

مدلسازی سینماتیکی گیربکس تثبیت سرعت الکترومکانیکی: مطالعه موردی توربین‌های بادی

سید نادر نبوی* استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه بجنورد، بجنورد، ایران، s.nader.nabavi@ub.ac.ir

حسن محمدی پیروز استادیار، گروه مهندسی برق، دانشگاه بجنورد، بجنورد، ایران، pirouz@ub.ac.ir

ساناز جعفری استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه بجنورد، بجنورد، ایران، s.jafari@ub.ac.ir

چکیده

تثبیت سرعت ژنراتور در نیروگاه‌های بادی متصل به شبکه، امکان تولید توان الکتریکی با فرکانس ثابت را بدون نیاز به مبدل‌های الکترونیک قدرت فراهم می‌کند. به منظور تثبیت پایدار سرعت روتور در ژنراتور توربین‌های بادی، یک گیربکس پیوسته خود تنظیم شونده، شامل مجموعه چرخ‌دنده سیاره‌ای، سیستم دیفرانسیل و یک سرو موتور توان پایین در این مطالعه ارائه شده است. از دو روش تحلیل تئوری و شبیه‌سازی نرم‌افزاری برای راستی‌آزمایی سینماتیک این گیربکس استفاده شده است. در تحلیل تئوری، روابطی برای تثبیت سرعت محور خروجی گیربکس متصل به روتور ژنراتور، مستقل از سرعت باد ورودی پیشنهاد شده است. در شبیه‌سازی به کمک نرم‌افزار آدامز، عملکرد گیربکس در شرایط مختلف تغییر سرعت ورودی، مدلسازی و نتایج بررسی شده است. راستی‌آزمایی پارامترهای بدست آمده از روش‌های پیشنهادی، اثربخشی مکانیزم پیشنهادی را نشان می‌دهد. یافته‌های این پژوهش، علاوه بر سادگی سیستم و کاهش هزینه‌های جانبی، امکان توسعه سازوکارهای مشابه را در طراحی‌های صنعتی فراهم می‌سازد. در پایان، برای صحت‌سنجی عملکرد، نتایج آزمایشگاهی حاصل از آزمون‌های سینماتیکی بر روی یک نمونه ساخته شده ارائه شده است.

واژه‌های کلیدی: توربین باد، مکانیزم تنظیم سرعت، چرخ‌دنده خورشیدی، مبدل الکترونیکی، دیفرانسیل، سینماتیک.

Kinematic Modeling of Electromechanical Speed Stabilization Gearbox: A Case Study of Wind Turbines

S. N. Nabavi

Department of Mechanical Engineering, University of Bojnord, Bojnord, Iran

H. Mohammadi Pirouz

Department of Electrical Engineering, University of Bojnord, Bojnord, Iran

S. Jafari

Department of Mechanical Engineering, University of Bojnord, Bojnord, Iran

Abstract

Stabilizing the generator speed in grid-connected wind power plants enables the production of electrical power at a constant frequency without the need for power electronic converters. To achieve stable stabilization of the rotor speed in wind turbine generators, this study proposes a continuously self-adjusting gearbox, which includes a planetary gear set, a differential system, and a low-power servo motor. Two approaches, analytical modeling and software simulation, are used to verify the kinematics of this gearbox. In the theoretical analysis, equations are derived to stabilize the output shaft speed of the gearbox connected to the generator rotor, regardless of the incoming wind speed. In the simulation, performed using ADAMS software, the gearbox performance under varying input speed conditions is modeled and analyzed. Validation of the parameters obtained from the proposed methods demonstrates the effectiveness of the suggested mechanism. The findings of this study, in addition to system simplicity and reduced auxiliary costs, enable the development of similar mechanisms for industrial design applications. Finally, to validate performance, experimental results from kinematic testing on a fabricated prototype are presented.

Keywords: Wind turbine, Speed adjustment mechanism, Planetary gear, Electronic converter, Differential, Kinematics.

۱- مقدمه

توربین از طریق یک گیربکس افزایش سرعت، به روتور ژنراتور منتقل شده تا به انرژی الکتریکی تبدیل شود [۶]. به دلیل ماهیت متغیر باد، و به منظور حداکثر رساندن ضریب ظرفیت نیروگاه، سرعت چرخش روتور توربین بادی تغییرات قابل توجهی در محدوده مجاز تعریف شده دارد [۷]. این انعطاف‌پذیری سبب می‌شود کمترین تنش مکانیکی به اجزای مختلف توربین اعمال شود [۸].

با توجه به راندمان بالا و عملکرد مناسب ژنراتورهای سنکرون، امروزه بیشترین برق تولیدی در جهان توسط این نوع از ژنراتورها تولید می‌شود [۹]. اما در صورت بکارگیری ژنراتور سنکرون در یک نیروگاه بادی، استفاده از مبدل الکترونیکی برای تنظیم فرکانس خروجی آن ضروری می‌باشد، زیرا فرکانس برق تولیدی توسط این ژنراتور تابع

نگرانی در مورد تهدیدات زیست محیطی جهانی و بحران انرژی، سبب بکارگیری روزافزون فناوری‌های مبتنی بر انرژی‌های تجدیدپذیر شده است [۱]. توربین‌های بادی متصل به شبکه، به عنوان یکی از مهم‌ترین سیستم‌های تجدیدپذیر برای تبدیل انرژی باد به انرژی الکتریکی در نظر گرفته می‌شوند که امکان اتصال مستقیم به شبکه سراسری برق را دارا هستند [۲ و ۳].

