

## بررسی و تحلیل دینامیکی عملکرد مبدل گشتاور

محمدرضا قاسمی بوسجین، سیدسعید محتسبی، منصور بهروزی لار و حجت احمدی\*

\* به ترتیب دانشجوی کارشناسی ارشد؛ دانشیار؛ استاد؛ و استادیار دانشکده مهندسی بیوسیستم پردیس کشاورزی و منابع طبیعی دانشگاه تهران، نشانی: کرج، پردیس کشاورزی و منابع طبیعی دانشگاه تهران، ص. پ. ۱۴۳۱۵-۳۱۵۸۷، تلفن: ۰۲۶۱۰۱۱(۲۸۰۲۶۱)، پیام‌نگار: mrghasemib@gmail.com  
تاریخ دریافت مقاله: ۸۶/۶/۲۶؛ تاریخ پذیرش: ۸۷/۲/۲۸

### چکیده

در این تحقیق، با استفاده از روابط مکانیک سیالات و دینامیک، معادلات دیفرانسیل مربوط به گشتاور محورهای ورودی و خروجی مبدل گشتاور تعیین شده است. معادلات به دست آمده نشان می‌دهد که گشتاور وارد به این محورها متاثر از چند پارامتر ثابت مربوط به خصوصیات هندسی مبدل گشتاور است که مشتمل اند بر شعاع داخلی و خارجی و زوایا و طول پره‌ها، سطح مقطع بین پره‌ها، گشتاور اینرسی محور خروجی، و چگالی سیال. پارامترهای متغیر موجود در معادلات شامل تغییرات لحظه‌ای بده عبوری از بین پره‌ها و سرعت دورانی محور خروجی هستند. معادلات در نرم‌افزار مطلب با دو ورودی متغیر و دو خروجی مدل‌سازی شده‌اند. با اندازه‌گیری ۱۸ پارامتر ثابت در یک نمونه مبدل گشتاور و جایگزینی آنها در مدل، نرم‌افزار معادلات را تحلیل می‌کند و نمودارهای بده عبوری از بین پره‌ها و سرعت دورانی محور خروجی بر حسب زمان به دست می‌آید که هر دو نمودار از ابتدا تا حالت کوپلینگ سیر صعودی را نشان می‌دهند. همچنین، نتایج نشان می‌دهد که استفاده از سیال با چگالی بیشتر، عملکرد بهتر مبدل گشتاور را در پی خواهد داشت.

### واژه‌های کلیدی

انتقال هیدرودینامیکی توان، کلاچ هیدرولیکی، مبدل گشتاور، مدل‌سازی

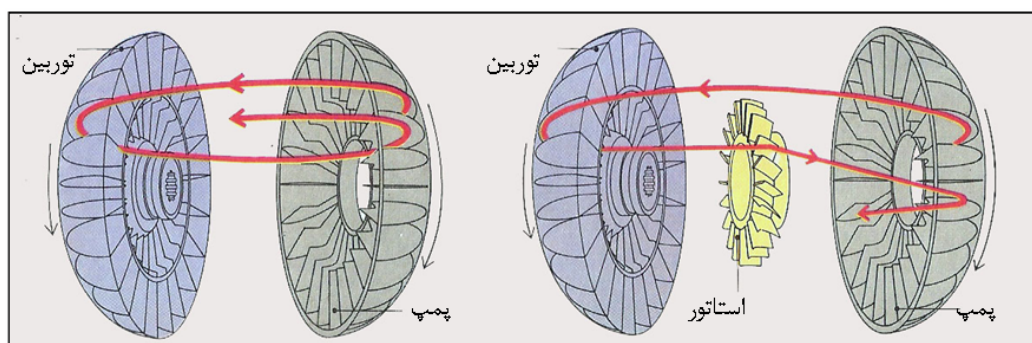
### مقدمه

مختلف از جمله تراکتورها و لودرها شده است. از مزایای انتقال توان هیدرودینامیکی، انعطاف‌پذیری در مقابل شوک‌های وارد بر سیستم و دامنه گسترده و پیوسته آن در تغییر گشتاورهای لازم در دستگاه است. مبدل گشتاور<sup>۳</sup>، وسیله‌ای که توان را به صورت هیدرودینامیکی انتقال می‌دهد، نوع تکمیل‌شده کلاچ هیدرولیکی<sup>۴</sup> (Fluid coupling) است و از سه قسمت اصلی پمپ، استاتور و توربین تشکیل شده و محل قرارگیری آن بین موتور و جعبه‌دنده است. این وسیله همچنین جایگزینی مناسب برای کلاچ مکانیکی است

