکم، حول نقاط عملکردی از قبل بدست آمده، خطی‌سازی می‌شوند. با استفاده از معادلات بدست آمده، سیستم کنترلی بر مبنای کنترل‌کننده تناسبی-انتگرالی-مشتقی و با قابلیت سوئیچینگ بمنظور کنترل در تمامی نواحی عملکردی توربین باد طراحی و سپس بر روی سیستم اعمال می‌شود. طی سناریوهای مختلف شبیه‌سازی در حالت بدون ذخیره‌کننده و همچنین با ابعاد مختلف آن، تاثیر افزودن ذخیره‌کننده بر بهبود کیفیت و کمیت توان خروجی مورد بررسی قرار می‌گیرد. نتایج بدست آمده نشان می‌دهد که با انتخاب مناسب سائز ذخیره‌کننده، توان خروجی افزایش چشمگیری می‌یابد و همچنین منجر به کاهش نوسانات و بهبود کیفیت توان خروجی خواهد شد.

### ۱- مقدمه

در سال‌های اخیر، توربین‌های باد بدون گیربکس مکانیکی به عنوان راه‌حلی برای بهبود قابلیت اطمینان مطرح می‌باشد [۵]. یکی از مواردی که مورد توجه بسیاری از محققین قرار گرفته است، سیستم‌های انتقال قدرت هیدرواستاتیک<sup>۱</sup> می‌باشد. این نوع سیستم‌ها به عنوان یک مکانیزم انتقال توان با نسبت تبدیل پیوسته<sup>۲</sup> می‌تواند به عنوان جایگزین مناسبی برای گیربکس‌های مکانیکی در نظر گرفته شود [۶]. شفت‌های ورودی و خروجی توان در سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک، توسط یک مدار هیدرولیکی به یکدیگر متصل می‌شوند که می‌تواند با تغییر در نسبت تبدیل، سرعت شفت خروجی را بر روی مقداری ثابت تنظیم نمود. در این حالت می‌توان بجای استفاده از ژنراتورهای گران‌قیمت القایی از ژنراتورهای ارزان‌تر و با بازده بیشتر سنکرون استفاده نمود که در نتیجه منجر به حذف مبدل فرکانسی<sup>۳</sup> می‌شود. همچنین در این نوع سیستم‌ها به دلیل

امروزه به دلیل رشد سریع قیمت سوخت‌های فسیلی و همچنین توجه گسترده به موضوع گرمایش زمین، انرژی‌های تجدیدپذیر بخصوص انرژی باد مورد توجه فعالان حوزه انرژی و محققین قرار گرفته است [۱]. برای مثال سازمان انرژی آمریکا، هدف تولید ۲۰٪ انرژی الکتریکی از انرژی باد را تا سال ۲۰۳۰ در نظر گرفته است [۲] و یا در برنامه پنجم توسعه ایران نصب ۵۰۰۰ مگاوات نیروگاه انرژی تجدیدپذیر در نظر گرفته شده است که ۴۵۰۰ مگاوات از آن را نیروگاه‌های بادی تشکیل می‌دهند [۳]. لذا کاهش هزینه‌های ساخت، تعمیرات و نگهداری توربین‌های باد و همچنین افزایش قابلیت اعتماد<sup>۴</sup> آن‌ها یکی از راه‌های رسیدن به این اهداف می‌باشد. بر اساس گزارشات و بررسی‌های انجام‌شده، عمده عیوب در توربین‌های باد، مربوط به گیربکس‌های مکانیکی و تجهیزات الکتریکی است که منجر به بیشترین زمان خاموشی در توربین باد می‌شود [۴].

2 - Hydrostatic Transmission

3 - Continuously variable transmission

4 - Frequency convertor

1 Reliability

\* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: mo\_taghizadeh@sbu.ac.ir



توان موجود در اغتشاشات سرعت باد می‌توان مقدار توان خروجی از توربین باد را افزایش قابل توجهی داد، برای مثال در [۱۷] توربین باد دریایی<sup>۶</sup> با سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک مدار باز با سیستم ذخیره انرژی هوای فشرده<sup>۷</sup> ارائه شده است. همچنین با طراحی یک کنترل کننده غیرخطی و پیاده‌سازی آن بر روی مدل توربین باد در ناحیه عملکردی بار جزئی<sup>۸</sup> نشان داده شده است که کمیت و کیفیت توان خروجی از توربین با در این ناحیه عملکردی بهبود مناسبی خواهد یافت. با این حال ایشان به تاثیر وجود ذخیره کننده انرژی در سایر نواحی عملکردی توربین باد اشاره‌ای نکردند. فن<sup>۹</sup> و همکاران توربین هیبریدی متشکل از یک توربین باد و یک توربین جریانی<sup>۱۰</sup> با استفاده از سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک و ذخیره کننده را بررسی نمودند. نتایج شبیه‌سازی ایشان نشان داد که سیستم ذخیره انرژی می‌تواند نوسانات توان خروجی را کاهش داده و توان با کیفیت مناسب را تحویل شبکه دهد [۱۸، ۱۹]. لیو<sup>۱۱</sup> و همکاران نیز با اضافه کردن یک ذخیره کننده به سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک توربین باد توانست تاثیر نوسانات و ضربه‌های ناشی از انرژی باد را بر روی توان خروجی از ژنراتور کاهش دهد [۲۰]. با این حال به دلیل نوسانات در توان خروجی توربین باد، ایشان از مبدل الکتریکی به منظور یکنواختی توان خروجی استفاده نمودند.

همان‌طور که اشاره شد، در چند سال اخیر تحقیقات اندکی در زمینه بکارگیری ذخیره کننده در توربین باد و تاثیر آن در کیفیت و کمیت توان خروجی ارائه شده است. با این حال، تاکنون هیچگونه بررسی دقیقی در زمینه تاثیر ابعاد و پارامترهای ذخیره کننده بر رفتار حلقه بسته<sup>۱۲</sup> توربین باد در تمامی نواحی عملکردی ارائه نشده است و اکثر این تحقیقات محدود به یک ناحیه عملکردی از توربین باد هستند. لذا مطالعه این موضوع نیازمند بررسی‌های بیشتر و دقیق‌تری می‌باشد که در این مقاله به آن پرداخته خواهد شد. در این مقاله در ابتدا، به طراحی یک مدار هیدرولیک به همراه ذخیره کننده برای سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک پرداخته شده است. در ابتدا معادلات دینامیکی غیرخطی توربین باد به همراه سیستم انتقال

وجود روغن هیدرولیک، ضریب میرایی کل نسبت به بارهای ضربه‌ای افزایش می‌یابد که در نتیجه عمر خستگی قطعات توربین باد را در مقایسه با گیربکس‌های مکانیکی افزایش چشمگیری خواهد داد [۷، ۸]. در سیستم‌های انتقال قدرت هیدرواستاتیک، توان تبدیل شده توسط پره‌های توربین باد توسط روغن پرفشار و درون لوله‌های هیدرولیکی انتقال می‌یابد. به همین دلیل از دیگر مزایای جالب این نوع سیستم‌ها قابلیت تغییر در راستا و فاصله بین شفتهای ورودی و خروجی و همچنین قابلیت جمع‌چند توربین با یکدیگر است [۹]. با در نظر گرفتن این مزیت می‌توان اجزایی مانند ژنراتور و واحدهای متصل کننده آن به شبکه را از برجک<sup>۱</sup> به سطح زمین انتقال داد که در نتیجه منجر به کاهش هزینه‌های نصب، تعمیرات و نگهداری تا ۵۶٪ در مقایسه با توربین‌های بادی معمولی می‌شود [۱۰].

از دیگر چالش‌های موجود در طراحی توربین‌های باد، کمیت و کیفیت توان خروجی است. به دلیل ماهیت اغتشاشی<sup>۲</sup> و غیرقابل پیش‌بینی سرعت باد حول پره‌ها، توان الکتریکی تولید شده به صورت قابل توجهی غیرقابل پیش‌بینی و نوسانی می‌باشد، لذا بکارگیری یک روش به منظور ذخیره زمان کوتاه انرژی در توربین‌های باد، منجر به بهبود کیفیت و کاهش نوسانات در توان خروجی می‌شود [۱۱، ۱۲]. در توربین‌های باد به همراه سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک می‌توان از ذخیره کننده‌ها یا همان آکومولاتور<sup>۳</sup> در مدار هیدرولیک استفاده نمود [۱۳]. در زمینه توربین‌های بادی هیدرواستاتیک تحقیقات بسیار اندکی صورت گرفته است و عمده تحقیقات انجام شده تنها در زمینه کنترل این نوع توربین‌ها می‌باشد [۱۴]. در اکثر روش‌های کنترلی ارائه شده، نوسانات سرعت باد به عنوان اغتشاشات وارده بر سیستم در نظر گرفته می‌شود [۱۵] و هدف کنترل کننده، حذف تاثیر این اغتشاشات بر روی توان خروجی می‌باشد. برای مثال کرستن<sup>۴</sup> و همکاران [۱۶] با بکارگیری روش کنترلی نامعادلات ماتریسی<sup>۵</sup> یک توربین باد با سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک را کنترل نمودند. در صورتی که می‌توان نشان داد که در یک پروفیل باد با چگالی اغتشاشات ۲۰٪، معادل ۱۲٪ از توان کل موجود در پروفیل باد، متعلق به همین اغتشاشات است [۱۳]. در این صورت با بکارگیری