توربین‌های بادی انرژی جنبشی باد را از طریق پره‌های روتور، که به دلیل جریان باد می‌چرخند، به انرژی مکانیکی تبدیل می‌کنند [۴ و ۵]. در اغلب توربین‌های مرسوم، انرژی مکانیکی تولید شده در روتور

* نویسندگان مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: s.nader.nabavi@ub.ac.ir

تاریخ دریافت: ۱۳/۱۲/۱۴۰۳

تاریخ پذیرش: ۳۰/۰۴/۱۴۰۴

سرعت روتور آن بوده و همزمان سازی فرکانسی با شبکه بدون استفاده از مبدل‌های الکترونیکی پیچیده و گران قیمت، یک چالش است [۱۰]. از طرف دیگر، این مبدل‌ها نه تنها جریان هارمونیک تولید می‌کنند و کیفیت توان را کاهش می‌دهند [۱۱]، بلکه برای پایداری و امنیت سیستم قدرت، خصوصاً در زمان افت ولتاژهای کوتاه و یا خطاهای گذرای شبکه، نیازمند سیستم کنترلی با پاسخ سریع و در لحظه بوده، تا قابلیت اطمینان مورد انتظار را تامین کنند [۱۲].

در [۱۳ و ۱۴] به منظور حذف مبدل‌های واسط و تثبیت سرعت روتور ژنراتور سنکرون، استفاده از گیربکس‌های با نسبت تبدیل متغیر و پیوسته (CVT^۱) که امکان تنظیم بی‌وقفه نسبت سرعت را فراهم می‌کند، پیشنهاد شده است. علاوه بر سیستم‌های CVT مکانیکی، انواع متنوعی از سیستم‌های CVT هیدرولیکی و هیدرومکانیکی نیز برای توربین‌های توان بالا پیشنهاد شده است [۱۵]. همچنین تحقیقات مختلفی برای یافتن حالت‌های عملیاتی و استراتژی کنترلی مناسب این گیربکس‌ها، برای استخراج حداکثر توان از توربین و افزایش بازده انرژی سالانه آن در حال انجام است [۱۶ و ۱۷]. در [۱۸ و ۱۹] روش‌های کنترلی تنظیم سرعت ژنراتور برای بهینه‌سازی توان خروجی و بهبود قابلیت عبور از افت ولتاژهای شبکه برق بررسی شده است. اگرچه استراتژی‌های کنترلی مطرح شده برای دستیابی به تنظیم سرعت دقیق ژنراتور تحت شرایط مختلف شبکه و نوسانات ناگهانی در بار آن ارائه شده است، اما ماهیت غیر قابل پیش‌بینی رفتار شبکه برق و عدم امکان دنبال کردن فرکانس شبکه به صورت در لحظه^۲، وجود نوسانات توان بین نیروگاه و شبکه را اجتناب ناپذیر می‌کند [۲۲-۲۰].

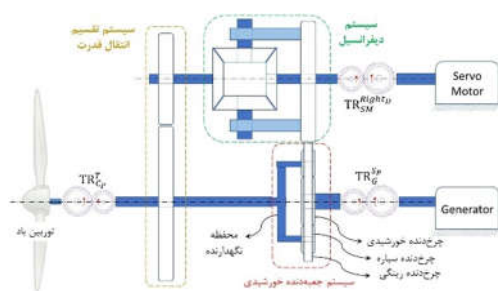
در این مقاله، یک ساختار نوآورانه تحت عنوان گیربکس تثبیت سرعت الکترومکانیکی، به عنوان راه حلی جایگزین، برای تنظیم سرعت آنی روتور ژنراتور سنکرون متناسب با فرکانس شبکه در هر لحظه، معرفی می‌گردد. در ساختمان این گیربکس علاوه بر اجزای مکانیکی، که شامل یک دیفرانسیل، یک مجموعه چرخ‌دنده سیاره‌ای و چرخ-دنده‌های واسط بین محورهای داخلی است، از یک سرو موتور، که از پایین کمکی نیز استفاده شده است. توان مصرفی این موتور، که از طریق شبکه برق تامین می‌شود و می‌تواند کمتر از ۱۰٪ توان نامی ژنراتور تعیین شود. این توان می‌تواند مجدداً از طریق روتور به صورت مکانیکی وارد گیربکس شده و پس از گذر از مرحله تبدیل در ژنراتور، به شبکه برق باز می‌گردد. از آنجا که این موتور نیز از نوع سنکرون است، سرعت محور خروجی آن به صورت خودکار، در هر لحظه متناسب با فرکانس شبکه تنظیم می‌گردد. بنابراین، می‌توان از سرعت موتور کمکی به عنوان مرجع تنظیم سرعت روتور ژنراتور نیروگاه، در گیربکس واسط بین توربین و ژنراتور سنکرون استفاده نمود. قسمت مکانیکی گیربکس پیشنهادی نیز دارای ۳ محور بوده، که یکی از آنها به روتور توربین (محور ورودی)، دیگری به روتور ژنراتور (محور خروجی)، و سومی به روتور سرو موتور (محور کنترلی) متصل می‌شود. در طرح پیشنهادی ساختار قسمت مکانیکی گیربکس به گونه‌ای طراحی می‌شود که سرعت چرخش محور خروجی همواره و فقط تابع سرعت چرخش محور کنترلی باشد. در واقع این قسمت همچون اهرم