توان، به صورت‌های مختلفی می‌تواند انتقال یابد: مکانیکی، نیمه‌هیدرولیکی، یا هیدرولیکی که در این میان انتقال هیدرولیکی جدیدترین نوع است. دو نوع انتقال هیدرولیکی وجود دارد یکی انتقال ایستائنی<sup>۱</sup> و دیگری انتقال روانایی<sup>۲</sup>. انتقال ایستائنی (هیدرواستاتیکی) توان از فشار بالای سیال (روغن) اما انتقال روانایی (هیدرودینامیکی) توان از سرعت بالای سیال بهره می‌گیرد. انتقال هیدرودینامیکی توان مزایایی دارد که باعث کاربرد گسترده آن در صنعت خودروسازی و ماشین‌های

محفظه، به گرما تبدیل می‌شود که در شکل ۱ سمت چپ نیز نشان داده شده است (کلاچ هیدرولیکی). با هدایت روغن خروجی از توربین به وسط پمپ با کمک استاتور، می‌توان از این انرژی باقیمانده بهره گرفت تا گشتاور زیادتری تولید شود. استاتور، معمولاً (در حالت افزایش گشتاور که مورد بحث در این تحقیق است) به‌طور ثابت و بدون حرکت در بین و مرکز پمپ و توربین مستقر می‌شود که در شکل ۱ سمت راست نشان داده شده است (Behroozilar *et al.*, 2006).

که توانایی تغییر گشتاور را به‌طور خودکار نیز دارد. در دستگاه‌های انتقال توان هیدرودینامیکی، نیروی گریز از مرکز ناشی از گردش پمپ با سرعت بالا، سبب می‌شود که روغن با سرعت زیاد به پره‌های توربین اصابت کند و آن را به گردش درآورد. جریان روغن اگر چه مقداری از سرعت خود را از دست می‌دهد ولی با خروج از انتهای این پره‌ها (وسط توربین) همچنان سرعتی قابل توجه دارد که در برخورد با روغن درون



شکل ۱- شکل سمت راست مبدل گشتاور و شکل سمت چپ کلاچ هیدرولیکی

با توان خروجی برابر باشد. در مبدل گشتاور، الزاماً گشتاور ورودی و خروجی با هم برابر نیستند. بنابراین سرعت دورانی محور ورودی و خروجی متفاوت‌اند (Vahedi, 2004). در بررسی و تحلیل مبدل گشتاور، روش‌های گوناگون به کار گرفته شده است. عده‌ای از محققان در این مورد بررسی‌هایی کرده‌اند که به برخی از آنها اشاره خواهد شد. هروات و توبلر (Hrovat & Tobler, 1985) با استفاده از روش باندوگراف و با در نظر گرفتن جریان سه‌بعدی و صرف‌نظر از تلفات و اثرهای گرمایی، یک دستگاه مبدل گشتاور را مدل‌سازی کردند. آنها حجم‌های کنترل‌شده‌ای را

گشتاور تحویلی موتور به پمپ و عکس‌العمل استاتور ناشی از برخورد سیال، هر دو به توربین انتقال داده می‌شوند (Pouran, 1998). میزان توان محرک (ورودی) در سیستم‌های انتقال هیدرودینامیکی توان، با حاصل‌ضرب گشتاور در سرعت زاویه‌ای پمپ برابر است. معمولاً محرک با سرعت دورانی ثابت و تحت گشتاور معین دوران می‌کند. در نتیجه توان دریافتی از محرک در هر لحظه مقداری است مشخص. میزان توان خروجی نیز با حاصل‌ضرب گشتاور در سرعت دورانی توربین برابر است. با فرض اینکه هیچ‌گونه اتلاف انرژی درون سیستم نداشته باشیم، توان ورودی باید