6 Offshore

7 -Open compressed air energy storage

8 - Partial-load

9 Fan

10 - Tidal turbine

11 Liu

12 - Closed loop

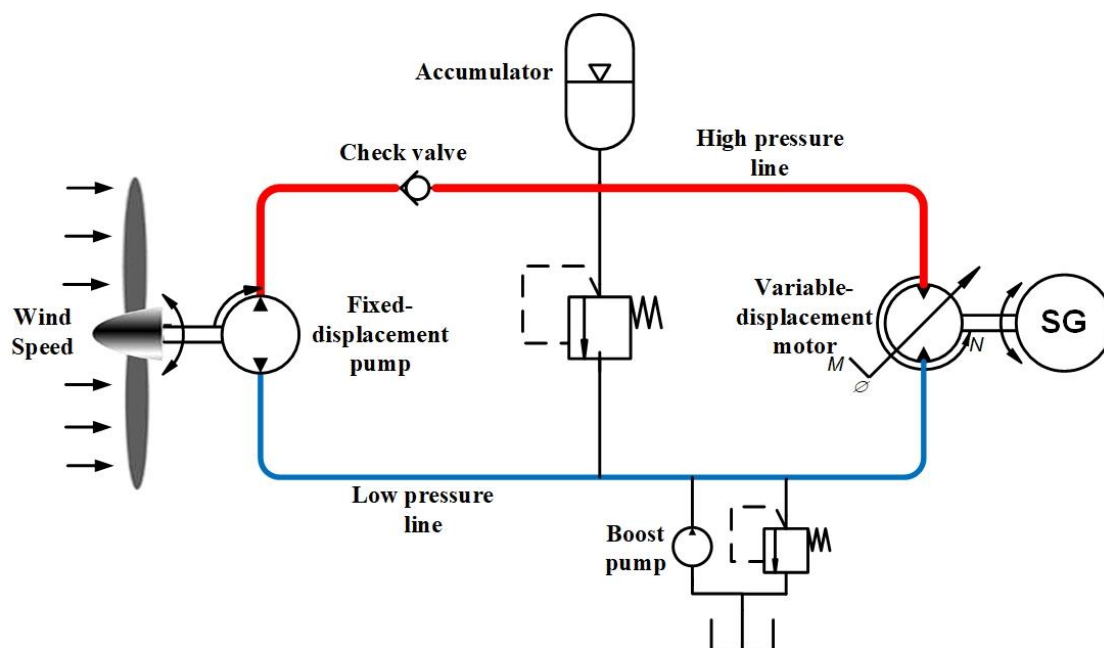
1 Nacelle

2 Turbulent

3 Accumulator

4 Kersten

5 LMI



شکل ۱. نمای توربین باد با سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک به همراه ذخیره‌کننده

Fig.1. Schematics of hydrostatic wind turbine embedded with short term storage

## ۲- مدل‌سازی توربین باد هیدرواستاتیک

در شکل ۱ نمای کلی یک توربین باد به همراه سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک نشان داده شده است. در این سیستم پمپ هیدرولیک که درون برجک توربین باد قرار دارد، روغن کم فشار را از لوله فشار پایین مکش و سپس به صورت روغن با فشار بالا درون لوله پرفشار پمپ می‌نماید. روغن پرفشار نیز با عبور از یک شیر یکطرفه به سمت ذخیره‌کننده و موتور هیدرولیکی جریان می‌یابد. موتور هیدرولیکی که بر روی سطح زمین قرار گرفته است جریان پرفشار را به حرکت جنبشی در شفت سرعت بالا تبدیل می‌نماید. ژنراتور نیز که شفت سرعت بالای موتور هیدرولیکی متصل شده است با سرعت سنکرون به حرکت در می‌آید و انرژی مکانیکی را به انرژی الکتریکی تبدیل می‌نماید. در این مدار از دو شیر اطمینان استفاده شده است که وظیفه شیر اطمینان اول جلوگیری از بالا رفتن فشار در قسمت پرفشار مدار هیدرولیک و وظیفه شیر اطمینان دوم ثابت‌نگه‌داشتن فشار در طرف کم فشار مدار هیدرولیک می‌باشد.

## ۲-۱- مدل‌سازی ریاضی

مدل دینامیکی کل توربین باد شامل زیرمدل‌های<sup>۷</sup> آیرودینامیکی پره‌ها، مدل دینامیکی روتور و سیستم انتقال قدرت، مدل دینامیکی

قدرت هیدرواستاتیک استخراج و به تفصیل بررسی شده است. سپس بمنظور طراحی کنترل‌کننده مناسب در تمام نواحی عملکردی، معادلات غیرخطی حاکم بر سیستم حول نقاط بهینه از قبل طراحی شده، خطی‌سازی خواهد شد. در ادامه با استفاده از روش زیگلر-نیکولز<sup>۱</sup> کنترل‌کننده‌های مناسب تناسبی-انتگرالی-مشتقی<sup>۲</sup> و با قابلیت سوئیچینگ طراحی می‌شود. به منظور مطالعه جامع رفتار حلقه-بسته توربین باد هیدرواستاتیک، تمامی معادلات برای سه حالت مختلف ذخیره‌کننده انرژی در نرم افزار متلب<sup>۳</sup> شبیه‌سازی می‌شود. نتایج شبیه‌سازی‌ها نشان می‌دهد که با استفاده از ذخیره‌کننده سایز مناسب در توربین باد می‌توان به توان خروجی بالاتر و با اغتشاشات کمتر دست یافت که منجر به حذف مبدل الکتریکی در سیستم می‌شود. همچنین نشان داده خواهد شد که با بکارگیری ذخیره‌کننده مناسب می‌توان مقداری از انرژی در ناحیه بار کامل<sup>۴</sup> را ذخیره نمود و در ناحیه بار جزئی<sup>۵</sup> استفاده کرد که در این صورت ناحیه میانی این دو ناحیه که همان ناحیه انتقال<sup>۶</sup> نامیده می‌شود به صورت کاملاً ملایم و بدون هیچ‌گونه ناپیوستگی اتفاق می‌افتد.

- 1 - Ziegler-Nichols
- 2 - PID
- 3 - Matlab
- 4 - Full-load
- 5 - Partial-load
- 6 - Transient

7 Subsystem

در رابطه فوق نیز  $d_p$  و  $J_r$  به ترتیب اصطحکاک ویسکوز بلبرینگ‌های شفت سرعت پایین و ممان‌اینرسی مجموع پمپ هیدرولیک و روتور هستند. توجه شود که در حالت واقعی مقدار اصطکاک بلبرینگ‌های شفت سرعت پایین با تغییر در سرعت دورانی روتور تغییر می‌نماید با این حال در اینجا به منظور ساده‌سازی مقدار ثابت در نظر گرفته شده است. جریان پرفشار پس از خارج شدن از پمپ هیدرولیک به سمت شیر یکطرفه جریان می‌یابد تا از برعکس شدن جریان به سمت پمپ جلوگیری شود. در شیر یک طرفه در صورتیکه ضریبی از اختلاف فشار ورودی و خروجی بیشتر از یک مقدار ثابت  $P_{cr}$  باشد، جریان از شیر یک طرفه عبور خواهد نمود [۲۰].

$$Q_{cv} = \begin{cases} (P_{hp} - P_{cv})K_{cv} & P_{hp} - P_{cv} \geq P_{cr} \\ 0 & P_{hp} - P_{cv} < P_{cr} \end{cases} \quad (6)$$

در این رابطه  $Q_{cv}$  جریان گذرنده از شیر یک طرفه،  $P_{cv}$  فشار جریان بعد از شیر یک طرفه و  $K_{cv}$  و  $P_{cr}$  نیز به ترتیب ضریب فشار-جریان<sup>۲</sup> و فشار بحرانی بازشوندگی<sup>۳</sup> می‌باشند. جریان خارج شده از شیر یک طرفه به سمت ذخیره کننده و در نهایت پمپ حرکت می‌نماید. در صورتیکه فشار خط جریان از فشار درون ذخیره کننده بیشتر باشد، جریان درون آن شارژ و در صورتی که فشار داخل آن از فشار خط جریان کمتر باشد، ذخیره کننده تخلیه می‌شود. جریان عبوری و فشار داخل ذخیره کننده را می‌توان با استفاده از رابطه بین فشار و حجم گازهای ایده آل به صورت رابطه (۷) بدست آورد [۲۲].

$$Q_a = \frac{V_0 P_0^{\frac{5}{7}}}{1.4 P_a^{\frac{7}{7}}} \frac{dP_a}{dt} \quad (7)$$

