



شبیه‌سازی و بررسی تأثیر نرخ جریان روغن، علامت شیر تنظیم جریان و استفاده از تنظیم‌کننده بر کارکرد چنگک مرطوب

منصور سعادت^۱، علیرضا شیرنشان^{۲*}

^۱ گروه مهندسی مکانیک، واحد خمین، دانشگاه آزاد اسلامی، خمین، ایران، man_saadati@yahoo.com

^۲ گروه مهندسی مکانیک، واحد نجف آباد، دانشگاه آزاد اسلامی، نجف آباد، ایران، arshirnesan@yahoo.com

^۳ مرکز تحقیقات هوافضا و تبدیل انرژی، واحد نجف آباد، دانشگاه آزاد اسلامی، نجف آباد، ایران

* نویسنده مسئول

اطلاعات مقاله

چکیده

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۲۳ شهریور ۱۳۹۸

پذیرش: ۱۵ بهمن ۱۳۹۸

کلیدواژه‌ها:

چنگک مرطوب

شبیه‌سازی

نرخ جریان روغن

شیر تنظیم جریان

استفاده از چنگک‌های مرطوب سبب انتقال گشتاور به صورت نرم و بدون جهش با بازدهی بهتر می‌شود. در این تحقیق چنگکی مرطوب در نرم‌افزار سیمولینک متلب شبیه‌سازی شد. در ابتدا قسمت مکانیکی چنگک شبیه‌سازی و سپس با اضافه نمودن شیر تنظیم جریان همراه با علامت برقی و ورود و خروج روغن، قسمت روغنی چنگک شبیه‌سازی شد. در پایان تأثیر متغیرهای نرخ جریان روغن، شیر تنظیم جریان و نوع تنظیم‌کننده بر عملکرد چنگک بررسی شد. نتایج تحقیق نشان داد که با اضافه نمودن یک شیر تنظیم‌کننده جریان همراه با علامت برقی می‌توان به یک سطح فشار روغن قویتر رسید. همچنین نتایج مشخص کرد که تأثیر تنظیم‌کننده تناسبی تک حالتی بر پاسخ سرعت موجب جهش اولیه گشتاور به مقدار ۲۲۰ نیوتن‌متر در چنگک می‌شود که با افزودن جمله مشتق‌گیر از بیشینه گشتاور وارد شده به سامانه کاسته می‌شود؛ هر چند زمان رسیدن به نقطه مطلوب نیز زیاد می‌شود. همچنین نتایج نشان داد که با استفاده از تنظیم‌کننده دو حالتی زمان مرده پاسخ سامانه به مقدار صفر کاهش یافت و روند افزایش سرعت خروجی چنگک در ۰,۱ ثانیه آغاز می‌شود، هر چند مقدار گشتاور در حالت استفاده از تنظیم‌کننده دو حالتی اندکی نسبت به تنظیم‌کننده تک حالتی بیشتر است.

تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.



۱- مقدمه

شکل ۱: طرح چنگک مرطوب برای شبیه‌سازی

در طراحی و تنظیم چنگک‌های مرطوب، باید مقدار بیشینه گشتاور منتقل شده در هر لحظه از زمان تنظیم گردد. این مقدار بیشینه به مکان سمیه، فشار داخل اتاقک چنگک و مقدار جریان ورودی و خروجی به اتاقک بستگی دارد.

کارخانه‌های قطعات خودرو، شبیه‌سازی‌های ریاضی، تحلیلی و تجربی بسیاری را برای چنگک مرطوب ارائه داده‌اند و همچنین تعداد زیادی از مقالات نیز بر روی این زمینه متمرکز شده‌اند. در بین قسمت‌های مختلف، دو قسمت شبیه‌سازی اصطکاک بین صفحات و همچنین ارائه سامانه تنظیم حلقه بسته چنگک، توجه زیادی را در بین پژوهش‌های پیشین به خود جلب نموده است.

با توجه به اینکه در یک چنگک متغیر اصلی خروجی در هر لحظه، گشتاور منتقل شده است و گشتاور نیز خود وابسته به فشار داخل اتاقک و شبیه‌سازی اصطکاک بین صفحات است، از این رو اصطکاک بین صفحات متناسب با خواص چسبندگی و لغزشی روغن و با استفاده از شبیه‌سازی‌های متفاوت توصیف شده است [۱ و ۲].

تعدادی از پژوهش‌های انجام شده در این زمینه به شرح زیر است: هی^۵ و همکاران [۲] ابتدا به شبیه‌سازی چنگک مرطوب پرداختند. در این تحقیق، شبیه‌سازی اصطکاک بین صفحات نوع کولمب در نظر گرفته شده بود. در این تحقیق یک سامانه انتقال قدرت کامل شامل موتور، چنگک، جعبه دنده و چرخ لنگر در نظر گرفته شده و در نهایت، تنظیم سرعت خروجی چنگک با استفاده از یک تنظیم کننده دو حالتی بررسی شده است. در این تحقیق، تنظیم کننده از نوع تنظیم کننده‌های منطقی فازی^۶ بوده و در دو مرحله شروع و حرکت با سرعت یکنواخت، تنظیم گشتاور بررسی شده است.

در تحقیقی دیگر که توسط چنگ^۷ و همکاران [۳] انجام شد، بیشترین گشتاور منتقل شده بر اساس خواص هندسی چنگک و فشار داخل اتاقک شبیه‌سازی شده و به منظور تنظیم دقیق و مستقیم فشار داخل اتاقک چنگک، از تنظیم کننده هوشمند فازی^۸ شد.

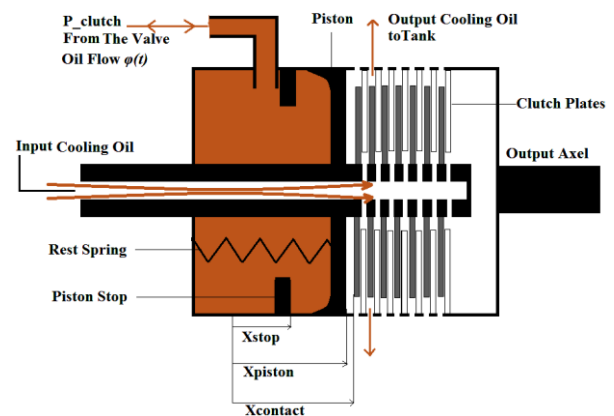
شیهوا^۹ و همکاران [۴] در پژوهشی، ابتدا آزمایش‌هایی به منظور بررسی تأثیر روغن در حال جریان بین صفحات چنگک انجام دادند. در این آزمایش‌ها از یک دوربین به منظور پایش رفتار روغن در بین صفحات استفاده شده است که نحوه تغییرات روغن در حال گردش بین دو صفحه را بر اساس افزایش سرعت لغزش بین آن‌ها نمایش می‌داد. نتایج این تحقیق نشان می‌دهد که با افزایش سرعت، روغن به سمت بیرون رانده شده و به صورت یکنواخت پراکنده می‌شود. در اثر این پدیده و همچنین

امروزه در بسیاری از فرایندهای صنعتی، انتقال توان به صورت کم‌هزینه، خودکار^۱ و با دقت بالا مورد نظر است. سامانه چنگک^۲ به عنوان یکی از کلیدی‌ترین مجموعه‌ها در خودرو مطرح است و عملکرد آن، بر کارکرد خودرو تأثیر مستقیم دارد.

چنگک مرطوب که در حمام روغن است و چنگک خشک دو نوع اصلی چنگک محسوب می‌شوند. نوع مرطوب بیشتر برای گشتاورهای قوی و انتقال گشتاور خودکار کاربرد دارد. در تنظیم خودکار چنانچه صفحات چنگک توسط نیروی روغن تنظیم شده درگیر شوند باعث انتقال یکنواخت، نرم و بدون جهش قدرت می‌شود.

به دلیل کاربرد فراوان و رو به افزون چنگک‌های مرطوب در صنعت خودرو، بررسی عملکرد این نوع چنگک‌ها الزامی و همچنین به دلیل هزینه‌های بالای آزمون‌های تجربی، شبیه‌سازی این چنگک‌ها می‌تواند بهترین راه جایگزین باشد. در این تحقیق تأثیر نرخ جریان روغن، علامت شیر تنظیم جریان و نوع تنظیم کننده بر عملکرد یک چنگک مرطوب در نرم‌افزار سیمولینک^۳ مطلب^۴ بررسی شده است.