سه‌بعدی سیال درون مبدل گشتاور و سیستم مختصات متحرک منطبق بر پره‌ها، معادلات ناویه‌استوکس منطبق بر آن را به دست آورد. آذر نیایی (Azarniaiy, 2002) با بررسی سیستم‌های هیدرودینامیکی، با فرض ثابت بودن سرعت محورهای ورودی و خروجی، مبدل گشتاور را به صورت استاتیکی تحلیل کرد. در مورد مبدل گشتاور، محققانی مانند لکش‌مینارایانا (Lakshminarayan, 1995)، یانگ و همکاران (Yang *et al.*, 1999) و شیه و همکاران (Sheih *et al.*, 2000) مطالعاتی دیگر نیز انجام داده‌اند.

هدف از این تحقیق، تعیین مولفه‌های مختلف گشتاور وارد بر محور ورودی و خروجی مبدل گشتاور و تحلیل معادلات به دست آمده از آنهاست تا زمینه‌آشنایی بیشتر با رفتار دینامیکی و عملکرد این دستگاه فراهم شود.

### مواد و روش‌ها

#### تعیین معادلات

در تعیین معادلات گشتاور وارد بر محورهای ورودی و خروجی مبدل گشتاور، دستگاه در حالت نرمال کاری (افزایش گشتاور) در نظر گرفته می‌شود که استاتور ثابت و فرض بر این است که پمپ (محور ورودی) با سرعت دورانی ثابت و برابر با سرعت دورانی میل لنگ در حال دوران است و توربین (محور خروجی) با توجه به تغییرات بار خارجی، با سرعت دورانی غیر یکنواختی می‌چرخد. طبق قوانین مکانیک سیالات، گشتاور اعمالی از طرف فواره سیالی که به یک چرخ پره‌دار (پمپ، توربین و یا استاتور در مبدل گشتاور) برخورد می‌کند از معادله ۱ به دست می‌آید (Pouran, 1998). در ابتدا برای تعیین معادلات گشتاور اعمالی از طرف سیال بر پره‌های مبدل گشتاور از این معادله استفاده می‌شود:

در مسیر جریان عبوری از بین پره‌ها در نظر گرفتند و سپس روابط برداری نیرویی را در هر نقطه (المان) از پره‌ها اعمال کردند. با انتگرال‌گیری از تک‌تک المان‌ها، مجموع نیروهای وارد به پره‌ها محاسبه و در پایان، تغییرات افزایش گشتاور بر حسب نسبت تغییرات سرعت ورودی به خروجی ترسیم شد. کیسی و کیسی (Kesy & Kesy, 1993) یک سری معادلات دیفرانسیل و معادلات خطی مشتق‌شده از آنها را برای توصیف سیستم انتقال در مبدل گشتاور ارائه دادند. آنها با مدل‌سازی مبدل گشتاور و در نظر گرفتن پره‌های آن به صورت المان‌های بسیار کوچک، مجموع گشتاورهای اعمالی به محورهای ورودی و خروجی را تعیین کردند و مشخصه‌های استهلاک مبدل را به دست آوردند. بران و همکاران (Brun *et al.*, 1996) و گروور و همکاران (Gruver *et al.*, 1996) با استفاده از داده‌های آزمایشگاهی، حرکت روغن را در مبدل گشتاور بررسی کردند. اگزا و اوه (Xia & Oh, 1999) مدل ریاضی را برای بررسی رفتار دینامیکی مبدل گشتاور و محاسبه میزان تلفات انرژی هیدرولیکی ارائه کرد و با استفاده از نرم‌افزار اوردرایو<sup>۱</sup> تغییرات زمانی سرعت و شتاب خودروی شامل مبدل گشتاور را به دست آورد. لی و همکاران (Lee *et al.*, 2000) با تلفیق نتایج حاصل از تحلیل نظری و تجربی، یک مدل ریاضی برای شبیه‌سازی سه‌بعدی جریان سیال درون مبدل گشتاور و پیش‌بینی رفتار آن ارائه دادند. شین و همکاران (Shin *et al.*, 2002) اثر هندسه پره بر عملکرد مبدل گشتاور و تغییرات سه عامل بازده، فاکتور ظرفیت، و نسبت گشتاور به سرعت را بررسی کرد و دریافت که اثر هندسه پره بر تغییرات بازده، از دو عامل دیگر کمتر و تاثیر آن بر فاکتور ظرفیت بیشترین است. سعیدا (Saeeda, 1999) با در نظر گرفتن جریان