که در این روابط  $V_0$  و  $P_0$  به ترتیب فشار و حجم گاز نیتروژن از قبل شارژ شده،  $P_a$  و  $Q_a$  به ترتیب دبی جریان و فشار شارژ شده می‌باشد. پس از ذخیره کننده، موتور هیدرولیکی انرژی جریان پرفشار روغن را به انرژی مکانیکی مورد نیاز ژنراتور تبدیل می‌نماید. معادله جریان موتور و همچنین دینامیک لوله فشار بالا را می‌توان به صورت

ژنراتور و مدل دینامیکی عملگر زاویه گام<sup>۱</sup> می‌باشد. توان و گشتاور آیرودینامیکی  $T_r$  که از سرعت باد  $V$  توسط پره‌های توربین باد بدست می‌آید مطابق رابطه (۱) و (۲) است [۲۱]:

$$P = \frac{1}{2} \rho A C_p(\lambda, \beta) V^3 \quad (1)$$

$$T_r = \frac{1}{2} \rho A R C_Q(\lambda, \beta) V^2 \quad (2)$$

در این روابط  $P$  توان روتور،  $p$  چگالی باد،  $R$  شعاع پره توربین باد، مساحت سطح جاروب شده توسط پره،  $\beta$  زاویه گام پره و  $\lambda$  نیز نسبت سرعت نوک پره به سرعت باد می‌باشد که برابر است با  $\lambda = \frac{R\omega_r}{V}$ . سرعت دورانی پره روتور برابر است با  $\omega_r$  و  $C_p$  و  $C_Q$  نیز به

ترتیب ضریب توان و گشتاور آیرودینامیکی پره توربین می‌باشند که تابع غیرخطی از مقادیر  $\lambda$  و زاویه گام پره هستند. برای یک توربین باد مشخص  $C_q$  را می‌توان از رابطه تجربی (۳) بدست آورد [۲۱]

$$C_q = \frac{0.5176}{\lambda} \left( \frac{116}{\lambda_i} - 0.4\beta - 5 \right) e^{-\frac{21}{\lambda_i}} + 0.0068 \quad (3)$$

$$\frac{1}{\lambda_i} = \frac{1}{\lambda + 0.08\beta} - \frac{0.035}{\beta^3 + 1}$$

$$C_p = \lambda C_q$$

همان طور که در شکل ۱ نشان داده شده است، گشتاور آیرودینامیکی صرف شتاب‌دهی روتور و دوران پمپ هیدرولیک می‌شود. جریان پمپ  $Q_p$  و گشتاور پمپ  $T_p$  از روابط (۴) بدست می‌آید [۱۵]:

$$Q_p = V_p \omega_r - C_{ip} (P_{hp} - P_{lp}) \quad (4)$$

$$T_p = \frac{V_p (P_{hp} - P_{lp})}{\eta_n}$$

که در این رابطه نیز  $T_p$  جابه‌جایی حجمی پمپ،  $\eta_p$  بازده کل پمپ،  $V_m$  نشی داخلی پمپ،  $P_{hp}$  و  $P_{lp}$  نیز بترتیب فشار لوله‌های کم فشار و پرفشار سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک می‌باشد. معادله دینامیکی مرتبه اول شفت سرعت پایین به علاوه روتور توربین نیز به صورت رابطه (۵) می‌باشد:

$$\dot{\omega}_r = \frac{1}{J_r} (T_r(\lambda, \beta) - d_p \omega_r - T_p) \quad (5)$$

2 - Pressure-flow coefficient

3 - Critical opening pressure

1 - Pitch angle actuator

که در این رابطه  $\tau_\beta$  ثابت زمانی و  $u_\beta$  ورودی کنترلی عملگر زاویه پیچ می‌باشد. همچنین معادله دینامیکی ژنراتور را می‌توان به صورت یک معادله دیفرانسیل مرتبه اول طبق رابطه (۱۲) بیان نمود:

$$\dot{T}_g = \frac{1}{\tau_g}(u_g - T_g) \quad (12)$$

که در این رابطه نیز  $\tau_g$  ثابت زمانی و  $u_g$  ورودی کنترلی ژنراتور هست. در نهایت معادله غیرخطی فضای حالت سیستم توربین باد هیدرواستاتیک را می‌توان با استفاده از معادلات (۱۲)-(۱) به صورت زیر بیان نمود:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= f(x, u, w) = Ax + Bu + B_1w \\ y &= g(x) = Cx \end{aligned} \quad (13)$$

که ماتریس‌های فضای حالت آن به صورت زیر می‌باشد:

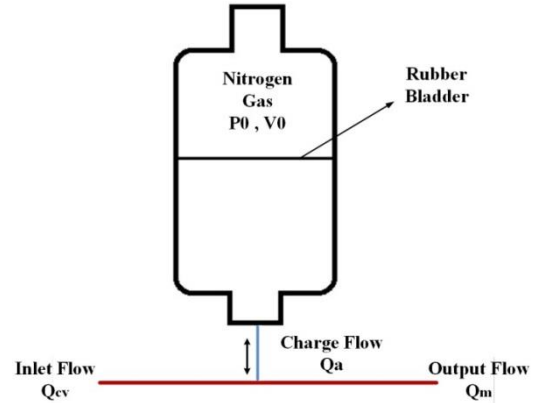
$$\begin{aligned} x &= [\omega_r \quad P_a \quad \omega_g \quad T_g \quad \beta]^T & y &= [\omega_r \quad \omega_g \quad \beta]^T \\ u &= [\alpha \quad u_g \quad u_\beta]^T, & w &= [T_r \quad P_{lp}]^T \end{aligned} \quad (14)$$

$$A = \begin{bmatrix} \frac{-d_p}{J_r} & \frac{-V_p}{\eta_p J_r} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{V_p}{(C_{ip} + C_m)} & \frac{(C_{ip} + C_m)}{(\frac{\bar{V}}{\beta_{ho}} + \frac{V_0 P_0^{\frac{5}{12}}}{1.4x(2)^{\frac{12}{7}}})} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{d_m}{J_m} & -\frac{1}{J_m} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{\tau_g} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{1}{\tau_\beta} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ -\frac{V_m x(3)}{(\frac{\bar{V}}{\beta_{ho}} + \frac{V_0 P_0^{\frac{5}{12}}}{1.4x(2)^{\frac{12}{7}}})} & 0 & 0 \\ \frac{\eta_m V_m x(2)}{J_g} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{\tau_g} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{\tau_g} \end{bmatrix}, \quad B_1 = \begin{bmatrix} \frac{1}{J_r} & \frac{V_p}{\tau_p J_r} \\ 0 & \frac{(C_{ip} + C_m)}{(\frac{\bar{V}}{\beta_{ho}} + \frac{V_0 P_0^{\frac{5}{12}}}{1.4x(2)^{\frac{12}{7}}})} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (15)$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

که در روابط فوق  $x$  بردار حالت سیستم،  $y$  بردار خروجی،  $w$  ورودی‌های غیرهمگن و  $u$  ورودی‌های کنترلی سیستم توربین



شکل ۲. نمای شماتیک آکومولاتور  
Fig. 2. Schematics of accumulator

معادلات (۸) و (۹) نوشت. معادله دینامیکی شفت سرعت بالای سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک به همراه ژنراتور را نیز می‌توان به صورت معادله (۱۰) در نظر گرفت:

$$Q_m = \alpha V_m \omega_g + C_{im}(P_a - P_p) \quad (8)$$

$$Q_p - Q_a - Q_m = \frac{\bar{V}}{\beta_{ho}} \frac{dP_a}{dt} \quad (9)$$

$$\eta_m \alpha V_m (P_a - P_p) = J_m \frac{d\omega_g}{dt} + d_m \omega_g + T_g \quad (10)$$

در معادلات فوق  $Q_m$  دبی عبوری از موتور هیدرولیک،  $a$  تنظیم‌کننده جابه‌جایی حجمی موتور،  $V_m$  جابه‌جایی حجمی موتور،  $\omega_g$  سرعت دورانی شفت سرعت بالای سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک،  $C_{im}$  ضریب نشتی داخلی موتور هیدرولیک،  $\bar{V}$  حجم سیال داخل سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک،  $\beta_{ho}$  مدول بالک روغن هیدرولیک،  $\eta_m$  بازده کل موتور هیدرولیک،  $J_m$  ممان اینرسی مجموع موتور هیدرولیک و ژنراتور،  $d_m$  ضریب اصطکاک ویسکوز شفت موتور هیدرولیک و  $T_g$  گشتاور خروجی ژنراتور می‌باشد. همان‌طور که در معادلات فوق مشاهده می‌شود، مقدار فشار لوله فشار بالا توسط فشار آکومولاتور تنظیم می‌شود ( $P_{hp} = P_a$ ). همچنین می‌توان به دلیل مقدار کم افت فشار در شیر یک‌طرفه از افت فشار در آن صرف‌نظر نمود.