تقویت کننده، توان چرخشی وارد شده از محورهای ورودی و کنترلی را با سرعتی متناسب با سرعت چرخش محور کنترلی در محور خروجی خود به ژنراتور تحویل می‌دهد. از اینرو عملکرد مکانیزم قسمت مکانیکی گیربکس پیشنهادی را می‌توان مشابه با عملکرد ترانزیستور تقویت کننده توان در مدارهای الکتریکی در نظر گرفت. همچنین از آنجا که تنظیم سرعت ژنراتور توسط سیستم الکترومکانیکی پیشنهادی، به صورت آنی و خودکار انجام می‌شود، می‌توان از هزینه‌ها، پیچیدگی‌ها و مسائل مربوط به پایداری سیستم‌های کنترلی بکار رفته در سیستم‌های CVT رهایی یافت.

در ادامه و در بخش ۲، مکانیزم پیشنهادی معرفی می‌گردد. اصول تئوری و معادلات ریاضی حاکم بر قسمت مکانیکی گیربکس در بخش ۳ ارائه می‌شود. استقلال سرعت محور خروجی از سرعت محور ورودی و ارتباط آن با سرعت محور کنترلی با استفاده از معادلات حاکم بر مکانیزم بررسی و اثبات می‌شود. در بخش ۴، عملکرد قسمت مکانیکی گیربکس پیشنهادی، از طریق نتایج بدست آمده توسط تحلیل سینماتیکی و شبیه‌سازی‌های انجام شده توسط نرم‌افزار ADAMS، بررسی شده و صحت معادلات و پارامترهای محاسبه مورد ارزیابی قرار گرفته است. در بخش ۵ جمع‌بندی پایانی ارائه می‌شود.

۲- معرفی مکانیزم تنظیم سرعت الکترومکانیکی

شکل ۱ مکانیزم پیشنهادی تثبیت سرعت الکترومکانیکی، برای کنترل سرعت روتور ژنراتورهای سنکرون متصل به توربین‌های بادی سرعت متغیر را نشان می‌دهد. این مکانیزم از سه قسمت مهم تحت عنوان‌های سیستم تقسیم انتقال قدرت، سیستم دیفرانسیل و سیستم جعبه‌دنده خورشیدی تشکیل شده است. سرعت و توان ورودی از طرف توربین باد توسط سیستم انتقال قدرت به دو بخش تقسیم می‌شود. یک بخش آن به عنوان ورودی اول به چرخ‌دنده سمت چپ دیفرانسیل وارد می‌شود و بخش دیگر آن نیز به عنوان ورودی اول به محور محفظه نگهدارنده سیاره‌ها (محور سیاره‌بر) وارد می‌شود. ورودی دوم سیستم دیفرانسیل از سمت موتور سرو به چرخ‌دنده سمت راست و ورودی دوم سیستم چرخ‌دنده خورشیدی از سمت چرخ‌دنده رینگ دیفرانسیل به چرخ‌دنده رینگ خورشیدی می‌باشد.



شکل ۱- مکانیزم پیشنهادی تثبیت سرعت الکترومکانیکی

مطابق با شکل ۱، نسبت انتقال قدرت بین توربین باد و محور سیاره‌بر سیستم جعبه دنده خورشیدی با TR_{Cp}^T ، نسبت انتقال قدرت بین چرخ‌دنده راست سیستم دیفرانسیل و موتور سرو با TR_{SM}^{Right} و نسبت انتقال قدرت بین خروجی چرخ‌دنده خورشیدی و ژنراتور با

^۱ Continuously Variable Transmission

^۲ Real time

TR_G^{SP} نشان داده شده است.

۳- تحلیل سینماتیکی مکانیزم پیشنهادی

مطابق با شکل ۱، سیستم دیفرانسیل می‌تواند سرعت ورودی‌ها را با هم جمع کند و سپس میانگین این سرعت‌ها را به خروجی منتقل کند. معادله سرعت در اجزای سیستم دیفرانسیل مطابق با [۲۳] می‌تواند به صورت زیر محاسبه شود:

$$\omega_{RD} = \frac{\omega_{LeftD} + \omega_{RightD}}{2} \quad (1)$$

که در آن ω_{RD} ، ω_{LeftD} و ω_{RightD} به ترتیب سرعت زاویه‌ای چرخ‌دنده‌های رینگی، چپ و راست سیستم دیفرانسیل می‌باشند. سیستم چرخ‌دنده خورشیدی در شکل ۱ نیز از اجزای چرخ‌دنده رینگی^۱، چرخ‌دنده سیاره^۲، محفظه نگهدارنده^۳ سیاره‌ها و چرخ‌دنده خورشیدی^۴ تشکیل شده است. معادله اصلی که باید در تحلیل رفتار سینماتیکی یک مجموعه چرخ‌دنده خورشیدی در نظر گرفته شود بیانگر ارتباط بین سرعت‌های سه جزء اصلی آن است. این معادله مطابق با رابطه ویلیس^۵ [۲۴] به صورت زیر است:

$$\omega_{Sp} + K\omega_{Rp} - (1 + K)\omega_{Cp} = 0 \quad (2)$$

که در آن ω_{Sp} ، ω_{Rp} و ω_{Cp} به ترتیب سرعت‌زاویه‌ای چرخ‌دنده‌های خورشیدی، رینگی و محفظه نگهدارنده و ثابت K به عنوان یک پارامتر برای چرخ‌دنده‌های خورشیدی به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$K = -\frac{N_R}{N_S} \quad (3)$$

که در آن N_S و N_R به ترتیب تعداد دندانه‌های چرخ‌دنده رینگی و خورشیدی می‌باشد.