ساختار چنگک مرطوب در شکل ۱ نشان داده شده است. چنگک شامل یک محفظه به همراه یک سمیه^۴ است. با ورود روغن به اتاقک چنگک و ایجاد فشار، صفحه متصل به محور ورودی به سمت صفحات متصل به محور خروجی شروع به حرکت می‌نماید. پس از آنکه این صفحه به صفحات محور دیگر رسید، آن‌ها را به یکدیگر فشرده و صفحات با سرعت‌های دورانی متفاوتی شروع به دوران نموده و گشتاور را به محور خروجی انتقال می‌دهند. با کم شدن فشار در داخل اتاقک چنگک، فتر چنگک را به سمت عقب می‌کشد و صفحات را از یکدیگر جدا نموده و دو محور نیز از یکدیگر جدا می‌شوند. همچنین به منظور خنک‌سازی صفحات، روغن از طریق سامانه گردش در بین صفحات در حال گردش است.



⁵ He

⁶ Fuzzy Logic

⁷ Cheng

⁸ Intelligent Fuzzy Algorithm

⁹ Shihua

¹ Automatic

² Clutch

³ Matlab_Simulink

⁴ Piston

شد. نتایج تحقیق نشان داد که با استفاده از روش پیشنهادی خطاها کاهش می‌یابد و سرعت محور ورودی پس از تنظیم انجام شده، به آرامی تغییر می‌یابد. اوپانگ^۹ و همکاران [۱۰] یک شبیه‌سازی ریاضی را برای یک چنگک مرطوب به صورت ترکیبی با شیر تناسبی برقی و شیر کاهنده فشار برای خودروهای سنگین پیشنهاد دادند. نتایج این تحقیق نشان داد که فشار راه انداز، تأثیر قابل توجهی در تغییرات فشار چنگک دارد؛ در حالی که هیچ تغییری در زمان تثبیت فشار چنگک ایجاد نمی‌کند.

۲- شبیه‌سازی

۲-۱- شبیه‌سازی قسمت مکانیکی

مطابق الگوی ارائه شده در شکل ۱ سمبه می‌تواند بین مقادیر X_{stop} و $X_{contact}$ حرکت نماید. در حین حرکت، بین حلقه آب‌بندی سمبه^{۱۰} و دیواره اتاقک به مقدار $F_{friction}$ اصطکاک وجود دارد. مقدار این نیروی اصطکاک برابر است با:

$$F_{friction} = u_{piston} P_{clutch} \text{sign}(\dot{x}_{piston}) \quad (۱)$$

در رابطه فوق u_{piston} ضریب اصطکاک بین حلقه آب‌بندی و دیواره است. همچنین فنر، سمبه را با ضریب سختی K_{rest} به عقب می‌کشد. برای سامانه در نظر گرفته شده رابطه حرکت به صورت زیر ساده می‌شود:

$$P_{clutch} A_{piston} = k_{rest} x_{piston} + F_{friction} \quad (۲)$$

در رابطه فوق A_{piston} سطح مقطع مؤثر سمبه و x_{piston} مکان آن را نمایش می‌دهد. هنگامی که سمبه در نقطه X_{stop} قرار دارد، به منظور شروع حرکت سمبه، به مقدار $P_{prestress}$ فشار مورد نیاز است

$$p_{prestress} = \frac{k_{rest} x_{piston} + F_{friction}}{A_{piston}} \quad (۳)$$

مقدار فشار مورد نیاز برای قفل شدن اولیه صفحات در یکدیگر بصورت زیر است:

$$p_{contact} = \frac{k_{rest} x_{contact} + F_{friction}}{A_{piston}} \quad (۴)$$

از این نقطه به بعد افزایش بیشتر فشار، سبب فشردن شدن بیشتر صفحات به یکدیگر توسط نیروی $F_{compress}$ می‌شود:

$$F_{compress} = (P_{clutch} - P_{contact}) A_{piston} \quad (۵)$$

با در نظر گرفتن اختلاف سرعت زاویه‌ای بین دو محور ورودی و خروجی چنگک، سرعت لغزش ω_{slip} نامیده می‌شود:

$$\omega_{slip} = \omega_1 - \omega_2 \quad (۶)$$

خاصیت چسبندگی با افزایش سرعت لغزش، ضریب اصطکاک نیز افزایش می‌یابد.

لیاوا^۱ و همکاران [۵] در تحقیقی نشان دادند که در حین درگیری چنگک اگر سمبه از صفحات فاصله داشته و چنگک آزاد باشد، گشتاور منتقل شده برابر صفر بوده، همچنین اگر صفحات چنگک با یکدیگر درگیر باشند ولی سرعت محور خروجی هنوز با محور ورودی برابر نشده باشد، به علت وجود لغزش بین صفحات در این حالت، گشتاور در اثر نیروی اصطکاک جنبشی انتقال می‌یابد ولی اگر سرعت محور خروجی چنگک افزایش یافته و برابر محور ورودی باشد، تمامی صفحات چنگک در یکدیگر به صورت کامل قفل شده و بین آن‌ها هیچ گونه لغزشی وجود ندارد.

در تحقیقی دیگر که توسط دپراتره^۲ و همکاران [۶] انجام شد، به منظور شبیه‌سازی چنگک از آموزش یک الگوریتم تکرار شونده استفاده شد و در حالات مختلف سرعت لغزش، مقدار بیشینه گشتاور منتقل شده و فشار متناظر با آن ثبت گردید. بدین ترتیب به ازای یک متغیر ورودی همچون فشار، الگوریتم به جستجو در جدول‌های ثبت شده پرداخته و مقدار متناظر را بر اساس آموزش‌ها و مراحل پیشین یادگیری باز می‌گرداند. در این تحقیق، نتایج نشان داد که ثبت داده‌های آزمایش و درون یابی به نتایج واقعی نزدیک‌تر است.

لی^۳ و همکاران [۷] مساله تنظیم حلقه بسته چنگک، برای یک سامانه انتقال قدرت خودکار را در نظر گرفتند و با تنظیم فشار چنگک مرطوب متمرکز، به تنظیم دقیق مکان سمبه و فشار داخل اتاقک پرداختند. در این تحقیق نتایج نشان داد که تنظیم‌کننده غیر خطی^۴ طراحی شده در هر لحظه نه تنها مقدار خطا را تنظیم می‌نماید، بلکه مقدار خروجی در نظر گرفته شده را با حداکثر سرعت همگرایی بر روی نقطه تعیین شده^۵ تنظیم می‌نماید.

بالا^۶ و همکاران [۸] یک شبیه‌سازی خطی ورودی-خروجی را برای عملگر الکتروروغنی یک چنگک مرطوب در نرم‌افزار سیمولینک متلب توسعه دادند. با توجه به نتایج بدست آمده مشخص شد که یک تنظیم‌کننده شبکه ای می‌تواند مکان سمبه چنگک را دقیقاً پیش بینی کند، در حالی که تأثیر تأخیرهای زمانی بر عملکرد سامانه تنظیمی حلقه بسته را هم کاهش دهد.

وانگ^۷ و همکاران [۹] مشخصات دینامیکی یک چنگک مرطوب را بررسی کردند. در این تحقیق یک روش تنظیم تکراری تطبیقی برای فرآیند پر کردن چنگک مرطوب پیشنهاد شد. همچنین یک تنظیم‌کننده منطقی فازی دارای دو ورودی و دو خروجی^۸ طراحی

⁷ Wang

⁸ DIDO-FLC

⁹ Ouyang

¹⁰ Piston sealing ring

¹ Liao

² Depraetere

³ Li

⁴ Terminal sliding surface (TSM)

⁵ Set point

⁶ Balau

$$\begin{aligned} [V_0 + A_{piston}x_{piston}(t)]\dot{\rho}(t) = & \quad (10) \\ A_{piston}\dot{x}_{piston}(t)\rho(t) = \varphi(\tau)\rho(t) \end{aligned}$$

جرم روغن در واحد حجم به هر دو متغیر دمای روغن θ_{oil} و فشار چنگک p_{clutch} وابسته است [۱۴]:

$$\rho = \rho(\theta_{oil}, p_{clutch}) \quad (11)$$

بنابراین مشتق زمان آن را می‌توان به صورت مشتقات پاره‌ای بیان نمود:

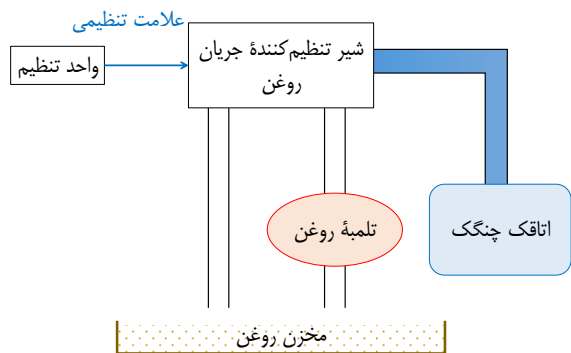
$$\dot{\rho} = \frac{\partial}{\partial \theta_{oil}} \dot{\theta}_{oil} + \frac{\partial \rho}{\partial p_{clutch}} \dot{p}_{clutch} \quad (12)$$

با در نظر گرفتن k_{oil} به عنوان ضریب ایزو جمله اول روغن و رابطه مشتق جرم، می‌توان نوشت:

$$\dot{p}_{clutch} = \frac{k_{oil}}{V_0 + A_{piston}x_{piston}(t)} [-A_{piston}\dot{x}_{piston}(t) + \varphi(t)] \quad (13)$$

۲-۳ شبیه‌سازی شیر تنظیم‌کننده جریان روغن

در این تحقیق نوع علامت‌های فرمان که برای شیر ارسال می‌شود از نوع جریان برقی در نظر گرفته شد. بدین ترتیب شیر با دریافت علامت‌هایی، جریان روغن پرکننده و یا تخلیه‌کننده را به سمت اتاقک چنگک اعمال می‌نماید. شکل ۳ شیر تنظیم‌کننده، تلمبه، مخزن و ورودی روغن چنگک را نمایش می‌دهد [۱۵].