مدل دینامیکی عملگر زاویه گام را نیز می‌توان به صورت معادله دیفرانسیل مرتبه اول به صورت رابطه (۱۱) در نظر گرفت [۲۱]:

$$\dot{\beta} = \frac{1}{\tau_\beta}(u_\beta - \beta) \quad (11)$$

### ناحیه میانی یا ناحیه انتقال

این ناحیه متناظر با نقاط بین B تا C می‌باشد، محدوده میانی بین دو ناحیه بار جزئی و بار کامل در توربین باد می‌باشد که به آن محدوده گذار نیز می‌گویند. در این ناحیه که یکی از حساس‌ترین نواحی عملکردی توربین باد می‌باشد هدف عبور ملایم از ناحیه بار جزئی به محدوده بار کامل است. در این ناحیه می‌توان مقدار  $T_a^*$  را به صورت زیر در نظر گرفت:

$$T_a^* = k_2 \omega_r + c_2 \quad (17)$$

که مقادیر  $k_2$  و  $c_2$  با استفاده مقادیر ابتدایی و انتهایی خط یعنی نقاط B و C بدست می‌آید.

### ناحیه دوم یا ناحیه بار کامل

ناحیه بار کامل نیز متناظر است با نقاط بین B و D و هدف کنترلی در این ناحیه ثابت‌نگه‌داشتن توان در مقدار نامی با استفاده از تنظیم زاویه گام می‌باشد. در این ناحیه مقدار  $T_a^*$  برابر است با:

$$T_a^* = P_r^N / \omega_r^N \quad (18)$$

که  $P_r^N$  و  $\omega_r^N$  به ترتیب مقادیر توان و سرعت نامی توربین باد می‌باشند. همچنین به منظور جلوگیری از افزایش توان در توربین باد زاویه پیچ  $\beta$  باید طوری تنظیم گردد که توان توربین در مقدار نامی

$$C_p(\beta) = C_{p,d} \quad (19)$$

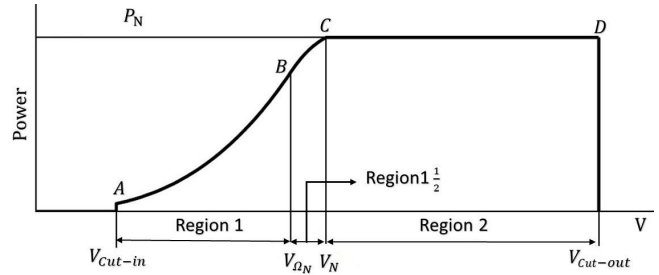
خود ثابت نگه داشته شود.

که در این رابطه مقدار ضریب توان مطلوب  $C_{p,d}$  مقداری است که در آن سرعت و توان توربین ثابت باشد.

پس از بدست‌آوردن مقادیر بهینه برای گشتاور روتور، نقاط عملکردی پایا توربین باد با سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک را می‌توان بر حسب سرعت باد به صورت زیر بدست آورد:

$$\bar{P}_a = \frac{\eta_p}{V_p} (T_a^* - d_r \bar{\omega}_r) + \bar{P}_{lp} \quad (20)$$

تنظیم‌کننده جابه‌جایی حجمی موتور  $\bar{\alpha}$  که اختلاف فشار فوق



شکل ۳. نواحی عملکردی توربین باد

Fig. 3. Operational regions of wind turbine

باد هیدرواستاتیک می‌باشد. که در این روابط با کنترل تنظیم‌کننده جابه‌جایی حجمی موتور  $(a)$ ، ورودی کنترلی گشتاور ژنراتور و همچنین ورودی زاویه گام می‌توان توربین باد را به صورت مستمر کنترل نمود.

### ۲-۲- خطی‌سازی معادلات

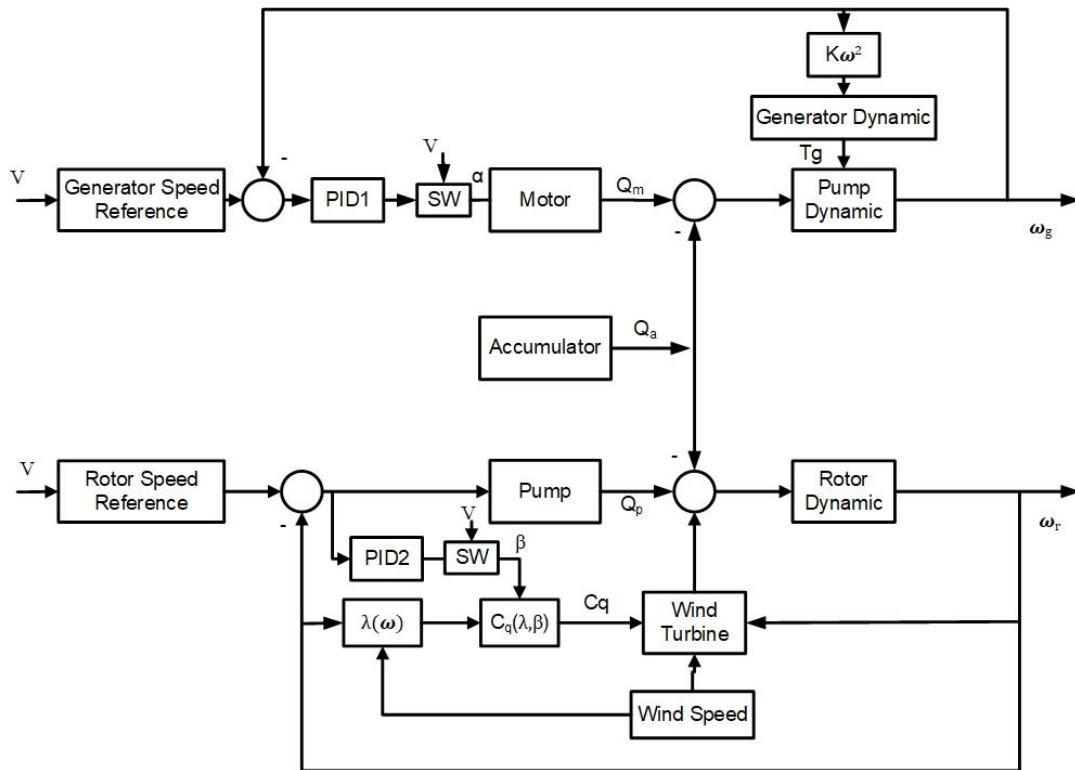
به منظور دستیابی به یک مدل دینامیکی مناسب جهت طراحی کنترل‌کننده، نیاز به خطی‌سازی معادلات غیرخطی حول نقاط بهینه عملکردی است. همان‌طور که در شکل ۳ مشاهده می‌شود، عملکرد توربین باد توسط سه محدوده مجزا بر اساس سرعت باد مشخص می‌شود که هر یک دارای اهداف کنترلی خاص خود هستند. در این قسمت از مقدار گشتاور بهینه روتور  $T_a^*$  برای محاسبه سرعت دورانی حالت پایا<sup>۱</sup> روتور  $\bar{\omega}_r$ ، تنظیم‌کننده جابه‌جایی حالت پایدار موتور هیدرولیک  $\bar{\alpha}$  و فشار حالت پایا سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک  $\bar{P}_a$  استفاده می‌شود.

### ناحیه اول یا ناحیه بار جزئی

این ناحیه که متناظر با نقاط بین A تا B است، ناحیه بار جزئی نامیده می‌شود. هدف در این ناحیه، تولید بیشینه توان و یا به عبارتی  $(C_p = C_{p,max})$  است. که با استفاده از کنترل گشتاور بارگذاری ژنراتور انجام می‌پذیرد. در این ناحیه به دلیل اینکه زاویه پیچ، ثابت در نظر گرفته می‌شود،  $\lambda = \lambda_{opt}$  است که  $\lambda_{opt}$  مقداری است که در آن ضریب توان مقدار بیشینه خود را دارد. می‌توان نشان داد که در این ناحیه گشتاور بهینه روتور برابر می‌شود با رابطه (۱۶):

$$T_a^* = \frac{1}{2} \rho \pi R^5 \frac{C_{p,max}}{\lambda_{opt}^2} \omega_r^2 \quad (16)$$

1 - Steady state



شکل ۴. بلوک دیاگرام کنترلی توربین باد هیدرواستاتیک

Fig. 4. Control block diagram of HST wind turbine

مقادیر  $op$  نیز نقاط حالت پایای اشاره شده در روابط (۲۰)-(۲۲)

می‌باشند.