همچنین، با روش مشابه ارائه شده توسط کیسی و کیسی (Kesy & Kesy, 1992)، گشتاور حالت گذار در رابطه ۱ به صورت مجموع دو مولفه بیان و حاصل  $T_2$  نامیده می شود.

$$T_2 = I \cdot \alpha + \rho \cdot \bar{L} \cdot \bar{r} \cdot \cot \bar{\beta} \cdot \dot{Q} \quad (3)$$

که در آن،  $I$  = اینرسی قسمت های متحرک مبدل گشتاور و همچنین سیال موجود در بین پره های آن (بر حسب کیلوگرم بر متر مربع)؛  $\alpha$  = شتاب دورانی محور (بر حسب رادیان بر مجذور ثانیه)؛  $Q$  = تغییرات بده نسبت به زمان (بر حسب متر مکعب بر مجذور ثانیه)،  $\bar{L}$  = طول متوسط پره (بر حسب متر)؛  $\bar{r}$  = شعاع متوسط پره از محور (بر حسب متر)؛  $\bar{\beta}$  = زاویه متوسط پره در کل طول آن (بر حسب رادیان) است.

بخش اول رابطه ۳، متاثر از تغییرات سرعت دورانی محور چرخشی و بخش دوم آن متاثر از تغییرات بده سیال عبوری از بین پره ها نسبت به زمان است. گشتاور وارد بر پره ها، که در حالت کلی برابر مجموع  $T_1$  و  $T_2$  است، با مرتب کردن دو رابطه ۲ و ۳ به صورت رابطه ۴ بیان می شود:

$$T = \rho \cdot Q (V_o \cdot r_o - V_i \cdot r_i) + \rho \cdot Q (r_o^2 \cdot \omega_o - r_i^2 \cdot \omega_i) + I \cdot \alpha + \rho \cdot \bar{L} \cdot \bar{r} \cdot \cot \bar{\beta} \cdot \dot{Q} \quad (4)$$

طبق قانون پیوستگی در مکانیک سیالات:  $V = Q/A$  است که در آن،  $V$  = سرعت مماسی سیال؛  $Q$  = دبی؛ و  $A$  = سطح مقطع مؤثر عبوری سیال است. سطح مقطع مؤثر

$$T = \rho Q (V_o \cdot r_o - V_i \cdot r_i) + \int_i^o \frac{\partial (V \cdot r)}{\partial t} dm \quad (1)$$

که در آن،

$T$  = گشتاور اعمالی به پره ها بر حسب کیلوگرم متر مربع بر مجذور ثانیه،  $\rho$  = چگالی سیال (بر حسب کیلوگرم بر متر مکعب)،  $Q$  = بده سیال (بر حسب متر مکعب بر ثانیه)،  $V_i$  و  $V_o$  = به ترتیب مولفه مماسی سرعت ورودی و خروجی سیال به پره ها (بر حسب متر بر ثانیه)؛  $r_i$  و  $r_o$  = به ترتیب شعاع داخلی و خارجی پره از محور (بر حسب متر)،  $t$  = زمان (بر حسب ثانیه)؛  $dm$  = دیفرانسیل جرم سیال عبوری (بر حسب کیلوگرم)، و  $i$  و  $o$  = بیانگر محدوده طول پره از محل ورود تا خروج سیال است. قسمت اول معادله مربوط به گشتاور وارد بر پره ها در حالت سرعت دورانی ثابت محورها (گشتاور حالت یکنواخت) است و قسمت دوم در حالت سرعت متغیر اضافه می شود (گشتاور حالت گذار). در واقع قسمت دوم معادله در حالت سرعت ثابت محورها برابر صفر است.