شکل ۳: نحوه اتصال تلمبه، مخزن، شیر و چنگک به یکدیگر

به صورت خلاصه رابطه بین جریان روغن و جریان ورودی شیر تنظیم‌کننده را می‌توان به صورت زیر نمایش داد [۱۶]:

$$\begin{aligned} \varphi(t) &= \alpha(\theta_{oil}, f_{solenoid}, K_{rest})i\sqrt{P_{pump} - P_{clutch}}, \quad i > 0, \\ &= 0, \quad i = 0, \\ &= -\alpha(\theta_{oil}, f_{solenoid}, K_{rest})i\sqrt{P_{clutch} - P_{source}}, \quad i < 0 \end{aligned} \quad (14)$$

در رابطه فوق $\alpha(\theta_{oil}, f_{solenoid}, K_{rest})$ ضریب تنظیمی شیر است که به سه متغیر دمای روغن θ_{oil} و ساختار سیم‌پیچ شیر $f_{solenoid}$ و ضریب سختی فنر به کار گرفته شده در شیر K_{rest} بستگی دارد.

گشتاور متناسب با متغیرهای نیروی فشرده‌کننده صفحات به یکدیگر $F_{compress}$ ، ضریب اصطکاک بین صفحات $u(\omega_{slip})$ سطح مؤثر درگیری بین دو صفحه r_e و تعداد صفحات به کار گرفته شده N_f ، است [۱۱ و ۱۲]:

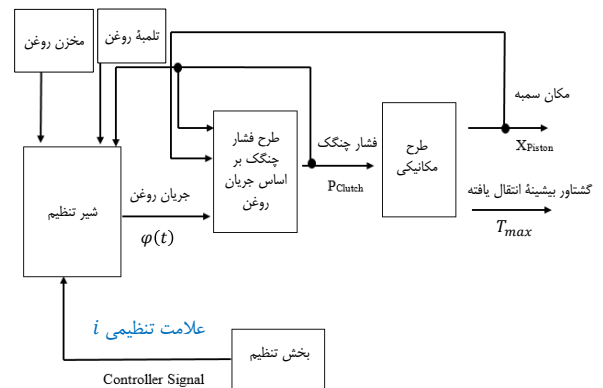
$$T_{max} = N_f \cdot F_{compress} \cdot u(\omega_{slip}) \cdot r_e \cdot \text{sign}(\omega_1) \quad (7)$$

که N_f تعداد صفحات اصطکاکی به کار گرفته شده در چنگک و r_e مقدار سطح مؤثر صفحه و $u(\omega_{slip})$ ضریب اصطکاک بین صفحات را نمایش می‌دهد. این مقدار ضریب اصطکاک خود به سرعت لغزش بین صفحات وابسته است.

در یک چنگک، مقدار گشتاور منتقل شده T_{clutch} ، همواره مقداری کمتر و یا برابر T_{max} است و راستای این گشتاور منتقل شده نیز هم‌سو با سرعت زاویه‌ای محور ورودی است.

۲-۲ شبیه‌سازی جریان روغن به و از اتاقک چنگک

شکل ۲ نحوه شبیه‌سازی جریان روغن ورودی و خروجی به اتاقک چنگک را نمایش می‌دهد. در شبیه‌سازی فشار بر اساس جریان روغن، خروجی فشار حاصل شده به صورت بازخورد^۱ به شبیه‌سازی اعمال می‌شود.



شکل ۲: شبیه‌سازی جریان روغن ورودی و خروجی به اتاقک چنگک

در لحظه قبل از t_0 سمبه در نقطه X_{stop} قرار دارد و جریان روغن $\varphi(t)$ درون چنگک صفر است، بنابراین فشار داخل چنگک نیز صفر است:

$$\begin{aligned} x_{piston}(t) &= x_{stop} \\ p_{clutch} &= 0 \\ \varphi(t) &= 0 \end{aligned} \quad (8)$$

بدین ترتیب با اعمال قانون تبدیل جرم به سامانه روغنی در نظر گرفته شده می‌توان نوشت [۱۳]:

$$\begin{aligned} [V_0 + A_{piston}x_{piston}(t)]\rho(t) = & \\ [V_0 + A_{piston}x_{piston}(t)]\rho_0 + \int_{t=t_0}^t \varphi(\tau) d\tau \end{aligned} \quad (9)$$

در رابطه فوق $\rho(t)$ جرم روغن در واحد حجم در هر لحظه از زمان و $\varphi(t)$ جریان روغن است. مشتق رابطه فوق نسبت به زمان برابر است با:

^۱ Feedback

جدول ۱: متغیرهای مکانیکی جعبه دنده و موتور

متغیر	تقریب	توصیف متغیر
J_p	۲,۵	لختی لحظه‌ای چرخ لنگر موتور
b_1	۰,۲۷	گشتاور اتلافی برای اصطکاک در سمت موتور
d_1	۱	ضریب استهلاک چرخ لنگر موتور
J_s	۱,۲۵	لختی لحظه‌ای چرخ لنگر ثانویه
b_2	۰,۳	گشتاور اتلافی برای اصطکاک ثانویه
d_2	۱	ضریب استهلاک چرخ لنگر ثانویه
η	۰,۸۵	بازدهی جعبه دنده
I	۲	ضریب سینماتیک جعبه دنده

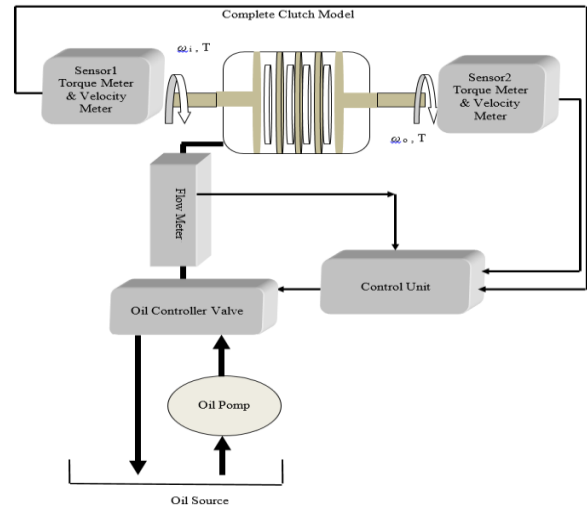
جدول ۲: ثابت‌های به کار گرفته شده در شبیه‌سازی‌ها [۱۷ و ۶]

ثابت‌های وابسته به ساختار فیزیکی چنگک		
متغیر	تقریب	توصیف متغیر
$P_{prestress}$	۰,۵ bar	فشاری که در آن سمبه شروع به حرکت می‌نماید
$P_{contact}$	۰,۶ bar	فشاری که در آن صفحات چنگک با یکدیگر درگیر می‌شوند
K_{rest}	$۱۲,۷۵ \times ۱۰^۴ \text{ N/m}$	ضریب سختی نهایی فنر
A_{piston}	$m^2 ۱,۲۶۹ \times ۱۰^۲$	سطح مقطع سمبه
U_c	۰,۱۲	ضریب اصطکاک کولمب
U_v	$۶,۵۶ \times ۱۰^۴$	ضریب اصطکاک چسبندگی
U_{piston}	۰,۰۰۳	ضریب اصطکاک بین سمبه و دیواره اتاقک چنگک
N_f	۴	تعداد صفحات اصطکاکی
r_e	$۰,۲۵ * A_{piston}$	سطح مقطع مؤثر درگیری صفحات اصطکاکی
P_{max}	۸ bar	بیشینه فشار داخل اتاقک چنگک
ثابت‌های مربوط به شیر		
α	$۱۰^۴$	ضریب تنظیمی شیر
P_{pomp}	۱۶ Bar	فشار تلمبه
P_{source}	۰ Bar	فشار مخزن

b_2	۰,۳	گشتاور اتلافی برای اصطکاک ثانویه
d_2	۱	ضریب استهلاک چرخ لنگر ثانویه
η	۰,۸۵	بازدهی جعبه دنده
I	۲	ضریب سینماتیک جعبه دنده

۴-۲ طراحی سامانه تنظیم حلقه بسته

از بین متغیرهای مطرح شده، فشار روغن خود به مقدار جریان روغن به داخل چنگک وابسته است. با تنظیم فشار داخل اتاقک، بیشینه گشتاور خروجی آن نیز به خوبی تنظیم می‌شود. پس از آنکه شبیه‌سازی چنگک به صورت کامل ارائه شد، سنسورهای گشتاور و سرعت به هر دو محور انتقال قدرت متصل می‌شوند. همچنین حسگرهای فشار و جریان، مقادیر فشار و جریان روغن داخل اتاقک را اندازه‌گیری می‌نمایند. تمامی علامت‌های دریافت شده توسط این حسگرها به واحد تنظیم و عددی فرستاده می‌شود. شکل ۴ نمودار چگونگی عملکرد سامانه تنظیم حلقه بسته چنگک مربوط را نشان می‌دهد.