سیستم چرخ‌دنده خورشیدی نشان داده شده در شکل ۱، یک سیستم دو درجه آزادی با دو ورودی و یک خروجی می‌باشد. خروجی آن توسط یک نسبت انتقال قدرت به ژنراتور متصل است. در مجموعه های دو درجه آزادی همانند مکانیزم پیشنهادی، با استفاده از اصل جمع آثار می‌توان سرعت زاویه‌ای محور خروجی مجموعه چرخ‌دنده خورشیدی و به دنبال آن محور متصل به ژنراتور را بر حسب دو ورودی اصلی یعنی توربین بادی (ورودی اول) و موتور سروو (ورودی دوم) بدست آورد. بر اساس این اصل، ω_{out} به عنوان سرعت زاویه‌ای ژنراتور تابعی از ورودی اول سرعت به مجموعه توسط توربین بادی (ω_I) و ورودی دوم سرعت توسط موتور سروو (ω_{II}) به صورت رابطه زیر تعریف می‌شود:

$$\omega_{out} = \omega_I \left(\frac{\omega_{out}}{\omega_I} \right)_{\omega_{II} \text{ fixed}} + \omega_{II} \left(\frac{\omega_{out}}{\omega_{II}} \right)_{\omega_I \text{ fixed}} \quad (4)$$

برای تحلیل سینماتیکی مکانیزم پیشنهادی، ω_{out} محور خروجی مجموعه خورشیدی در نظر گرفته شده است و معادله ۴ بر اساس پارامترهای مسئله به فرم زیر بازنویسی شد.

$$\omega_{Sp} = \omega_T \left(\frac{\omega_{Sp}}{\omega_T} \right)_{\omega_{SM} \text{ fixed}} + \omega_{SM} \left(\frac{\omega_{Sp}}{\omega_{SM}} \right)_{\omega_T \text{ fixed}} \quad (5)$$

که در آن ω_T سرعت زاویه‌ای توربین و ω_{SM} سرعت زاویه‌ای موتور سروو است. لازم به ذکر است بعد از بدست آوردن سرعت زاویه‌ای نهایی محور خروجی مجموعه خورشیدی (معادله ۵)، با در نظر گرفتن نسبت تبدیل TR_{Sp}^G ، می‌توان سرعت نهایی ژنراتور را به دست آورد (معادله ۶).

$$\omega_G = \omega_{Sp} TR_{Sp}^G \quad (6)$$

که در آن ω_G سرعت زاویه ای ژنراتور است.

برای بدست آوردن نسبت‌های $\omega_T \left(\frac{\omega_{Sp}}{\omega_T} \right)_{\omega_{SM} \text{ fixed}}$ و $\omega_{SM} \left(\frac{\omega_{Sp}}{\omega_{SM}} \right)_{\omega_T \text{ fixed}}$ باید مرحله به مرحله مسیر انتقال سرعت در هر ورودی را دنبال کرد. از این به بعد مسیر مرتبط با ورودی اول را مسیر A و مسیر ورودی دوم را B خواهیم نامید. مطابق شکل ۱، در مسیر A سرعت از طریق توربین بادی وارد مکانیزم پیشنهادی شده و به واسطه سیستم انتقال قدرت بین محوره‌های بالا و پایین با نسبتی خاص تقسیم می‌شود. سرعت در محور بالایی از طریق چرخ‌دنده چپ (ω_{LeftD}) وارد دیفرانسیل می‌شود و در محور پایینی از طریق محفظه نگهدارنده سیاره‌ها (ω_{Cp}) وارد مجموعه خورشیدی خواهد شد. در مسیر B، سرعت از طریق چرخ‌دنده راست (ω_{RightD}) وارد دیفرانسیل خواهد شد. سرعت‌های مسیر A و B در دیفرانسیل با هم ترکیب شده و نهایتاً به عنوان سرعت زاویه‌ای چرخ‌دنده رینگ دیفرانسیل (ω_{Rp}) و تماس آن با چرخ‌دنده رینگی (ω_{Rp}) وارد مجموعه خورشیدی شده و از آنجا به ژنراتور می‌رسد. بر همین اساس می‌توان ورودی‌های مجموعه خورشیدی را که نهایتاً با یک نسبت انتقال به ژنراتور می‌رسد، به صورت زیر جمع‌بندی نمود:

ورودی اول مجموعه خورشیدی از طریق مسیر A: ω_{Cp}

ورودی دوم مجموعه خورشیدی از طریق مسیر B: ω_{Rp}

خروجی مجموعه خورشیدی: ω_{Sp}

روابط سینماتیکی برای مسیر A با فرض اولیه $\omega_{Rp} = 0$ و $\omega_{Cp} \neq 0$ تحلیل می‌شوند. بر همین اساس می‌توان معادله ۲ را به فرم زیر اصلاح کرد:

$$\omega_{Sp} = (1 + K)\omega_{Cp} \quad (7)$$

روابط سینماتیکی برای مسیر B نیز با فرض اولیه $\omega_{Rp} \neq 0$ و $\omega_{Cp} = 0$ ارائه می‌شوند. در نتیجه می‌توان معادله ۲ را به فرم زیر اصلاح کرد:

$$\omega_{Sp} = -K\omega_{Rp} \quad (8)$$

از آنجاییکه چرخ‌دنده‌های رینگی دیفرانسیل و مجموعه خورشیدی دارای تماس خارج هستند خواهیم داشت:

$$\omega_{Rp} r_p = \omega_{RD} r_D \quad (9)$$

در این رابطه r_p و r_D به ترتیب شعاع دو چرخ‌دنده رینگی مجموعه سیاره‌ای و دیفرانسیل هستند. با طی مسیر انتقال سرعت در دو حالت A و B به کمک روش جمع آثار و برای رسیدن به قابلیت طرح پیشنهادی برخی الزامات پایه‌ای سینماتیکی باید در مدل طراحی شده ایجاد گردد. با تعریف یک تابع هدف مناسب و انجام بهینه‌سازی می‌توان پارامترهای نسبت انتقال قدرت بین اجزای اصلی مکانیزم پیشنهادی را طوری بدست آورد که خروجی چرخ‌دنده خورشیدی

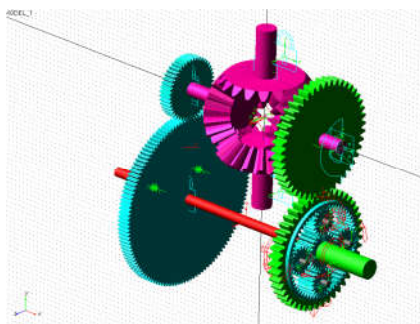
¹ Ring

² Planet

³ Carrier

⁴ Sun

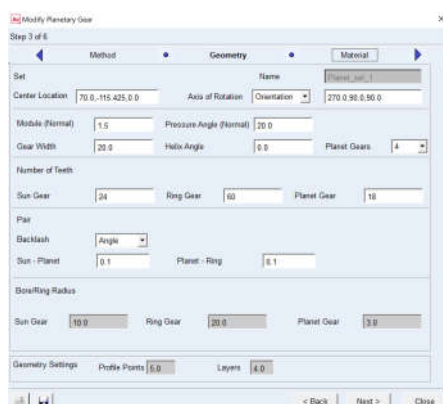
⁵ Willis Formula



شکل ۲- مدل شبیه‌سازی شده سیستم تنظیم سرعت الکترومکانیکی
در نرم‌افزار ADAMS

در این شبیه‌سازی تعداد دندانه‌های ساده سیستم تقسیم انتقال قدرت به ترتیب برابر ۱۲۶ و ۴۵ دندانه و مدول آن‌ها برابر ۱/۳۵ میلیمتر می‌باشد. تعداد دندانه‌های جعبه دنده خورشیدی نیز برای چرخ‌دنده رینگی، چرخ‌دنده سیاره‌ای و چرخ‌دنده خورشیدی به ترتیب ۶۰، ۱۸ و ۲۴ می‌باشد. لازم به ذکر است در این سیستم از ۴ چرخ‌دنده سیاره‌ای استفاده شده است.

شکل ۳ مشخصات سینماتیکی وارد شده برای سیستم چرخ‌دنده خورشیدی را در نرم‌افزار ADAMS نشان می‌دهد. مدول استفاده شده در این سیستم سیاره‌ای برابر ۱/۵ میلیمتر است.



شکل ۳- مشخصات سینماتیکی اجزای سیستم چرخ‌دنده سیاره‌ای در
نرم‌افزار ADAMS

شکل ۴ نتایج مدلسازی از مکانیزم پیشنهادی برای سرعت زاویه‌ای ثابت ورودی دوم (موتور سروو) و برابر ۷۲ درجه بر ثانیه و انواع سرعت‌های ورودی اول (توربین باد) برابر ۶- درجه بر ثانیه، ۲۰- درجه بر ثانیه و ۶۰- درجه بر ثانیه را نشان می‌دهد. همانطور که در شکل ۴ نشان داده شده است، خروجی سرعت زاویه‌ای محور ژنراتور به هیچ عنوان به تغییرات سرعت ورودی اول (توربین باد) واکنشی نشان نداده است. در واقع سرعت محور خروجی ژنراتور مستقیماً تابعی از سرعت ورودی دوم (موتور سروو) است. لازم به ذکر است در نمودار شکل ۴ نیز نتایج حاصل از حل تحلیلی نیز آورده شده است که صحت مدلسازی انجام شده در نرم‌افزار را تایید می‌کند.

سرعتی ثابت و تنها وابسته به تغییرات موتور سروو باشد. به عبارت دیگر نوسانات موجود در حرکت توربین باد از معادلات سرعت خروجی چرخ‌دنده خورشیدی حذف گردد. بدین ترتیب رابطه بین سرعت زاویه‌ای محور ژنراتور و سرعت زاویه‌ای محور دوم یا همان موتور سروو به صورت زیر مدلسازی خواهد شد:

$$\omega_G = -\frac{1}{2(\text{TR}_{Rp}^{RD})} K(\text{TR}_{SM}^{\text{RightD}})(\text{TR}_{Sp}^G) \omega_{SM} \quad (10)$$