### ۳- طراحی کنترل کننده تناسبی-انترالی-مشتقی

به منظور کنترل توربین باد هیدرواستاتیک، از دو کنترل کننده و یک قانون سوئیچینگ<sup>۱</sup> به منظور کنترل در تمامی نواحی عملکردی استفاده شده است. شکل ۴ بلوک دیاگرام کامل توربین باد هیدرواستاتیک به همراه ذخیره کننده انرژی را نشان می‌دهد. همان طور که در این شکل مشاهده می‌شود قانون سوئیچینگ (بلوک SW) به هر دو بلوک دیاگرام کنترل کننده‌های سرعت (بلوک PID1) و کنترل کننده زاویه پیچ (بلوک PID2) اعمال می‌شود.

$$PID1: K_{1p}e_1 + K_{1i} \int e_{1i} dt + K_{1d} \frac{de_1}{dt} \quad (25)$$

$$PID2: K_{2p}e_2 + K_{2i} \int e_{2i} dt + K_{2d} \frac{de_2}{dt}$$

که ضرایب هر دو کنترل کننده توسط روش زیگلر-نیکولز بدست

1 - Switching law

را ایجاد می‌کند با استفاده رابطه (۸) به صورت زیر بدست می‌آید:

$$\bar{\alpha} = -\frac{\eta_p}{V_p V_m \bar{\omega}_g} (T_a^* - d_r \bar{\omega}_r) (C_{im} + C_{ip}) + \frac{V_p \bar{\omega}_r}{V_m \bar{\omega}_g} \quad (21)$$

و در نهایت گشتاور بهینه ژنراتور نیز از رابطه (۹) به صورت رابطه

(۲۲) بدست می‌آید:

$$\bar{T}_g = V_m (\bar{P}_a - \bar{P}_{ip}) \eta_m \bar{\alpha} - d_g \bar{\omega}_g \quad (22)$$

حال با استفاده نقاط حالت پایای بدست آمده، معادله غیرخطی

(۱۳) حول این نقاط و به صورت زیر خطی می‌گردد:

$$\begin{aligned} \dot{\hat{x}} &= \bar{A}\hat{x} + \bar{B}\hat{u} \\ \hat{y} &= \bar{C}\hat{x} \end{aligned} \quad (23)$$

که علامت  $\hat{\cdot}$  در رابطه فوق نشان دهنده مقدار اختلاف از حالت

پایا سیستم می‌باشد ( $\hat{x} = x - \bar{x}$ ). ماتریس‌های فضای حالت

خطی سازی شده نیز به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\bar{A} = \left. \frac{\partial f}{\partial x^T} \right|_{op}, \quad \bar{B} = \left. \frac{\partial f}{\partial u^T} \right|_{op}, \quad \bar{C} = \left. \frac{\partial g}{\partial x^T} \right|_{op} \quad (24)$$

جدول ۲. پارامترهای توربین باد مینا ۵ مگاوات

Table 2. Benchmark 5MW wind turbine parameters

مقدار	توضیح (واحد)	پارامتر	مقدار	توضیح (واحد)	پارامتر
۱۷۹۱	مدول بالک روغن هیدرولیک (GPa)	$\beta_{ho}$	۶۳	شعاع پره (m)	$R$
e-۳	جابه‌جایی حجمی موتور (m <sup>3</sup> /rad)	$V_m$	۱/۲۲۵	چگالی هوا (kg/m <sup>3</sup> )	$\rho$
۱/۵	نشستی داخلی موتور (m <sup>3</sup> /Pa.s)	$C_{im}$	۱۲۴۶۹	مساحت جاروب‌شده پره (m <sup>2</sup> )	$A$
e-۷	ممان اینرسی موتور و ژنراتور (kg.m <sup>2</sup> )	$J_m$	۵	توان نامی (MW)	$P_N$
۲/۱	بازده موتور	$\eta_m$	۱/۴۱۴	سرعت نامی پره (Rad/s)	$\omega_N$
۵۳۵/۱	ضریب اصطکاک شفت سرعت بالا	$d_m$	۲/۲e-۷	نشستی داخلی پمپ (m <sup>3</sup> /MPa.s)	$C_{ip}$
۰/۹۵	ضریب توان بیشینه	$C_{p,max}$	۰/۱۱	جابه‌جایی حجمی پمپ (m <sup>3</sup> /rad)	$V_p$
۱	مقدار بهینه ضریب نسی سرعت	$\lambda_{opt}$	۰/۹۵	بازده پمپ	$\eta_p$
۰/۴۸	ثابت زمانی عملگر زاویه پیچ (1/s)	$\tau_\beta$	۱	ضریب اصطکاک شفت سرعت پایین	$d_p$
۸/۱	ثابت زمانی ژنراتور (1/s)	$\tau_g$	۳۸۷۵۹۲۲۸	ممان اینرسی پره و پمپ (kg.m <sup>2</sup> )	$J_r$
۰/۱	حجم سیال داخل سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک (m <sup>3</sup> )	$\bar{V}$	۰/۰۵	ضریب تبدیل شیر یکطرفه (m <sup>3</sup> /Pa.s)	$K_{cv}$
۴/۲۱			۲/۵	فشار بحرانی بازشوندگی شیر یکطرفه (bar)	$P_{cr}$

ذخیره‌کننده با سایر پژوهش‌های انجام‌شده، توربین ۵ مگاوات<sup>۲</sup> [۲۴] به عنوان مدل مبنای شبیه‌سازی در نظر گرفته می‌شود. پارامترهای اصلی این توربین باد و سایر پارامترها مورد نیاز در شبیه‌سازی در جدول ۲ ارائه شده است. به منظور طراحی کنترل‌کننده‌ها ابتدا نقاط حالت پایدار توربین باد در بازه ۳-۱۸ m/s با استفاده از روابط (۱۹) الی (۲۲) بدست می‌آید که در شکل ۵ نشان داده شده است. به منظور بررسی تاثیر ابعاد ذخیره‌کننده بر رفتار حلقه بسته سیستم توربین باد هیدرواستاتیک سه حالت زیر برای شبیه‌سازی در نظر گرفته می‌شود:

\* حالت اول: بدون ذخیره‌کننده

\* حالت دوم: همراه ذخیره‌کننده کوچک و با ابعاد ۲۱ liter و فشار ۱۳۰ bar

\* حالت سوم: همراه ذخیره‌کننده متوسط و با ابعاد ۴۱ liter و فشار ۲۵۰ bar

ضرایب هر دو کنترل‌کننده با استفاده از روش زیگلر-نیکولز بدست می‌آید که در جدول ۳ نشان داده شده است.

در مدل‌سازی‌های انجام‌شده، قانون سوئیچینگ طوری تنظیم می‌شود که در ۹۵٪ توان نامی، کنترل‌کننده زاویه پیچ فعال و همچنین

می‌آید [۲۳]. در این روش در ابتدا مقادیر ضرایب  $K_i$  و  $K_d$  برابر با صفر قرار داده می‌شود تا مقدار ضریب  $K_d$  به مقدار نهایی خود یا همان  $K_u$  میل نماید که در این مقدار خروجی سیستم کنترلی با دامنه ثابت و دوره نوسانات  $T_u$  نوسان می‌نماید. سپس با استفاده از جدول زیر می‌توان بهره‌های بهینه برای کنترل‌کننده‌ها را بدست آورد [۲۳].