شکل ۴: نمودار چگونگی عملکرد سامانه تنظیم‌کننده چنگک مربوط

۵-۲ تنظیم‌کننده PID

در تحقیقات مختلف به منظور طراحی بخش تنظیم‌کننده از تنظیم‌کننده‌های متفاوتی استفاده شده است که بر اساس فشار داخل اتاقک و یا مقدار سرعت محور خروجی در هر مرحله کاری، می‌توان تنظیم‌کننده مناسب را به کار گرفت [۱ و ۲].

خروجی تنظیم‌کننده PID در واقع همان علامت تنظیم‌کننده سامانه (MV) را تشکیل می‌دهد. این علامت شامل سه جمله تناسبی، مشتق‌گیر و انتگرالی به صورت زیر است:

$$MV(t) = P_{out} + I_{out} + D_{out} \quad (15)$$

به صورت خلاصه سه جمله به منظور تشکیل خروجی تنظیم‌کننده با یکدیگر جمع می‌شوند:

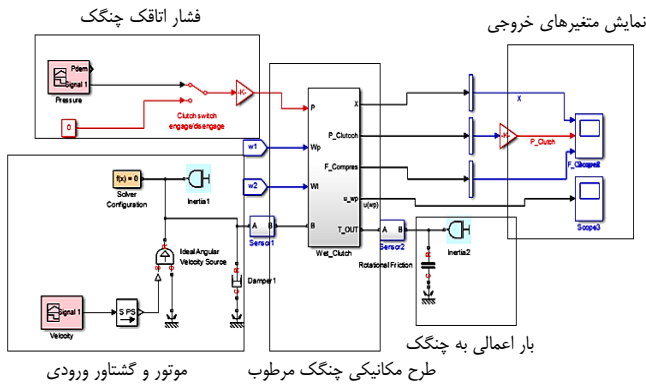
$$u(t) = MV(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(\tau) d\tau + K_d \frac{d}{dt} e(t) \quad (16)$$

متغیرهای تنظیم در روش PID شامل جمله تناسبی k_p ، جمله انتگرالی k_i و جمله مشتق‌گیر k_d است.

در طول شبیه‌سازی، متغیرهای مکانیکی جعبه دنده و موتور مطابق جدول ۱ و ثابت‌های وابسته به ساختار فیزیکی چنگک مطابق با جدول ۲ تنظیم شدند.

۲-۷ شبیه‌سازی بیشینه گشتاور منتقل‌شده توسط بخش مکانیکی چنگک براساس فشار و سرعت ورودی آن

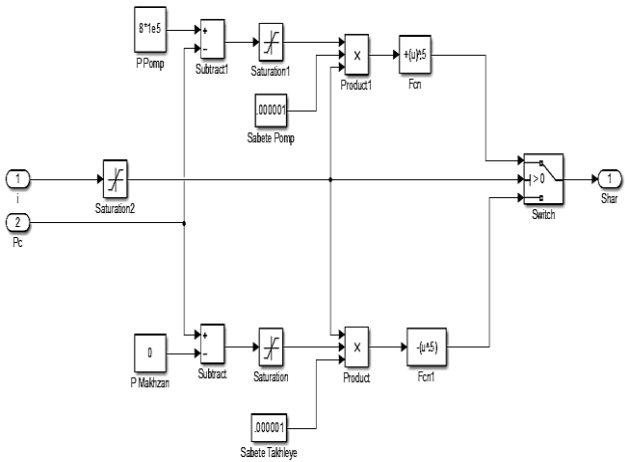
پس از ایجاد طرح مکانیکی برای بررسی نحوه رفتار آن براساس فشار ورودی و سرعت لغزش نیاز بود تا گشتاور ورودی موتور به چنگک اعمال گردد و همچنین تغییرات فشار مورد نظر نیز به ورودی فشار اعمال شود. پس از آن مقدار گشتاور منتقل‌شده به بار، بر اساس این فشار تحریک‌کننده و سرعت لغزش بررسی شد. شکل ۵ بخش نمودار کلی شبیه‌سازی انجام شده را نشان می‌دهد.



شکل ۵: قسمت مکانیکی چنگک مربوط برای بررسی پاسخ

۲-۸ پیاده‌سازی بخش شیر تنظیم‌کننده جریان روغن در نرم‌افزار سیمولینک

شکل ۶ پیاده‌سازی شیر تنظیم‌کننده جریان روغن را نشان می‌دهد.



شکل ۶: شیر تنظیم‌کننده جریان روغن در نرم‌افزار سیمولینک

۲-۹ شبیه‌سازی سامانه کامل انتقال قدرت به همراه تنظیم حلقه بسته

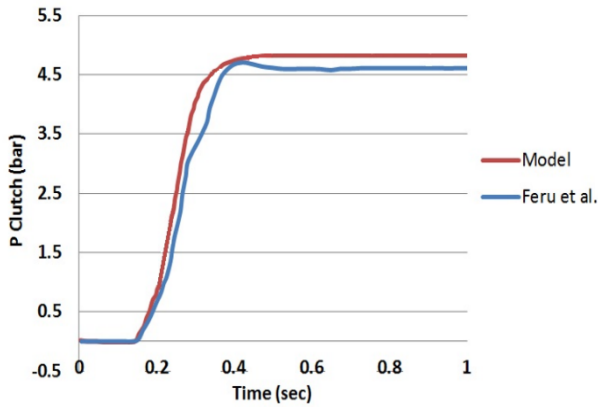
به منظور شبیه‌سازی سامانه چنگک، تمامی قسمت‌های چنگک شامل شیر، بخش تبدیل جریان روغن به فشار و بخش شبیه‌سازی به صورت کامل و زنجیره‌وار مطابق شکل ۷ به کار گرفته شده‌اند.

۲-۶ پیاده‌سازی شبیه‌سازی مکانیکی چنگک در نرم‌افزار سیمولینک

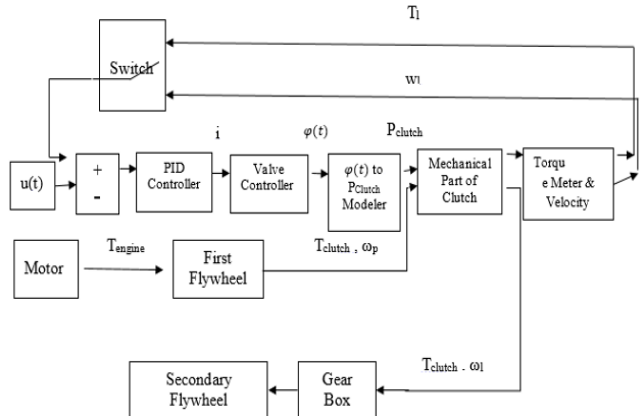
اولین شبیه‌سازی، قسمت مکانیکی چنگک است. در شبیه‌سازی بخش این قسمت، فشار داخل اتاقک چنگک به عنوان ورودی مستقل به بخش مورد نظر اعمال گردید و دو متغیر مکان سمبه و بیشترین گشتاور منتقل شده مطابق با معادلات ریاضی شبیه‌سازی بدست آورده شد. در این تحقیق متغیرهای تنظیم‌کننده بخش چنگک خشک در نرم‌افزار سیمولینک مطابق با جدول ۳ در نظر گرفته شد.