که در آن TR_{RD}^{Rp} نسبت سرعت زاویه‌ای بین چرخ‌دنده رینگی دیفرانسیل و چرخ‌دنده رینگی مجموعه سیاره‌ای می‌باشد. با جایگزین نمودن پارامترها در معادله ۱۰ خواهیم داشت:

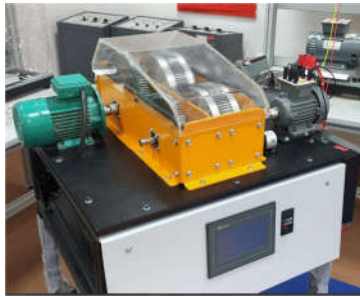
$$\omega_G = \frac{1}{2\left(\frac{\omega_{RD}}{\omega_{Rp}}\right)} \left(\frac{N_R}{N_S}\left(\frac{\omega_{\text{RightD}}}{\omega_{SM}}\right)\right) \left(\frac{\omega_G}{\omega_{Sp}}\right) \omega_{SM} \quad (11)$$

از آنجایی که سرعت ژنراتور توسط موتور سروو کنترل خواهد شد، استفاده از مبدل‌های الکترونیک قدرت با توان بالای متصل به شبکه، برای تغییر و یا تنظیم فرکانس ژنراتور توربین‌های بادی منتفی خواهد شد. در این حالت توربین بادی با چنین مکانیزم پیشنهادی می‌تواند در حالت سرعت متغیر و بدون نیاز به حسگرهای بلادرنگ کار کند و سرعتی ثابت در ژنراتور که منجر به تولید برق با فرکانس ثابت در شبکه می‌باشد را تولید کند.

۴- شبیه‌سازی و نتایج

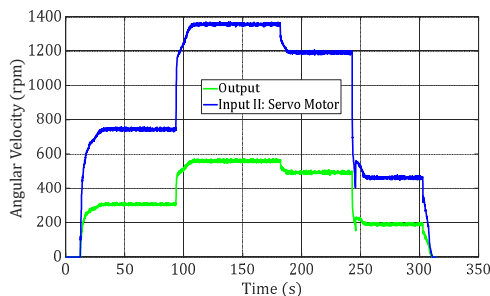
برای شبیه‌سازی مکانیزم پیشنهادی و صحت‌سنجی طراحی مفهومی گفته شده، از نرم‌افزار تحلیل سینماتیکی و دینامیکی ADAMS استفاده شده است. بخش ADAMS/Machinery برای طراحی، مدلسازی و تحلیل انواع سیستم‌های انتقال قدرت مورد استفاده قرار می‌گیرد. در مدلسازی مکانیزم مورد نظر برای طراحی چرخ‌دنده‌ها از مدل 3D Contact استفاده شده است. مدلی که در آن درگیری چرخ‌دنده‌ها به صورت سه‌بعدی است و لقی در آن در نظر گرفته می‌شود. این روش، از تماس مبتنی بر هندسه استفاده می‌کند و بر اساس فاصله واقعی مراکز چرخ‌دنده‌ها و همچنین ضخامت دندانه‌ها، لقی واقعی را محاسبه می‌کند. مطابق با شکل ۲ چرخ‌دنده‌های بالایی و پایینی سیستم دیفرانسیل توسط غلاف‌هایی به چرخ‌دنده رینگی سیستم دیفرانسیل متصل می‌شود و سبب می‌شود چرخ‌دنده رینگی سیستم سیاره‌ای را به حرکت درآورد.

برای مدلسازی سیستم پیشنهادی باید پارامترهای سیستم طوری در نظر گرفته شود که تا سرعت زاویه‌ای محور ژنراتور فقط تابعی از ورودی دوم و یا همان موتور سروو باشد. شکل ۲ مدل شبیه‌سازی شده در نرم‌افزار ADAMS را نشان می‌دهد.



شکل ۶- مدل ساخته شده مکانیزم تثبیت سرعت

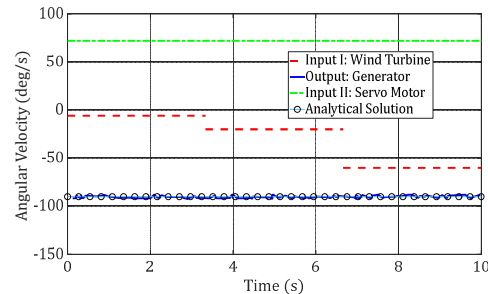
در آزمون‌های صورت گرفته، محور ورودی اول متصل به موتور الکتریکی با سرعت متغیر، شرایط مختلفی از نوسانات سرعت باد را شبیه‌سازی نمود. داده‌های ثبت شده از محور خروجی نشان داد که با وجود تغییرات در سرعت ورودی، خروجی گیربکس دارای پایداری قابل توجهی در سرعت چرخش بوده و متناسب با سرعت ورودی دوم یا همان سروو موتور تغییر می‌کند که این رفتار با پیش‌بینی‌های تئوری مطابقت دارد. شکل ۷ نتایج حاصل از آزمون تجربی را نشان می‌دهد. در این شکل نمودار تغییرات سرعت محور خروجی در برابر تغییرات سرعت ورودی را در دو حالت نشان می‌دهد که پایداری نسبی سرعت خروجی و اثربخشی مکانیزم تثبیت سرعت را به صورت تجربی تأیید می‌کند و مشاهده می‌شود با تغییر سرعت ورودی دوم (موتور سروو) خروجی نیز متناسب با آن تغییر می‌کند ولی کاملاً مستقل از حرکت متغیر ورودی اول می‌باشد.