جدول ۱. ضرایب کنترل‌کننده تناسبی-انترگالی-مشتقی

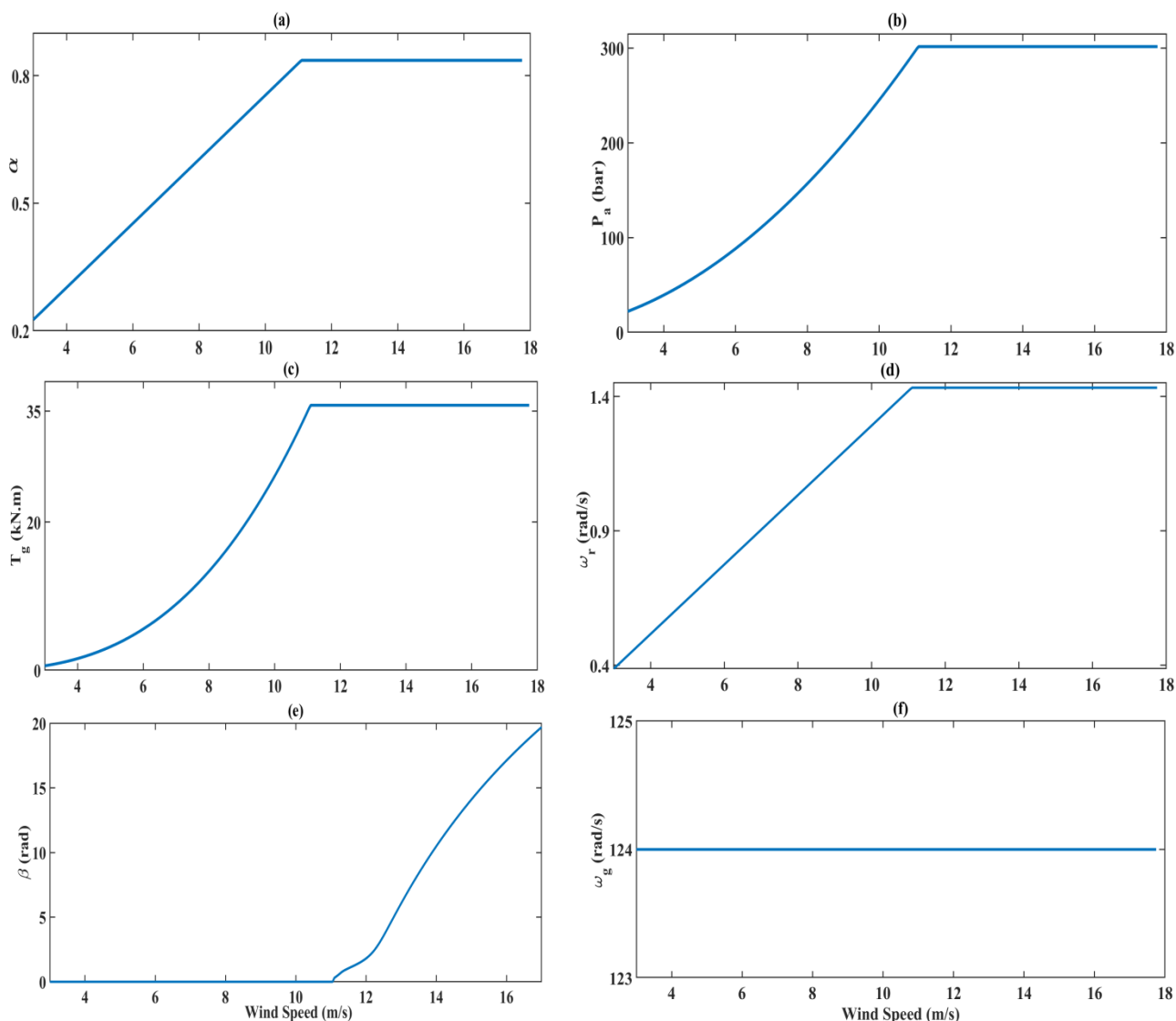
Table 1. Confidets of PID controller

ضریب $K_p$	ضریب $K_i$	ضریب $K_d$
$0.33 K_u$	$2K_p / T_u$	$K_p T_u / 3$

۴- نتایج شبیه‌سازی و بحث

در این بخش به شبیه‌سازی و کنترل توربین باد هیدرواستاتیک به همراه ذخیره‌کننده در نرم‌افزار متلب/سیمولینک<sup>۱</sup> پرداخته خواهد شد. به منظور مقایسه سیستم توربین باد هیدرواستاتیک به همراه





شکل ۵. مقدار حالت پایای نقاط عملکردی توربین باد هیدرواستاتیک در حسب سرعت باد

Fig. 5. Steady state operational trajectories of HST wind turbine

رفتار توربین باد در تمامی نواحی عملکردی، پروفایل باد شامل هر سه ناحیه عملکردی بار جزئی، ناحیه گذار و بار کامل می‌باشد (شکل ۶a). نتایج شبیه‌سازی و پاسخ‌های حلقه‌بسته توربین باد هیدرواستاتیک برای هر سه حالت مختلف ذخیره‌کننده در شکل ۶ و ۷ ارائه شده است. همان‌طور که در شکل ۶b مشاهده می‌شود علی‌رغم تغییر در ناحیه عملکردی توربین باد در زمان‌های مختلف (از حالت بار جزئی به بار کامل و بالعکس)، سوئیچینگ مناسبی بین کنترل‌کننده‌ها اتفاق می‌افتد و هیچگونه خطایی در دنبال‌سازی مسیر بهینه رخ نداده است. با این حال با افزایش سایز ذخیره‌کننده، پاسخ حلقه بسته سیستم توربین باد با میرایی بیشتری نوسان می‌نماید و زمان نشست<sup>۲</sup> آن

جدول ۳. ضرایب کنترل‌کننده‌های تناسبی-انتهالی-مشتقی

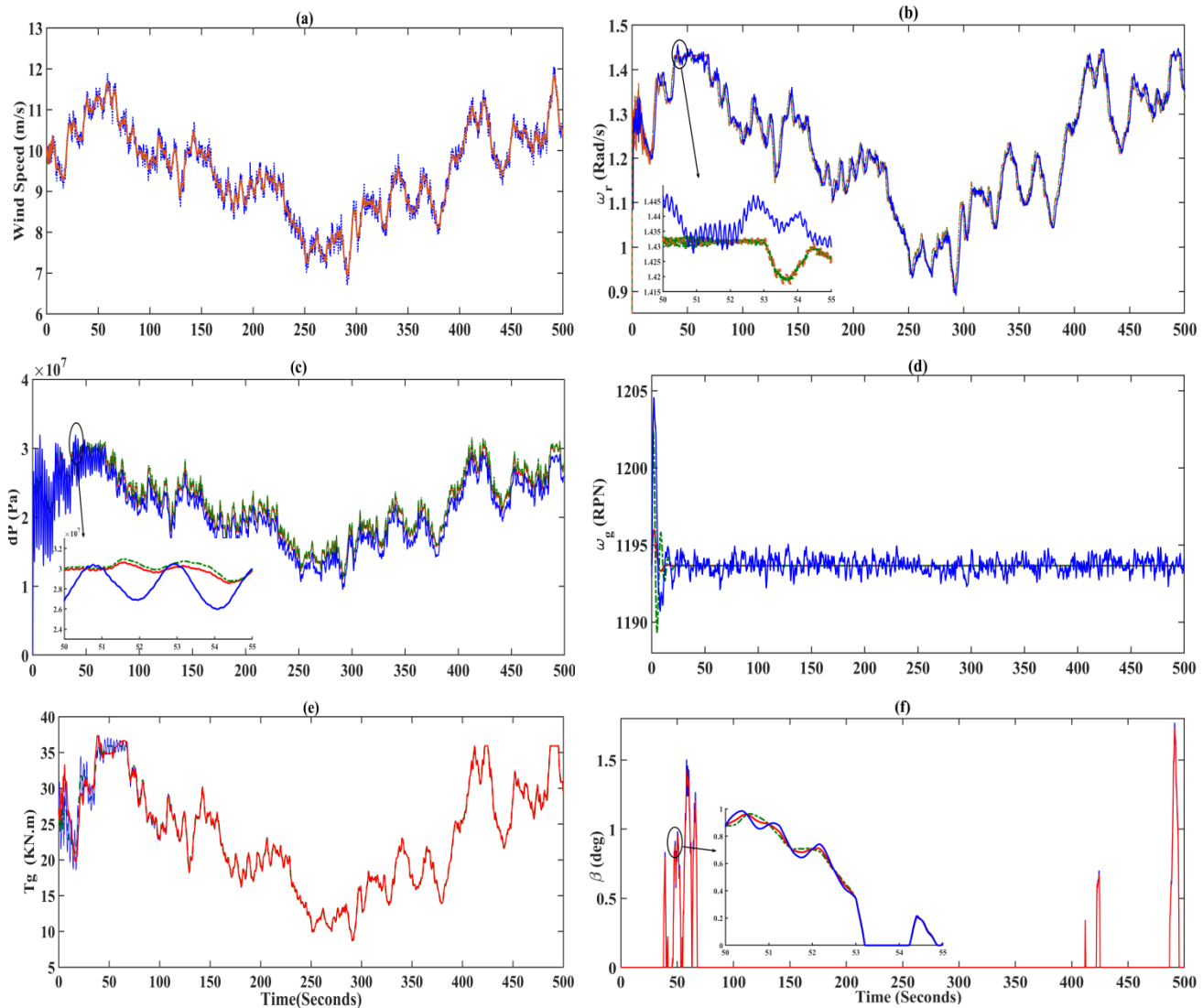
Table 3. Coefficients of PID controllers

کنترل‌کننده	$K_p$	$K_i$	$K_d$
PID1	۰/۲	۰/۰۱	۰/۲
PID2	۲/۵	۰/۱۵	۲/۵

کنترل‌کننده سرعت اشباع شود. در این صورت با سوئیچینگ مناسب، از اعمال بارهای ضربه‌ای به توربین باد جلوگیری می‌شود [۱۵]. به منظور شبیه‌سازی حلقه بسته توربین باد هیدرواستاتیک، پروفایل باد واقعی به همراه اغتشاش با استفاده از نرم‌افزار توربسیم<sup>۱</sup> [۲۵] شبیه‌سازی می‌شود. لازم به ذکر است که به منظور بررسی

1 Turbsim

2 - Settling Time



شکل ۶. نمودار پاسخ حلقه بسته توربین باد هیدرواستاتیک ۱: نمودار آبی رنگ حالت (۱) ۲: نمودار قرمز رنگ حالت (۲) ۳: نمودار سبز رنگ حالت (۳)