جدول ۳: متغیرهای تنظیم‌کننده بخش چنگک خشک در نرم‌افزار

نماد	تعریف	توضیحات
Ω	اختلاف سرعت زاویه‌ای بین راهگاه ورودی و خروجی	
P	فشار ورودی به چنگک	این مقدار فشار ورودی باید از مقدار آستانه P_{th} بیشتر باشد تا در چنگک تأثیر گذارد در غیر این صورت صفر در نظر گرفته می‌شود $P > P_{th}$
P_{fric}	فشار قفل‌کننده صفحات	$P_{fric} = \max\{0, P - P_{th}\}$
N	تعداد صفحات به کار گرفته شده و درگیر در چنگک	با افزایش تعداد صفحات نیروی اصطکاک نیز N برابر می‌گردد
A	سطح مقطع مؤثر درگیر در انتقال گشتاور	به صورت مستقیم مقدار بیشینه گشتاور منتقل شده را تحت تأثیر قرار می‌دهد
r_{eff}	شعاع مؤثر انتقال گشتاور	
K_k	ضریب اصطکاک جنبشی	
K_s	ضریب اصطکاک ایستادن	
u_{vs}	ضریب چسبندگی	
T_k	گشتاور انتقالی اصطکاک جنبشی	این گشتاور در اثر وجود اصطکاک جنبشی بین صفحات انتقال می‌یابد
T_s	گشتاور انتقالی اصطکاک ایستادن	این گشتاور در اثر وجود اصطکاک ایستادن بین صفحات انتقال می‌یابد



شکل ۸: مقایسه نتایج شبیه‌سازی با قسمت تجربی فرو [۱۸]



شکل ۷: سامانه کامل انتقال قدرت به همراه تنظیم حلقه بسته

۳- نتایج و بحث

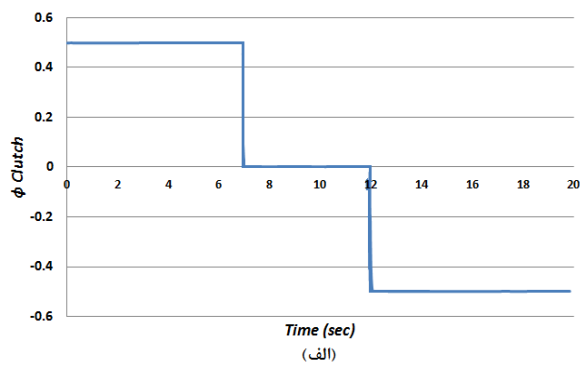
۳-۱ اعتبارسنجی شبیه‌سازی

برای اعتبارسنجی شبیه‌سازی، قسمت روغنی چنگک بر اساس مقاله فرو^۱ و همکاران [۱۸] که عملگر چنگک آن از لحاظ ابعادی و مشخصات با چنگک این تحقیق برابر بوده، با در نظر گرفتن شرایط جریان ورودی روغن شبیه‌سازی شد و سپس نتایج حاصل از شبیه‌سازی با قسمت تجربی مقاله مورد نظر مقایسه شد که در شکل ۸ نشان داده شده است. با توجه به شکل مورد نظر مشاهده می‌شود که شبیه‌سازی مورد نظر تطابق خوبی با حالت تجربی در مورد تغییرات فشار داخل محفظه چنگک در حال پر شدن محفظه دارد و می‌توان اعتبار شبیه‌سازی را تایید کرد.

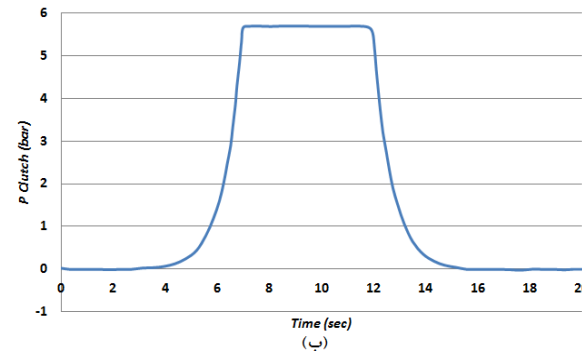
۳-۲ نتایج حاصل از شبیه‌سازی جریان روغن به فشار داخل اتاقک چنگک

پس از شبیه‌سازی قسمت مکانیکی چنگک، با در نظر گرفتن جریان متغیر روغن به صورتی که در بازه زمانی ۰ تا ۷ ثانیه جریان روغن مثبت و جریان روغن برابر ۰.۵ باشد و چنگک در حالت پر شدن قرار دارد. در بازه زمانی ۵ تا ۱۲ ثانیه جریان روغن، صفر و در بازه زمانی ۱۲ تا ۲۰ ثانیه جریان روغن منفی و در حالت تخلیه از اتاقک است. با توجه به شکل ۹ مشاهده می‌شود که فشار چنگک در هر سه مرحله پر شدن چنگک، انتقال گشتاور و قفل شدن صفحات به خوبی شبیه‌سازی شده است.

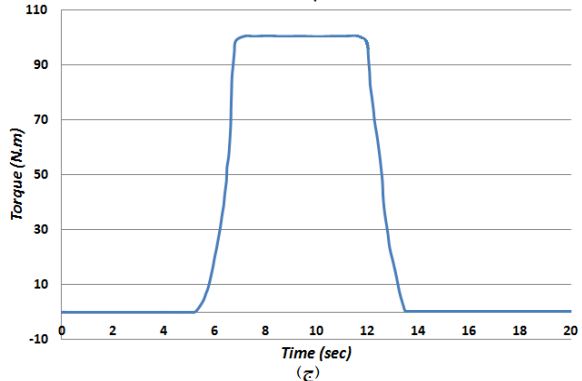
در حالت پر شدن، فشار چنگک از مقدار صفر شروع به افزایش می‌نماید و پس از آنکه فشار اتاقک به مقدار ۰.۵ بار رسید، گشتاور نیز در اثر درگیری صفحات انتقال می‌یابد و به صورت خطی با فشار داخل اتاقک افزایش می‌یابد. در حالتی که جریان روغن صفر است، هیچ‌گونه تغییر فشار و گشتاور نیز رخ نمی‌دهد. با آغاز فاز تخلیه، فشار داخل اتاقک و به دنبال آن گشتاور بیشینه نیز کاهش می‌یابد.



(الف)



(ب)



(ج)

شکل ۹: (الف) تغییرات جریان روغن اعمال شده (ب) فشار نتیجه شده از تغییرات جریان روغن (ج) بیشینه گشتاور نتیجه شده از تغییرات جریان روغن

اختلاف سطح فشار تلمبه-چنگک به مراتب بیشتر از اختلاف سطح فشار چنگک-تلمبه است. از لحظه ۵۰ ثانیه با تغییر جهت علامت تنظیمی، روغن شروع به تخلیه از چنگک می‌نماید. شکل ۱۰ نشان می‌دهد که می‌توان با شیر تنظیم کننده جریان همراه با داده برقی به یک سطح فشار حداکثری ۸ بار رسید که سبب می‌شود گشتاور انتقالی چنگک هم بیشتر باشد؛ هر چند پاسخ پله سرعت در این حالت بسیار تند است و البته به موتور هم بار اضافی وارد می‌شود.

۳-۴ بررسی اعمال تنظیم‌کننده تک حالتی به سامانه چنگک بر پاسخ پله سرعت

در این قسمت، طراحی و تنظیم تنظیم‌کننده به گونه‌ای بود که پاسخ پله سرعت در محور خروجی چنگک، با کمترین مقدار گشتاور تحمیل شده به موتور و در کوتاه‌ترین مدت زمان ممکن حاصل شود.

تأثیر جمله تناسبی بر سامانه پاسخ سرعت

شکل ۱۱ نشان می‌دهد که زمانی که مقدار جمله تناسبی کوچک باشد علاوه بر جهش‌های دیده شده در نمودار و منحنی، پاسخ سامانه دارای تأخیر بسیار زیادی نیز است. با افزایش جمله تناسبی این مقدار تأخیر شروع به کاهش می‌نماید، ولی گشتاور اعمال شده به موتور نیز به صورت همزمان افزایش می‌یابد. با توجه به اینکه، گشتاور خروجی چنگک متناسب با فشار روغن اعمال شده به آن است و این فشار به مقدار ۸ بار محدود شده است، این امر موجب می‌شود تا بیشینه گشتاور منتقل شده توسط چنگک نیز به مقداری در حدود ۲۲۰ نیوتن متر برسد که البته مقدار بسیار بزرگی است و به موتور گشتاور اضافی وارد می‌شود.

تأثیر اعمال جمله مشتق‌گیر بر پاسخ سرعت

بر اساس نتایج بدست آمده در حالت قبلی، در هنگام شروع به کار سامانه، مقادیر بزرگ خطا سبب ایجاد جریان تنظیمی بزرگی می‌شود که چنگک را به حالت پر شدن می‌برد، هر چند خروج از حالت پر شدن طولانی شده و بار اضافی را به موتور تحمیل می‌نماید.

بنابراین به منظور پیش‌گیری از این حالت باید تنظیم‌کننده به گونه‌ای تنظیم شود، که در لحظه شروع مقدار خروجی جریان بزرگ باشد ولی پس از شروع، از مقدار آن کاسته شود تا گشتاور اضافی به موتور تحمیل نگردد. با توجه به اینکه جمله انتگرال‌گیر خطا را به صورت انباشته‌ای جمع می‌نماید اضافه نمودن انتگرال‌گیر نمی‌تواند مشکل را برطرف نماید.