شکل ۷- تغییرات سرعت ورودی دوم و خروجی بر حسب زمان در نمونه ساخته شده

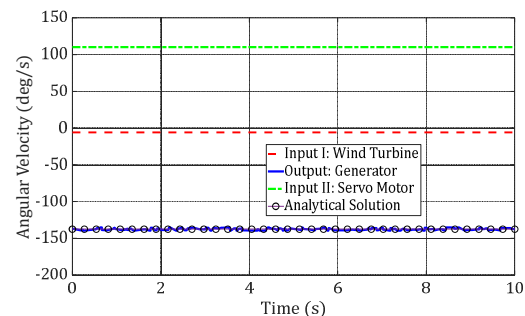
۶- نتیجه‌گیری

در این مقاله یک سیستم تنظیم سرعت الکترومکانیکی معرفی شد که برای تبدیل سرعت متغیر روتورهای توربین باد به سرعت خروجی ثابت طراحی شده است. تجزیه و تحلیل سینماتیک در این پژوهش، کارایی سیستم پیشنهادی را تأیید کرده است که از اجزای مکانیکی مانند سیستم دیفرانسیل و مجموعه چرخ‌دنده خورشیدی برای اطمینان از تحویل انرژی ثابت به شبکه استفاده می‌کند. شبیه‌سازی‌های انجام شده با استفاده از نرم‌افزار ADAMS به طور موثر توانایی سیستم را برای حفظ ثابت سرعت خروجی، حتی در مواجهه با شرایط نوسان باد، نشان داد. نتایج این پژوهش بهبود قابلیت اطمینان عملیاتی توربین‌های بادی متصل به شبکه را نشان می‌دهد و جایگزینی مقرون به صرفه برای روش‌های تنظیم سرعت الکترونیکی ارائه می‌دهد.



شکل ۴- محاسبه خروجی سرعت زاویه‌ای محور ژنراتور در برابر ورودی‌های اول (توربین باد) و دوم (موتور سروو)

شکل ۵ شبیه‌سازی دیگری از مکانیزم پیشنهادی را نشان می‌دهد. در این شبیه‌سازی سرعت زاویه‌ای ورودی دوم (موتور سروو) نسبت به حالت قبل تغییر کرده است و برابر ۱۱۰ درجه بر ثانیه در نظر گرفته شده است. در صورتی که سرعت ورودی اول (توربین باد) ثابت و برابر ۶- درجه بر ثانیه می‌باشد. مشاهده می‌گردد سرعت خروجی ژنراتور نسبت به حالت قبل تغییر کرده است. چرا که سرعت خروجی ژنراتور مستقیماً به سرعت زاویه‌ای ورودی دوم (موتور سروو) بستگی دارد و مستقل از سرعت زاویه‌ای ورودی اول (توربین باد) می‌باشد. در این نمودار نیز نتایج حاصل از حل تحلیلی آورده شده است.



شکل ۵- محاسبه خروجی سرعت زاویه‌ای محور ژنراتور در برابر ورودی‌های اول (توربین باد) و دوم (موتور سروو)

۵- اعتبارسنجی تجربی مکانیزم تثبیت سرعت

در این بخش نتایج آزمایشگاهی یک نمونه آزمایشگاهی از گیربکس تثبیت سرعت الکترومکانیکی که طراحی و ساخته شده است مورد بحث و بررسی قرار می‌گیرد. هرچند ابعاد و جزئیات فیزیکی این نمونه با مدل مورد استفاده در شبیه‌سازی پژوهش تفاوت دارد، اما اصول عملکردی، نحوه اتصال اجزا و ساختار سینماتیکی آن مبتنی بر همان معماری مفهومی معرفی شده در این مقاله است. هدف از ساخت این نمونه، بررسی رفتار سینماتیکی مکانیزم پیشنهادی در شرایط واقعی و مقایسه آن با نتایج حاصل از تحلیل تئوری و شبیه‌سازی است. شکل ۶ نمونه فیزیکی ساخته شده از مکانیزم را نشان می‌دهد. اجزای اصلی گیربکس شامل چرخ‌دنده سیاره‌ای و سروو موتور کم‌توان قابل مشاهده است که چیدمان و نحوه مونتاژ آن‌ها مطابق اصول طراحی مفهومی این مقاله انجام شده است.

Design: Select Proceedings of FLAME 2020 2021 Apr 1 (pp. 483-488). Singapore: Springer Singapore.