در رابطه ۱، گشتاور حالت یکنواخت با در نظر گرفتن سرعت سیال نسبت به پره ها بیان شده است. با افزودن سرعت دورانی پره ها به آن، در حقیقت سرعت مطلق سیال را لحاظ کرده و حاصل  $T_1$  نامیده می شود.

$$T_1 = \rho Q [(V_o \cdot r_o + r_o \cdot \omega_o \times r_o) - (V_i \cdot r_i + r_i \cdot \omega_i \times r_i)] \quad (2)$$

که در آن،  $\omega_i$  و  $\omega_o$  = به ترتیب سرعت دورانی سیال در هنگام ورود و خروج از پره ها (بر حسب رادیان بر ثانیه) است.

بررسی و تحلیل دینامیکی عملکرد مبدل ...

پره‌های توربین برابر با سرعت خروجی سیال هنگام خروج از پره‌های پمپ ( $V_{op} = V_{it}$ ) و با توجه به شتاب دورانی محور توربین ( $\alpha = \omega_t$ )، گشتاور وارد بر محور خروجی به صورت رابطه ۷ محاسبه می‌شود که برابر گشتاور بار خارجی ( $T_r$ ) است:

$$T_r = \rho \cdot \left[ \left( \frac{r_{to}}{F_{to}} \right) \cdot \cot \beta_{to} - \left( \frac{r_{po}}{F_{po}} \right) \cdot \cot \beta_{po} \right] \cdot Q^2 + \rho \cdot (r_{to}^2 \cdot \omega_t) \cdot Q - \rho \cdot (r_{po}^2 \cdot \omega_p) \cdot Q + I_t \cdot \dot{\omega}_t + \rho \cdot \bar{L}_t \cdot \bar{r}_t \cdot \cot \bar{\beta}_t \cdot \dot{Q} \quad (7)$$

اندیس  $t$  در کمیت‌های رابطه بالا مربوط به توربین است.

پارامترهای موجود در سمت راست دو رابطه ۶ و ۷ (به استثنای  $Q$  و  $\omega_t$  و مشتقات آن دو) مربوط به مشخصات هندسی مبدل و سیال درون آن است که در هر نمونه مقداری ثابت، مشخص، و قابل اندازه‌گیری است. با معادل‌سازی این پارامترهای ثابت با حروف لاتین ( $A$  تا  $H$ )، بر حسب ضرایب متغیر  $Q$  و  $\omega_t$  در روابط ۶ و ۷، روابط زیر به دست می‌آیند:

$$T_e = A \cdot Q^2 + B \cdot Q + C \cdot \dot{Q} \quad (8)$$

$$T_r = D \cdot Q^2 + E \cdot Q \cdot \omega_t + F \cdot Q + G \cdot \omega_t + H \cdot \dot{Q} \quad (9)$$

این دو معادله بیانگر عملکرد مبدل گشتاور هستند.

### نتایج و بحث

برای تحلیل معادلات ۸ و ۹، روش‌های گوناگونی وجود

عبوری سیال در مبدل گشتاور معادل  $F \cdot \tan \beta$  است که  $\beta$  در آن زاویه پره (بر حسب رادیان) است. با در نظر گرفتن  $V = Q/F \cdot \tan \beta$  در رابطه ۴، این رابطه به صورت رابطه ۵ بیان می‌شود:

$$T = \rho \cdot \left[ \left( \frac{r_o}{F_o} \right) \cdot \cot \beta_o - \left( \frac{r_i}{F_i} \right) \cdot \cot \beta_i \right] \cdot Q^2 + \rho \cdot (r_o^2 \cdot \omega_o - r_i^2 \cdot \omega_i) \cdot Q + I \cdot \alpha + \rho \cdot \bar{L} \cdot \bar{r} \cdot \cot \bar{\beta} \cdot \dot{Q} \quad (5)$$