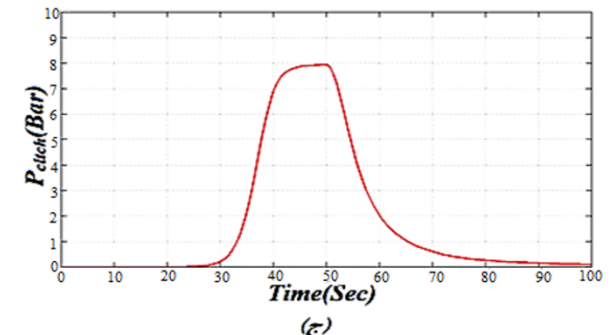
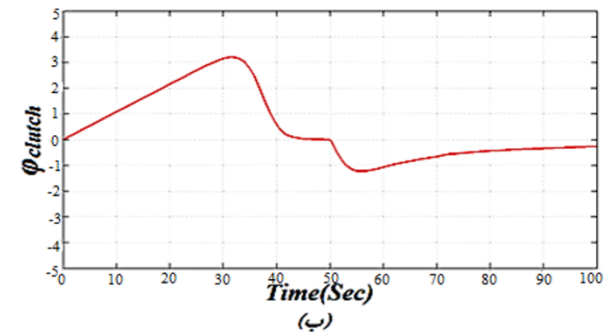
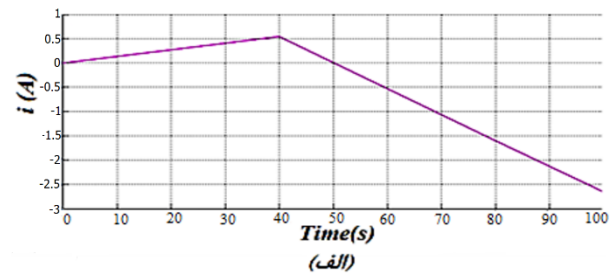
بنابراین با توجه به آهنگ منفی تغییرات، بخش مشتق‌گیر می‌تواند پس از شروع از مقدار علامت جریان بیشتر بکاهد. به منظور طراحی تنظیم‌کننده بهینه ابتدا مقدار ضریب تناسبی k_p برابر نصف مقدار بیشینه آن یعنی ۰٫۰۵ تنظیم گردید و سپس مقدار ضریب مشتق‌گیر شروع به افزایش می‌نماید. شکل ۱۲ خروجی سرعت و گشتاور چنگک را با استفاده

۳-۳ بررسی تأثیر اعمال جریان برقی بر تغییرات جریان روغن و فشار چنگک

در این قسمت، متغیر جریان برقی به عنوان ورودی مستقل و نحوه تغییرات جریان روغن و فشار چنگک وابسته به این جریان برقی مورد مطالعه قرار گرفته است. هر دو حالت پر شدن و خالی شدن چنگک در شکل ۱۰ نشان داده شده است.

مطابق با شکل، در بازه زمانی ۰ تا ۴۰ ثانیه اول، جریان برقی ورودی، مثبت و همچنان در حال افزایش است. در زمان ۴۰ ثانیه راستای شیب جریان تغییر کرده و جریان برقی شروع به کاهش می‌نماید و سبب کاهش جریان ورودی به اتاقک چنگک می‌شود.

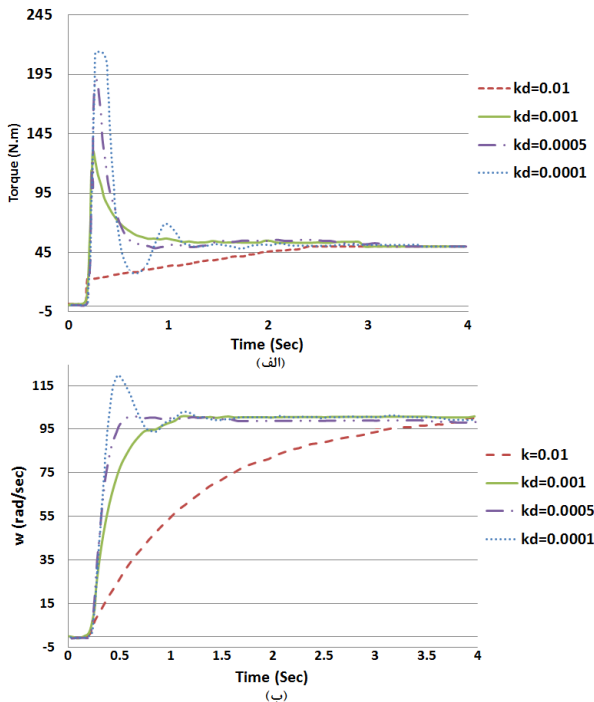
در لحظه ۵۰ ثانیه مقدار جریان برقی منفی شده و از آن پس سبب خروج جریان روغن از اتاقک چنگک می‌شود. نتایج نشان می‌دهد با اینکه تا لحظه زمانی ۴۰ ثانیه جریان برقی در حال افزایش است، اما از زمان ۳۰ ثانیه جریان روغن شروع به کاهش می‌نماید تا در ۴۰ ثانیه جریان روغن به صفر برسد.



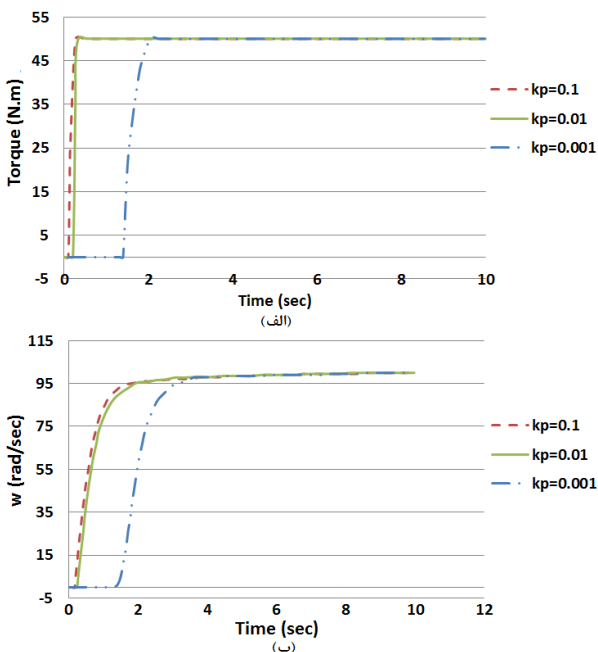
شکل ۱۰: الف) تغییرات جریان برقی اعمال شده به شبیه‌سازی شیر (ب) جریان روغن نتیجه شده (ج) فشار داخل اتاقک نتیجه شده

نتایج نشان می‌دهد بیشینه جریان روغن در حالت پر شدن چندین برابر بیشینه جریان روغن در حالت تخلیه است. این امر بدان سبب است که

نتايج نشان مى دهد كه با افزايش مقدار جمله تناسبى از مقدار تاخير اوليه پاسخ سامانه كاسته شده و زودتر به سرعت مورد نظر مى رسد كه به ازاي مقدار k_p برابر با ۱، بهترين پاسخ سامانه حاصل مى شود.



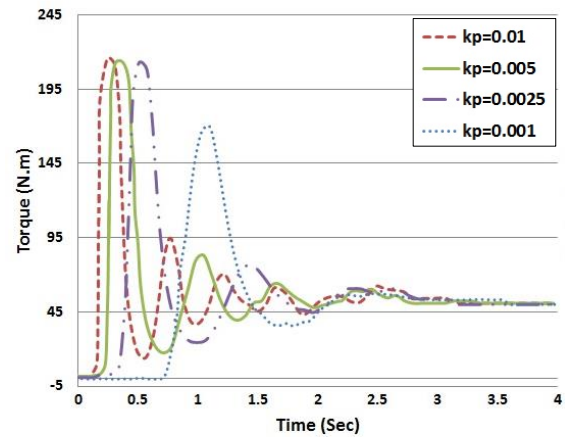
شكل ۱۲: خروجى گشتاور و سرعت سامانه الف) پاسخ گشتاور خروجى به ازاي مقادير مختلف جمله مشتق گير ب) پاسخ سرعت سامانه



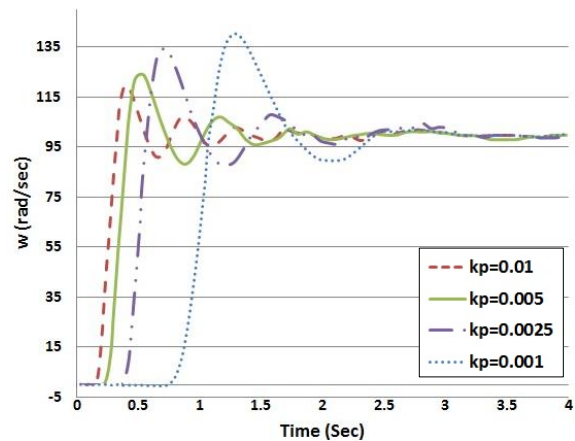
شكل ۱۳: منحنى خروجى گشتاور و سرعت سامانه الف) پاسخ گشتاور خروجى به ازاي مقادير مختلف جمله تناسبى، ب) پاسخ سرعت سامانه به ازاي مقادير مختلف جمله تناسبى

پاسخ سامانه به ازاي مقادير مختلف ضريب مشتق گير k_d در شكل ۱۴ نشان داده شده است. مطابق با شكل ، اضافه نمودن جمله مشتق گير

از مقادير متفاوت ضريب مشتق گير k_d نمايش مى دهد. مطابق با شكل با افزايش مقدار جمله مشتق گير از بيشينه گشتاور وارد شده به سامانه كاسته مى شود، ولي به مدت زمان رسيدن به نقطه مطلوب نيز افزوده مى شود.