- [14] Giallanza A, Porretto M, Cannizzaro L, Marannano G. Analysis of the maximization of wind turbine energy yield using a continuously variable transmission system. *Renewable Energy*. 2017 Mar 1;102:481-6.
- [15] Liu K, Chen W, Chen G, Dai D, Ai C, Zhang X, Wang X. Application and analysis of hydraulic wind power generation technology. *Energy Strategy Reviews*. 2023 Jul 1;48:101117.
- [16] Pimentel H. *Modeling, Implementation and Control of a CVT Based PTO for a Small Scale MHK-Turbine in Low Flow Speed Operation*. Doctoral dissertation, Florida Atlantic University, 2024.
- [17] Ziat A, Zaghar H, Taleb AA, Sallaou M. Multi-objective optimization under uncertainty of a continuously variable transmission for a 1.5 MW wind turbine. *SAE International Journal of Materials and Manufacturing*. 2022 Jan 1;15(4):407-20.
- [18] Yin X, Jiang Z. A novel continuously variable-speed offshore wind turbine with magnetorheological transmission for optimal power extraction. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*. 2023 Aug 1;45(3):6869-84.
- [19] Cui Z, Song L, Li S. Maximum power point tracking strategy for a new wind power system and its design details. *IEEE Transactions on Energy Conversion*. 2017 Apr 19;32(3):1063-71.
- [20] Ali SW, Sadiq M, Terriche Y, Naqvi SA, Hoang LQ, Mutarraf MU, Hassan MA, Yang G, Su CL, Guerrero JM. Offshore wind farm-grid integration: A review on infrastructure, challenges, and grid solutions. *Ieee Access*. 2021 Jul 20;9:102811-27.
- [21] Lund T, Wu H, Soltani H, Nielsen JG, Andersen GK, Wang X. Operating wind power plants under weak grid conditions considering voltage stability constraints. *IEEE Transactions on Power Electronics*. 2022 Aug 8;37(12):15482-92.
- [22] Singh DK, Kurien J, Villayamore A. Study and analysis of wind turbine gearbox lubrication failure and its mitigation process. *Materials Today: Proceedings*. 2021 Jan 1;44:3976-83.
- [23] Macmillan RH. Power flow and loss in differential mechanisms. *Journal of Mechanical Engineering Science*. 1961 Mar;3(1):37-41.
- [24] Vullo V. *Gear trains and planetary gears*. Springer International Publishing; 2020 Jan 24.

با به حداقل رساندن وابستگی به مبدل‌های الکترونیکی قدرت، سیستم پیشنهادی نه تنها طراحی توربین‌های بادی را ساده می‌کند، بلکه الزامات نگهداری و تعمیر و هزینه‌های مرتبط را نیز کاهش می‌دهد. در نتیجه، این سیستم نوآورانه به عنوان یک راه‌حل امیدوارکننده برای چالش‌های ادغام انرژی بادی تجدیدپذیر در شبکه‌های برق موجود است. هدف کار آینده اصلاح طراحی و بهینه‌سازی سیستم برای کاربردهای دنیای واقعی است که در نهایت به پیشرفت فناوری‌های انرژی پایدار و انتقال جهانی به سمت آینده انرژی پاک‌تر کمک می‌کند.

۷- مراجع

- [1] Al-Shetwi AQ. Sustainable development of renewable energy integrated power sector: Trends, environmental impacts, and recent challenges. *Science of The Total Environment*. 2022 May 20;822:153645.
- [2] Wu YK, Chang SM, Mandal P. Grid-connected wind power plants: A survey on the integration requirements in modern grid codes. *IEEE Transactions on Industry Applications*. 2019 Aug 8;55(6):5584-93.
- [3] پیرکندی ج، مشهدی م، هاشم‌آبادی م، مدلسازی و تحلیل عددی عملکرد توربین بادی Vestas-V47 در یک مزرعه بادی نمونه مقیاس کوچک. *مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*. ۱۴۰۰، د. ۵۱، ش. ۹۶، ص ۲۴۹-۲۵۳.
- [4] Kasmaiee S, Kasmaiee S, Farshad A. Unsteady CFD simulation of a rotor blade under various wind conditions. *Scientific reports*. 2024 Aug 19;14(1):19176.
- [5] اسدی م، حسن‌زاده ر، ارزیابی تاثیر نسبت سرعت نوک و سرعت آزاد باد بر عملکرد آیرودینامیکی توربین بادی ترکیبی. *مجله مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز*. ۱۴۰۳، د. ۵۴، ش. ۱۰۶، ص ۶۱-۷۰.
- [6] Meng D, Nie P, Yang S, Su X, Liao C. Reliability analysis of wind turbine gearboxes: past, progress and future prospects. *International Journal of Structural Integrity*. 2025 Feb 13;16(1):4-38.
- [7] Yan S, Wang J, Zhang J, Gao Z, Bai Y. Experimental investigation of wind turbine stress and power characteristics under dynamic changes in wind direction. *Energy Sources, Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*. 2024 Dec 31;46(1):1925-43.
- [8] Mourad AH, Almomani A, Sheikh IA, Elsheikh AH. Failure analysis of gas and wind turbine blades: A review. *Engineering Failure Analysis*. 2023 Apr 1;146:107107.
- [9] Bensalah A, Barakat G, Amara Y. Electrical generators for large wind turbine: Trends and challenges. *Energies*. 2022 Sep 13;15(18):6700.
- [10] Sun M, Sun Y, Chen L, Zou Z, Min Y, Liu R, Xu F, Wu Y. Novel temporary frequency support control strategy of wind turbine generator considering coordination with synchronous generator. *IEEE Transactions on Sustainable Energy*. 2022 Jan 13;13(2):1011-20.
- [11] Shao H, Henriques R, Morais H, Tedeschi E. Power quality monitoring in electric grid integrating offshore wind energy: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2024 Mar 1;191:114094.
- [12] Ahmed F, Al Kez D, McLoone S, Best RJ, Cameron C, Foley A. Dynamic grid stability in low carbon power systems with minimum inertia. *Renewable Energy*. 2023 Jul 1;210:486-506.
- [13] Upadhyay P, Pandey S, Saxena R, Dixit Y, Yadav V, Bansal P, Sharma S. Investigating CVT as a transmission system prospect for wind turbine. In *Advances in Engineering*