رابطه ۵ به طور جداگانه در هر دو محور ورودی و خروجی اعمال می‌شود و با صرف نظر کردن از تلفات انرژی، معادلات گشتاور حاکم بر آنها از قرار زیر به دست می‌آیند. در محور ورودی با فرض سرعت دورانی ثابت پمپ ( $\alpha = 0$ ) و یکسان در نظر گرفتن سرعت ورودی سیال هنگام ورود به پره‌های پمپ برابر با سرعت خروجی سیال هنگام خروج از پره‌های استاتور ( $V_{os} = V_{ip}$ ) و با توجه به اینکه استاتور ثابت است ( $\omega_s = 0$ )، گشتاور وارد بر محور ورودی به صورت رابطه ۶ محاسبه می‌شود که برابر گشتاور موتور ( $T_e$ ) است.

$$T_e = \rho \cdot \left[ \left( \frac{r_{po}}{F_{po}} \right) \cdot \cot \beta_{po} - \left( \frac{r_{so}}{F_{so}} \right) \cdot \cot \beta_{so} \right] \cdot Q^2 + \rho \cdot (r_{po}^2 \cdot \omega_p) \cdot Q + \rho \cdot \bar{L}_p \cdot \bar{r}_p \cdot \cot \bar{\beta}_p \cdot \dot{Q} \quad (6)$$

اندیس‌های  $s$  و  $p$  در کمیت‌های رابطه بالا به ترتیب مربوط به استاتور و پمپ است.

در تعیین معادله گشتاور وارد بر محور خروجی با یکسان در نظر گرفتن سرعت ورودی سیال هنگام ورود به

هندسی مبدل است که مشتمل اند بر شعاع داخلی و خارجی پره‌ها (پره‌های پمپ، توربین، و استاتور) نسبت به محور مبدل، سطح مقطع بین پره‌ها برای عبور سیال، زوایا و طول پره‌ها، گشتاور اینرسی قسمت‌های متحرک مبدل و سیال موجود در بین پره‌ها، و چگالی سیال مورد استفاده.

پارامترهای متغیر موجود در معادلات گشتاور محورهای مبدل، شامل تغییرات لحظه‌ای بده عبوری از بین پره‌ها و سرعت دورانی محور خروجی است. این تغییرات بر اثر نوسانات بار خارجی اعمالی اتفاق می‌افتد.

پارامترهای مربوط به خصوصیات فیزیکی مبدل و سیال درون آن، برای یک نمونه واقعی مبدل گشتاور مربوط به لودر ۹۵۰ کاتریپیلار طبق جدول ۱ اندازه‌گیری و جایگذاری شد.

دارد. برای سهولت کار و قابل تعمیم‌بودن روش ارائه‌شده برای سایر مبدل‌ها با مشخصات فیزیکی متفاوت، از نرم‌افزار مطلب<sup>۱</sup> (MATLAB) استفاده شده است. معادلات در محیط سیمولینک<sup>۲</sup> (simulink) نرم‌افزار با دو ورودی متغیر و دو خروجی مدل‌سازی شده‌اند. بدین صورت که پس از وارد کردن پارامترهای ثابت اندازه‌گیری شده، نرم‌افزار ضرایب  $A$  تا  $H$  را محاسبه و با دریافت محدوده گشتاورهای ورودی و خروجی به تناسب ظرفیت مبدل (به عنوان دو ورودی مدل)، نمودارهای  $Q$  و  $w_t$  را بر حسب زمان (به عنوان دو خروجی مدل) ترسیم می‌کند.

دو معادله به‌دست آمده برای گشتاور وارد بر محورهای ورودی و خروجی مبدل، نشان می‌دهد که گشتاور وارد به این محورها متأثر از پارامترهای ثابت مربوط به خصوصیات



شکل ۲- تصویر سمت راست نمونه برش‌خورده و تصویر سمت چپ پمپ مبدل گشتاور لودر ۹۵۰ کاتریپیلار است.

گرفتن وزن سیال بین پره‌ها و وزن محور آن) در توان دوم شعاع (میانگین) اثر جرم موردنظر حاصل شده است.

چگالی سیال هیدرولیکی طبق توصیه‌های شرکت سازنده و سرعت دورانی محور پمپ (برابر سرعت دورانی موتور) از اطلاعات سازنده لحاظ شد. زوایای پره‌ها در نمونه‌های مختلف مبدل گشتاور در محدوده‌ای مشخص از اطلاعات موجود جایگزین شده است.