پاسخ گشتاور خروجى به ازاي مقادير مختلف جمله تناسبى تنظيم كننده



پاسخ سرعت سامانه

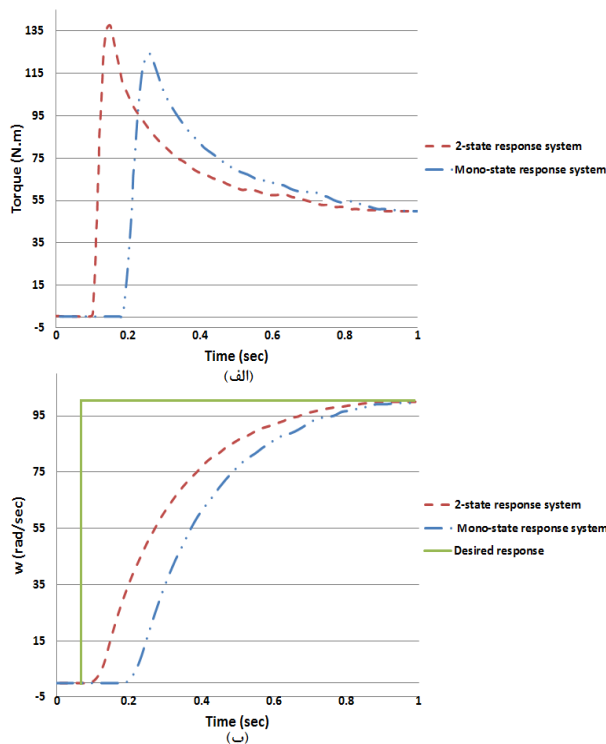
شكل ۱۵: منحنى خروجى گشتاور و سرعت سامانه

با مقايسه حالت قبلى (فقط بخش تناسبى) با در نظر گرفتن مقدار ۰,۰۰۱، k_d مى توان دريافت كه جريان مدت زمان بسيار كمترى را در حالت حد بالاي خود بوده است و گشتاور چنگك از ۱۲۵ نيوتن متر تجاوز نمى نمايد.

۳-۵ بررسى تأثير گشتاور خروجى چنگك به مقدار ۵۰ نيوتن متر همراه با اعمال تنظيم كننده تك حالتى به سامانه چنگك بر پاسخ سرعت

با توجه به اينكه اگر سرعت ورودى از موتور ثابت باشد گشتاور ايجاد شده نيز به صورت خطى با فشار چنگك افزايش مى يابد، با تنظيم گشتاور خروجى چنگك بر روى ۵۰ نيوتن متر، نتايج نشان مى دهد يك تنظيم كننده تناسبى (بدون جمله هاى انتگرالى و مشتق گير) به خوبى مى تواند به پاسخ مطلوب دست يابد. شكل ۱۳ خروجى سامانه را به ازاي جمله هاى مختلف تناسبى نمايش مى دهد.

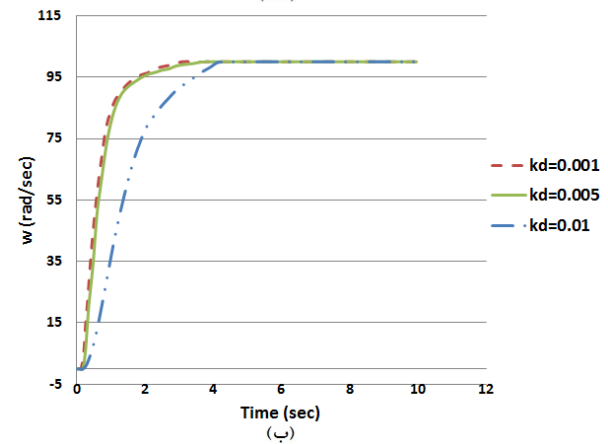
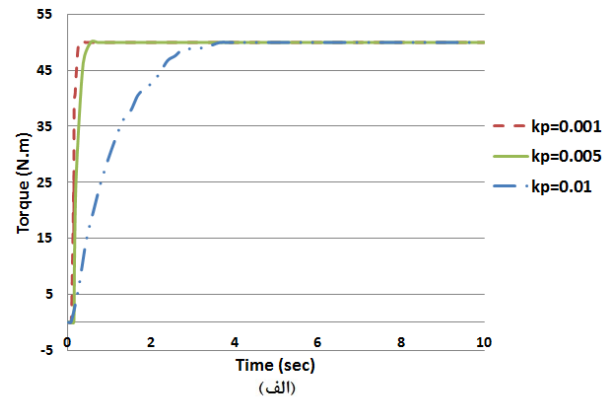
سامانه به دو بخش شروع اوليه و شروع حرکت تقسيم بندى شد. بدین صورت که چنانچه فشار چنگک زیر مقدار $P_{contact}$ باشد، چنگک در حالت شروع اوليه قرار داشته، بیشینه فشار تلمبه دو برابر و ضرائب بزرگتر تنظیم کننده (k_p برابر 0.05 و k_d برابر 0.1) انتخاب می شوند و چنانچه فشار اتاقک بزرگتر از مقدار $P_{contact}$ باشد، فشار تلمبه به صورت عادى و ضرائب کوچکتر تنظیم کننده انتخاب می شوند. شکل ۱۵ پاسخ پله به ورودى سرعت با استفاده از هر دو تنظیم کننده تک حالتى و دو حالتى و پاسخ آن ها در طول یک ثانیه اول برای خروجى های سرعت و گشتاور چنگک و مقدار خطای حاصل شده در جمله سرعت را نشان می دهد.



شکل ۱۵: الف) نمودار گشتاور خروجى چنگک در دو حالت استفاده از تنظیمبر تک حالتى و دو حالتى (ب)، نمودار پاسخ مورد نظر سرعت به همراه پاسخ سرعت سامانه با استفاده از تنظیمبر تک حالتى و دو حالتى

با توجه به نمودار مشاهده می شود که با استفاده از تنظیم کننده دو حالتى زمان مرده سامانه به مقدار صفر کاهش یافته است و تغییرات سرعت خروجى چنگک به محض رخداد سطح پله در زمان 0.1 ثانیه آغاز می شود. با مقایسه گشتاور خروجى چنگک در این دو مرحله مشاهده می شود که مقدار گشتاور در حالت استفاده از تنظیم کننده دو حالتى حدود 15 نیوتن متر در شروع نسبت به تنظیم کننده تک حالتى افزایش داشته است که در مقایسه با حذف زمان مرده 0.1 ثانیه این مقدار افزایش گشتاور مقدارى قابل قبول است.

به تنظیم کننده، سبب می شود روند تغییرات گشتاور بدون افزایش تأخیر با شیب ملایم تری اتفاق بیفتد و گشتاور به صورت نرم به موتور اعمال شود. با توجه به شکل، بهترین حالت مربوط به مقدار 0.001 برای k_d است.



شکل ۱۴: منحنى خروجى گشتاور و سرعت سامانه الف) پاسخ گشتاور خروجى به ازای مقادیر مختلف جمله مشتق گیر، ب) پاسخ سرعت سامانه

۳-۶ بررسی اعمال تنظیم کننده چند حالتى به سامانه چنگک بر پاسخ پله سرعت

حالت قبلى نشان داد که افزایش جمله تنظیمى تا حدى سبب کاهش تأخیر موجود در سامانه می گردد؛ ولی از نقطه ای به بعد باعث افزایش نوسان ها و وارد آمدن فشار بیشتر به سامانه از طریق جهش در مقدار گشتاور منتقل شده می گردد. با توجه به اینکه سامانه شامل دو حالت است به صورتى که در حالت اول چنگک به فشار مورد نیاز برای انتقال سرعت و گشتاور نرسیده است و حالت دوم مرحله ای است که صفحات چنگک با یکدیگر درگیر شده و شروع به انتقال گشتاور می نمایند، بنابراین سامانه نیاز به دو تنظیم کننده مجزا دارد و تنظیم جمله ها به تنهایی نمی تواند هر دو حالت را به خوبی تنظیم نماید. در حالت اول روغن باید با سرعت هر چه بیشتر وارد اتاقک چنگک شود و فشار را به سطح آستانه مورد نیاز برساند و در مرحله دوم فشار باید با توجه بیشترین گشتاور وارده به موتور تنظیم شود.