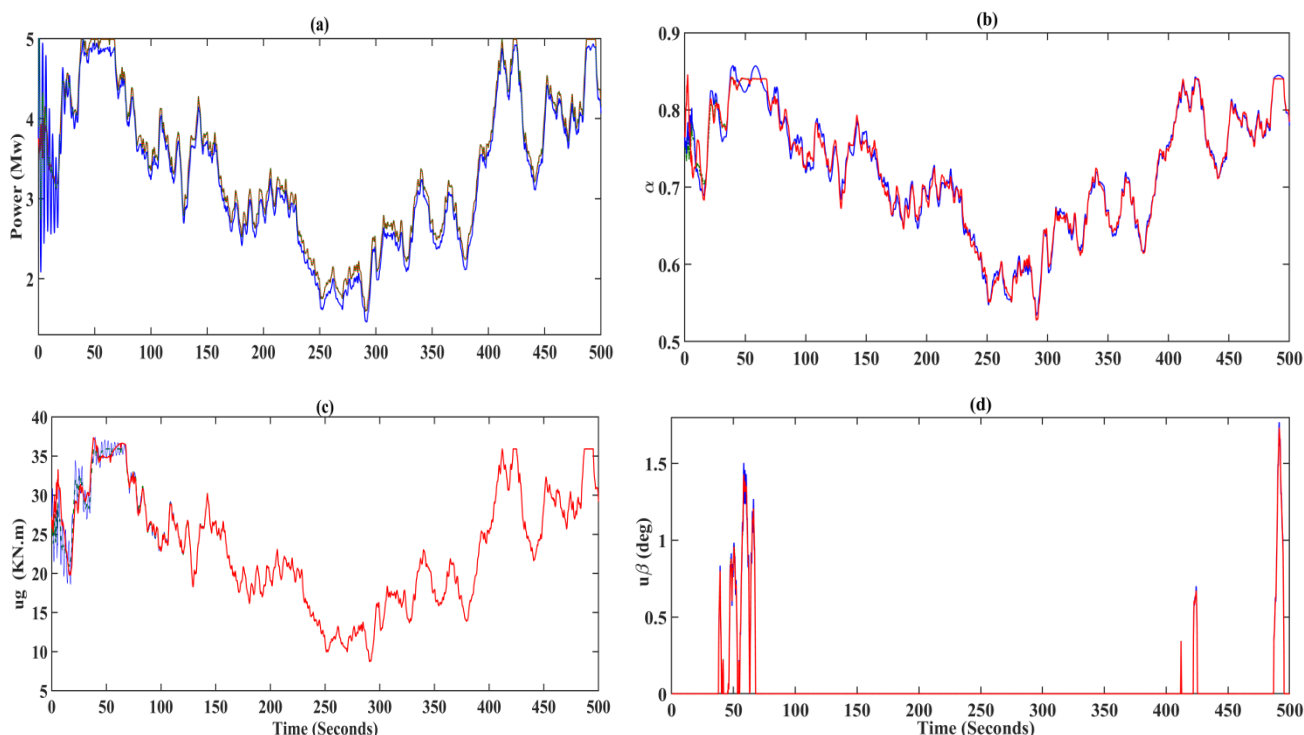
Fig. 6. Closed-loop responses of the HST wind turbine: 1-blue line:state1,2-red line:state2,3-green line:state3

افزایش توان خروجی از توربین باد می‌شود (شکل ۸۷). نکته دیگری که در شکل ۸۷ می‌توان ملاحظه نمود، بهبود کیفیت توان خروجی از توربین باد در حالت با ذخیره‌کننده زمان کوتاه می‌باشد، که در این حالت نوسانات توان خروجی از توربین باد کاهش چشمگیری داده است. مقدار متوسط توان تولیدشده در ناحیه بار جزئی را می‌توان در جدول ۴ مشاهده نمود. همان‌طور که مشاهده می‌شود توان خروجی از توربین باد در حالت ۳ به میزان ۷٪ افزایش پیدا می‌نماید.

با بررسی نمودار ورودی‌های کنترلی می‌توان دریافت که در مقایسه با توربین باد هیدرواستاتیکی بدون ذخیره‌کننده، با افزودن یک ذخیره‌کننده سازه مناسب می‌توان تلاش کنترلی مورد نیاز را نیز کاهش موثری داد که این امر از لحاظ عملی می‌تواند بسیار حائز

به ناحیه مطلوب بیشتر می‌شود. از طرف دیگر نیز در حالت توربین باد به همراه ذخیره‌کننده، قابلیت کنترل به شدت افزایش یافته و سرعت شفت خروجی سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک در ناحیه کمتر از  $\pm 0.5$  درصد سرعت سنکرون ژنراتور ( $1200 \text{ rpm}$ ) نوسان می‌نماید (شکل ۸۶). که این امر امکان حذف مبدل الکترونیکی را فراهم می‌نماید.

از طرف دیگر همان‌طور که در شکل ۶ نشان داده شده است، با اضافه نمودن ذخیره‌کننده به سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک، اختلاف فشار بین پمپ و موتور در مقایسه با حالت بدون ذخیره‌کننده افزایش قابل توجهی یافته است. دلیل این افزایش اختلاف فشار، جذب انرژی ناشی از اغتشاشات در ذخیره‌کننده می‌باشد که منجر به



شکل ۷. نمودار پاسخ حلقه بسته ورودی‌های توربین باد هیدرواستاتیک و توان خروجی ۱: نمودار آبی رنگ حالت (۱) ۲: نمودار قرمز رنگ حالت (۲) ۳: نمودار سبز رنگ حالت (۳)

Fig.7. Closed loop control effort and output power of HST wind turbine: 1-blue line:state1, 2-red line:state2, 3-green line:state3

اشکال ۶ الی ۸ می‌توان دریافت که برخلاف سایر پژوهش‌های انجام‌شده در حوزه کنترل توربین باد [۱۵]، با اضافه‌نمودن یک ذخیره‌کننده زمان کوتاه مناسب به سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک می‌توان علاوه بر افزایش مقدار توان، کیفیت توان خروجی نیز را افزایش قابل توجهی داد.

#### ۵- نتیجه‌گیری

یکی از چالش‌های عمده‌ای که در طراحی توربین‌های باد مطرح است، ذخیره‌سازی زمان کوتاه توان و همچنین دستیابی به توان خروجی ملایم و بدون نوسان می‌باشد. ذخیره‌سازی زمان کوتاه انرژی در توربین‌های باد از این لحاظ دارای اهمیت می‌باشد که مقدار قابل‌توجهی از توان موجود در یک پروفایل باد در اغتشاشات باد نهفته است که با بکارگیری یک ذخیره‌کننده زمان کوتاه می‌توان این مقدار توان نهفته را مورد بهره‌برداری قرار داد. در این مقاله به کمک مزیت‌های موجود در سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک و با استفاده از یک ذخیره‌کننده زمان کوتاه، به بهبود کیفیت و کمیت

جدول ۴. مقدار متوسط توان در حالات مختلف سیستم انتقال قدرت

Table 4. Averaged output power of HST wind turbine in partial load region

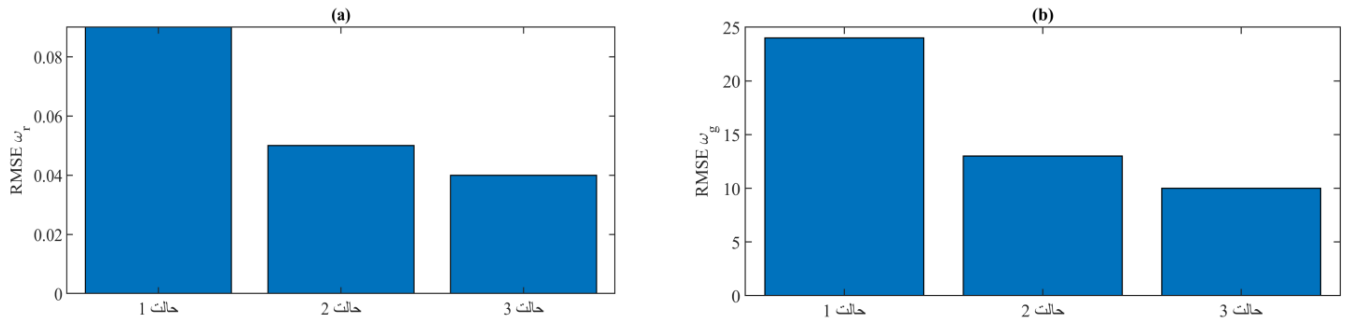
مقدار متوسط توان در ناحیه باز جزئی (مگاوات)	حالت سیستم توربین باد
۳/۲۴	حالت ۱ (بدون ذخیره‌کننده)
۳/۴۱	حالت ۲ (همراه ذخیره‌کننده کوچک)
۳/۴۸	حالت ۳ (همراه ذخیره‌کننده متوسط)

اهمیت باشد و هزینه عملیاتی توربین باد را کاهش موثری دهد. حال به منظور بررسی عددی حالت‌های مختلف توربین باد هیدرواستاتیک، مقدار انتگرال مربع خطا<sup>۱</sup> خروجی‌های سیستم در فاصله زمانی ۵۵۰۰ به صورت زیر بدست می‌آید:

$$RMSE = \frac{1}{T} \sqrt{\int_0^T (y - y_{ref})^2 dt} \quad (26)$$

همان‌طور که در شکل ۸ نمودار مقدار انتگرال مربع خطا برای حالات مختلف قابل ملاحظه می‌باشد، وجود ذخیره‌کننده باعث بهبود در قابلیت دنبال‌سازی هدف کنترلی می‌شود. در انتها با جمع‌بندی

1 - Root mean square error (RMSE)



شکل ۸. نمودار مقدار انتگرال مربع خطای برای حالات مختلف ذخیره‌کننده

Fig. 8. RMSE values of output states

$C_{ip}$  نشتی داخلی پمپ ( $\text{m}^3/\text{MPa}\cdot\text{s}$ )

$V_p$  جابه‌جایی حجمی پمپ ( $\text{m}^3/\text{rad}$ )