شعاع خارجی پره‌های هر سه قطعه (فاصله عمودی بین لبه خارجی پره تا خط وسط محور مبدل) با استفاده از کولیس اندازه‌گیری و سطح مقطع بین پره‌ها از حاصل‌ضرب محیط خارجی و پهنای آنها حاصل شد. طول پره‌ها با استفاده از اندازه‌گیری طول مفتول سیمی حاصل شد که در انتهای پره‌های نمونه برش‌خورده قرار داده شده بود. گشتاور اینرسی از حاصل‌ضرب وزن توربین (با در نظر

1- MATLAB

2- Simulink

جدول ۱- پارامترهای اندازه‌گیری شده در مبدل لودر ۹۵۰ کاتریپلار

پارامتر	مقدار	پارامتر	مقدار
$\rho$	۹۰۰ (کیلوگرم بر متر مکعب)	$\bar{r}_p$	۰/۱۰۵ (متر)
$r_{po}$	۰/۱۴ (متر)	$\cot \bar{\beta}_p$	۱/۱۷
$F_{po}$	۰/۰۱۷ (متر مربع)	$r_{to}$	۰/۱ (متر)
$\tan \beta_{po}$	۰/۶	$F_{to}$	۰/۰۱۱۳ (متر مربع)
$r_{so}$	۰/۰۸۵ (متر)	$\tan \beta_{to}$	۰/۴۴
$F_{so}$	۰/۰۰۹۷ (متر مربع)	$I_t$	۰/۰۲ (کیلوگرم متر مربع)
$\tan \beta_{so}$	۰/۴۴	$\bar{L}_t$	۰/۰۵۱ (متر)
$\omega_p$	۲۵۱/۲ (رادیان بر ثانیه)	$\bar{r}_t$	۰/۱۱۵ (متر)
$\bar{L}_p$	۰/۰۸۹ (متر)	$\cot \bar{\beta}_t$	۰/۵۲

خواهد شد که برابر با سرعت محور ورودی است. در شکل ۳ سمت راست با گذشت زمان و افزایش سرعت دورانی محور خروجی، بده عبوری افزایش می‌یابد. با نزدیک شدن به حالت کوپلینگ و هم‌دور شدن محورهای ورودی و خروجی، بده سیال عبوری با گذشت زمان ثابت می‌ماند که معادلات به دست آمده تا قبل از این زمان صادق هستند.

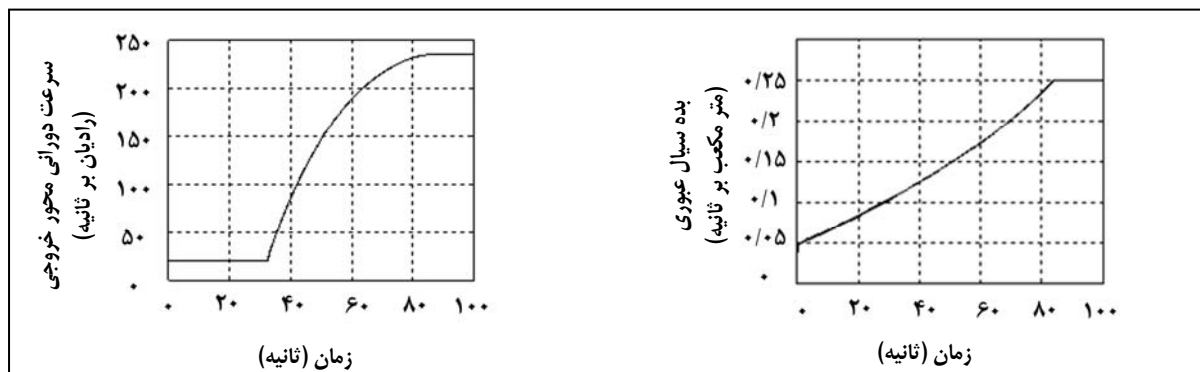
نتایج به دست آمده با نتایج اطلاعات ارائه شده توسط سازندگان دستگاه مبدل گشتاور منطبق است، اگرچه سازندگان در خصوص حالت گذرا نتایجی ارائه نداده‌اند.