به منظور دستیابى به پاسخ با حداقل مقدار تأخیر و همچنین حداقل مقدار جهش در گشتاور، بر اساس فشار داخل اتاقک چنگک، پاسخ

۴- نتیجه گیری

با توجه به شبیه‌سازی انجام شده نتایج نشان می‌دهد که:

- شبیه‌سازی ارائه شده قابلیت پیش‌بینی رفتار چنگک را در هر سه مرحله پر شدن چنگک، انتقال گشتاور و قفل شدن صفحات در حالتیای مختلف فشار روغن، علامت برقی و تنظیم‌کننده دارا است.
- می‌توان با شیر تنظیم‌کننده جریان همراه با علامت برقی به یک سطح فشار حداکثری ۸ بار رسید که سبب می‌شود گشتاور انتقالی چنگک بیشتر باشد؛ هر چند پاسخ پله سرعت در این حالت بسیار بالا است و البته به موتور هم بار اضافی وارد می‌شود.
- تأثیر تنظیم‌کننده تناسبی تک حالتی بر سامانه پاسخ پله سرعت موجب می‌شود یک جهش اولیه گشتاور به مقدار ۲۲۰ نیوتن متر در چنگک اتفاق بیفتد که مقدار بسیار بزرگی است و به موتور گشتاور اضافی وارد می‌شود.
- با افزودن جمله مشتق‌گیر از بیشینه گشتاور وارد شده به سامانه کاسته می‌شود؛ به طوری که گشتاور چنگک از ۱۲۵ نیوتن متر تجاوز نمی‌کند، هر چند به مدت زمان رسیدن به نقطه مطلوب نیز افزوده می‌شود.
- با تنظیم گشتاور خروجی چنگک بر روی ۵۰ نیوتن متر یک تنظیم‌کننده تناسبی تک حالتی به خوبی می‌تواند به پاسخ مطلوب دست یابد. در این حالت نتایج نشان می‌دهد که با افزایش مقدار جمله تناسبی از مقدار تأخیر اولیه پاسخ سامانه کاسته شده و به سرعت پاسخ آن نیز افزوده می‌شود که به ازای مقدار Kp برابر با ۰/۱ بهترین پاسخ پله سامانه حاصل می‌شود.
- اضافه نمودن جمله مشتق‌گیر به تنظیم‌کننده تک حالتی در وضعیت گشتاور خروجی ۵۰ نیوتن متر، سبب می‌شود تا بدون افزایش مقدار تأخیر، گشتاور به صورت نرم به موتور اعمال شود و در واقع از اعمال گشتاور ناگهانی به موتور جلوگیری به عمل آید که در این حالت بهترین پاسخ برای مقدار ۰,۰۰۱ برای Kd است.
- نتایج نشان می‌دهد که با استفاده از تنظیم‌کننده دو حالتی، زمان مرده سامانه به مقدار صفر کاهش یافته و تغییرات سرعت خروجی چنگک در زمان ۰,۱ ثانیه آغاز می‌شود. همچنین مقدار گشتاور در حالت استفاده از تنظیم‌کننده دو حالتی، حدود ۱۵ نیوتن متر در شروع نسبت به تنظیم‌کننده تک حالتی افزایش داشته است که در مقایسه با حذف زمان مرده ۰,۱ ثانیه، این افزایش گشتاور مقداری قابل قبول است.

مراجع و منابع

- [3] X. Cheng and Y.Wang, The intelligent down-shift control for wet dual clutch transmission, International Conference on Mechatronic Science, Electric Engineering and Computer, China, 2011
- [4] Y. Shihua and P. Zengxiong, Experimental research and mathematical model of drag torque in single-plate wet clutch, Chinese Journal of Mechanical Engineering, Vol. 24, No. 01, pp. 91-99, 2011
- [5] Z. Liao, X. Yin and W. Wang, Modeling and simulation of the shift process for wet-type dual clutch transmission, IEEE International Conference on E-Product E-Service and E-Entertainment, China, 2010
- [6] B. Depraetere and G. Pinte, A reference free iterative learning strategy for wet clutch control, Proceedings of the 2011 American Control Conference, USA, 2011
- [7] S. Li, C. Wu and Z. Sun, Design and Implementation of clutch control for automotive transmissions using terminal sliding mode control and uncertainty observer, IEEE Transactions on Vehicular Technology, Vol.65, No.4, pp.1890-1898, 2016
- [8] A. Balau, C. Caruntu and C. Lazar, Simulation and control of an electro-hydraulic actuated clutch, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol.25, pp.1911-1922, 2011
- [9] S. Wang, Y. Liu, Z. Wang, P. Dong, Y. Cheng, X. Xu and P. Tenberge, Adaptive fuzzy iterative control strategy for the wet-clutch filling of automatic transmission, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 130, pp.164-182, 2019
- [10] T. Ouyang, S. Li, G. Huang, F. Zhou and N. Chen, Mathematical modeling and performance prediction of a clutch actuator for heavy-duty automatic transmission vehicles, Mechanism and Machine Theory, Vol.136, pp.190-205, 2019
- [11] A. Brenner, J. Schindel, A. Pauschitz and A. Franek, Effects of phosphorus on friction behavior in wet clutch systems: a comparison of various coatings, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, Vol. 224, No.9, pp. 967-977, 2010
- [12] A. Crowther and N. Zhang, Analysis and simulation of clutch engagement judder and stick-slip in automotive power-train systems", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol.218, No.12, pp. 1427-1446, 2004
- [13] Y. Liang, Controlling fuel annealed using computational verb PID controllers, 3rd International Conference on Anti-counterfeiting, Security, and Identification in Communication, China, 2009
- [14] J. Ma, G. Zhu and A. Hartsig, Model-based predictive control of an electro-pneumatic exhaust valve for internal combustion engines, Proceedings of American Control Conference, USA, 2008
- [15] S. Liu and B. Yao, Coordinative control of energy-saving programmable valves, IEEE Transactions on
- [1] A. Dutta and D.R. Keyser, Robust predictive control design for optimal wet-clutch engagement, American Control Conference, Canada, 2012
- [2] L.He, L. Li and T. Yu, Multi-state control strategy of starting for a wet friction clutch via a fuzzy logic algorithm", International Journal of Automotive Technology, Vol. 12, No. 4, pp 537-544, 2011

simulation, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, Vol. 221, No.5, pp. 545-551, 2007

[18] E. E. Feru, D. I. Patrascu and C. Lazar, Dynamic Simulator of a Wet Plate Clutch System for Automatic Transmission, 6th IFAC Symposium Advances in Automotive Control, Germany, 2010

Control Systems Technology, Vol.16, No. 1, pp. 34 - 45, 2007

[16] A. E. Balau, C.F. Caruntu, D.I. Patrascu and C. Lazar, Modeling of a pressure reducing valve actuator for automotive applications, IEEE Control Applications, (CCA) & Intelligent Control, (ISIC), Russia, 2009

[17] P. Marklund and R. Larsson, Wet clutch under limited slip conditions- simplified testing and



Simulation and investigation of the effect of oil flow rate, electric signal of flow control valve and controller on the performance of a wet clutch

M. Saadati¹, A. Shirneshan^{2,3*}

¹ Department of Mechanical Engineering, Khomein Branch, Islamic Azad University, Khomein, Iran, man_saadati@yahoo.com

² Department of Mechanical Engineering, Najafabad Branch, Islamic Azad University, Najafabad, Iran, arshirneshan@yahoo.com

³ Aerospace and Energy Conversion Research Center, Najafabad Branch, Islamic Azad University, Najafabad, Iran

*Corresponding Author

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 14 September 2019

Accepted: 4 February 2019

Keywords:

Wet Clutch

Modeling

Oil flow rate

Flow control valve

Control

ABSTRACT

The use of wet clutches and hydraulic control devices causes a smooth torque transfer. In this study, a wet clutch was simulated in Simulink MATLAB software. Firstly the mechanical section of the clutch was modeled and then the hydraulic section was simulated with the addition of electric flow control valve and inlet and outlet of oil flow. Finally, the effects of the oil flow rate, the electric signal of the flow control valve and controller on the clutch performance were investigated. The results showed that it can reach a higher hydraulic pressure level by the addition of a flow control valve with an electrical signal. The results showed that the proportional controller causes a sharp rise in torque (220 N.m) during the transmission, which can be reduced by the addition of derivative term to the system. The results also showed that using the dual-mode controller can reduce the response time of the system near zero and the clutch output velocity variations occurred in 0.1 sec, although the torque value will be a little more than a single-state controller in the dual controller mode.