$d_p$  ضریب اصطکاک شفت سرعت پایین

$J_r$  ممان اینرسی پره و پمپ ( $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ )

$K_{cv}$  ضریب تبدیل شیر یکطرفه ( $\text{m}^3/\text{Pa}\cdot\text{s}$ )

$V_m$  جابه‌جایی حجمی موتور ( $\text{m}^3/\text{rad}$ )

$C_{im}$  نشتی داخل موتور ( $\text{m}^3/\text{Pa}\cdot\text{s}$ )

$J_m$  ممان اینرسی موتور و ژنراتور ( $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ )

$d_m$  ضریب اصطکاک شفت سرعت بالا

$C_{p,\max}$  ضریب توان بیشینه

$\bar{V}$  حجم سیال داخل سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک

### علائم یونانی

$\rho$  چگالی هوا،  $\text{kg}/\text{m}^3$

$\beta_{ho}$  مدول بالک روغن هیدرولیک (GPa)

$\eta_m$  بازده پمپ

$\eta_p$  بازده پمپ

$\lambda_{opt}$  مقدار بهینه ضریب نسبی سرعت

$\omega_N$  سرعت نامی پره (Rad/s)

$\tau_\beta$  ثابت زمانی عملگر زاویه پیچ (1/s)

$\tau_g$  ثابت زمانی ژنراتور (1/s)

### زیرنویس

$g$  وابسته به ژنراتور

$r$  وابسته به روتور

توان خروجی از توربین باد پرداخته شده است. بدین منظور معادلات غیرخطی توربین باد به‌همراه سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک به تفصیل مورد بررسی و به منظور طراحی کنترل‌کننده مطلوب حول نقاط پایای عملکردی خطی‌سازی شد. سپس دو کنترل‌کننده کلاسیک تناسبی-انتگرالی-مشتقی با قابلیت سوئیچینگ در نواحی مختلف عملکردی و با استفاده از روش زیگلر-نیکولز، طراحی شد. به منظور بررسی عملکرد توربین باد به‌همراه ذخیره‌کننده، سه حالت مختلف برای ذخیره‌کننده زمان کوتاه مورد مطالعه قرار گرفت. نتایج شبیه‌سازی‌های مختلف بر روی این سه حالت نشان داد که وجود ذخیره‌کننده در مدار سیستم انتقال قدرت هیدرواستاتیک قابلیت کنترل در نواحی مختلف عملکردی توربین باد را بهبود داده و منجر به افزایش توان خروجی به مقدار ۷٪ از توان کل می‌شود. از طرف دیگر با بررسی نمودارهای توان و همچنین ورودی‌های کنترلی سیستم توربین باد می‌توان دریافت با انتخاب سائز مناسب ذخیره‌کننده علی‌رغم بهبود کمیت توان خروجی و کاهش تلاش کنترلی مورد نیاز، کیفیت توان خروجی نیز بهبود چشمگیر می‌یابد که این امر می‌تواند منجر به حذف مبدل‌های الکترونیکی و در نتیجه کاهش هزینه‌های ساخت و نگهداری توربین‌های بادی شود. همچنین به‌منظور بررسی‌های بیشتر در این زمینه می‌توان از کنترل‌کننده‌های مدرن‌تر نیز استفاده نمود که در آن صورت می‌توان بازده کلی توربین باد را افزایش داد.

### فهرست علائم

#### علائم انگلیسی

$R$  شعاع پره (m)

$A$  مساحت جاروب‌شده پره ( $\text{m}^2$ )

$P_N$  توان نامی (MW)

Nonlinear Predictive Control for Maximizing Power Generation of a Tidal Turbine with Hydrostatic Transmission, IEEE Transactions on Energy Conversion, (2019).

- [10] J.C. Ossyra, Reliable Lightweight Transmission for Off-Shore, Utility Scale Wind Turbines, Award Number: DE-EE0005190, 2012.
- [11] R. Cardenas, R. Pena, G. Asher, J. Clare Power smoothing in wind generation systems using a sensorless vector controlled induction Machine driving a flywheel, IEEE Transactions on Energy Conversion, 19(1) (2004) 206-216.
- [12] C. Abbey, G. Joos, Supercapacitor Energy Storage for Wind Energy Applications, IEEE Transactions on Industry Applications 43(3) (2007) 769-776.
- [13] Fuzhu Li, Zhenzhi He, Wen Chen, Yuqin Guo, Study on short-term energy storage characteristics of accumulators of hydrostatic wind turbine system, Journal of Chemical and Pharmaceutical Research 6(7) (2014) 2500-2507.
- [14] Harald Aschemann, Julia Kersten, Active Damping and Drive Train Control for a Wind Turbine with a Hydrostatic Transmission and a PMSG, IFAC PapersOnLine 50(1) (2017) 9920-9925.
- [15] Barry Dolan, Harald Aschemann, Control of a wind turbine with a hydrostatic transmission - An extended linearisation approach, in: 17th International Conference on Methods & Models in Automation & Robotics (MMAR), 2012, 445-450.
- [16] Julia Kersten, Harald Aschemann, LMI approaches for a robust control of a wind turbine with a hydrostatic transmission, in: 2016 European Control Conference (ECC), 2016.
- [17] M. Saadat, F.A Shirazi, P.Y. Li, Modeling and control of an open accumulator compressed air energy storage (CAES) system for wind turbines, Applied Energy 137 (2015) 603-616.
- [18] Y. Fan, A. Mu, T. Ma, Study on the application of energy storage system in offshore wind turbine with hydraulic transmission, Energy Conversion Management, (2016) 338-346.
- [19] Y. Fan, A. Mu, T. Ma, Modeling and control of a hybrid wind-tidal turbine with hydraulic

## بالانویس

اختلاف بین حالت پایا و پاسخ سیستم  
حالت پایای سیستم

## مراجع

- [1] M. Cheng, Y. Zhu, The state of the art of wind energy conversion systems and technologies: A review, Energy Conversion and Management, 88 (2014) 332-347.
- [2] U.S. Department of Energy, Energy Efficiency and Renewable Energy, 2008, "20% Wind Energy by 2030: Increasing Wind Energy's Contribution to the U.S. Electricity Supply," U.S. Department of Energy, Paper No. DOE/GO-102008-2567.
- [3] Official website of Iranian Renewable Energy and Energy Efficiency Organization, "http://www.satba.gov.ir/fa/wind/perspective"
- [4] J. Ribrant, Bertling, L, Survey of failures in wind power systems with focus on Swedish wind power plants during 1997-2005, In Proceedings of the 2007 IEEE Power Engineering Society General Meeting, (2007) 24-28.
- [5] A. M. Ragheb, A. Rageb, Wind turbine gearbox technologies, in: In 1st International Nuclear & Renewable Energy Conference (INREC), 2010.
- [6] H. Schulte, Control-oriented description of large scale wind turbines with hydrostatic transmission using Takagi-Sugeno models, 2014 IEEE Conference on Control Applications (CCA), Antibes, France, 2014.
- [7] N.F.B. Diepeveen, Jarquin Laguna, A. Dynamic modeling of fluid power transmissions for wind turbines, in: In Proceedings of the EWEA Offshore 2011 Conference, Amsterdam, The Netherlands, 2011.
- [8] Feng Wang, Jincheng Chen, Bing Xu, Kim A. Stelson, Improving the reliability and energy production of large wind turbine with a digital hydrostatic drivetrain, Applied Energy 251 (2019).
- [9] Xiuxing Yin, Xiaowei Zhao, ADV Preview Based

- unit-based variable speed pump-controlled-motor drive system, Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, (2018).
- [23] K. Åström, T. Hagglund, PID Controller: Theory, Design and Tuning, 2nd edition ed., Library of Congress Catalog in-Publication Data, 1994.
- [24] J. Jonkman, S. Butterfield, W. Musial, G. Scott, Definition of a 5-MW Reference Wind Turbine for Offshore System Development, 2009.
- [25] J. Jonkman, W. Musial, G. Scott, TurbSim User's Guide: Version 1.50, 2009.
- accumulator, Energy, (2016) 188-199.
- [20] Z. Liu, G. Yang, L. Wei, D. Yue, Variable speed and constant frequency control of hydraulic wind turbine with energy storage system, Advances in Mechanical Engineering 9(2017) 1-10.
- [21] Mohammad J Yarmohammadi, Arash Sadeghzadeh, Mostafa Taghizadeh, Gain-scheduled control of wind turbine exploiting inexact wind speed measurement for full operating range, Renewable Energy 149 (2020) 890-901.
- [22] Ming Xu, Xin Yu, Xiao-meng Wu, Guo-jin Chen, State-space modeling and analysis of power assist

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

M. J. Yarmohammadia, M. Taghizadeha, A. Sadeghzadehb, *Assessing short-term storage effects on hydrostatic wind turbine in presence of turbulent wind*, *Amirkabir J. Mech. Eng.*, 53(6)(2021) 3431-3444.

DOI: [10.22060/mej.2020.18282.6791](https://doi.org/10.22060/mej.2020.18282.6791)