امروزه در سیستم‌های هیدرولیکی از سیال‌های جدید استفاده می‌شود که چگالی بالاتر از آب دارند. با استفاده از سیال با چگالی ۱۲۰۰ کیلوگرم بر مترمکعب در این نمونه از مبدل گشتاور، با همان شرایط، نتایج حاصل از تحلیل‌ها تغییراتی خواهند داشت که در شکل ۴ نشان داده شده است.

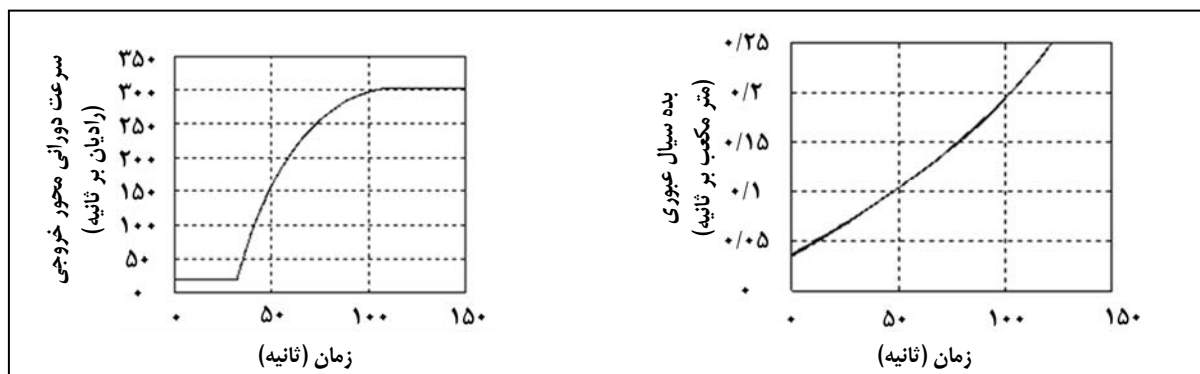
با توجه به اینکه گشتاور بیشینه موتور حدود ۴۰۰ نیوتن‌متر است، و با توجه به توانایی مبدل در افزایش گشتاور به میزان تقریباً دو برابر، تغییرات گشتاور محور ورودی مبدل در محدوده ۲۰۰ تا ۴۰۰ نیوتن‌متر و تغییرات گشتاور محور خروجی در محدوده ۵۰۰ تا ۴۰۰ نیوتن‌متر به عنوان ورودی‌های مدل در نظر گرفته شد.

نتایج حاصل از تحلیل معادلات در نرم افزار مطلب در شکل ۳ نشان داده شده است.

در شکل ۳ سمت چپ در زمان شروع به کار، مبدل در حالت واماندگی<sup>۱</sup> و سرعت دورانی محور خروجی نزدیک به صفر است. سپس با قرار گرفتن مبدل در فاز افزایش گشتاور، با گذشت زمان و افزایش گشتاور موتور، سرعت دورانی محور خروجی زیاد می‌شود. در انتهای نمودار که گشتاور گرفته شده از موتور با گشتاور بار خارجی تقریباً برابر و مبدل به فاز کوپلینگ<sup>۲</sup> نزدیک می‌شود، سرعت دورانی محور خروجی بین ۲۰۰ و ۳۰۰ رادیان بر ثانیه، تقریباً ثابت



شکل ۳- تغییرات بده سیال عبوری بر حسب زمان (سمت راست) و تغییرات سرعت دورانی محور خروجی بر حسب زمان در مبدل گشتاور لودر ۹۵۰ کاترپیلار (سمت چپ)



شکل ۴- تغییرات عملکرد مبدل گشتاور با استفاده از سیال با چگالی بالا

با اعمال گشتاور خارجی، و تا هم دور شدن محور توربین با پمپ (حالت کوپلینگ) سیر صعودی دارد. بده عبوری از بین پره‌ها نیز در این زمان حالت صعودی دارد. استفاده از سیال با چگالی بالاتر، سبب افزایش سرعت دورانی محور خروجی می‌شود.

در پایان پیشنهاد می‌شود که با استفاده از دستگاه تست مبدل یا تست مزرعه‌ای دستگاه نیز تأثیر عوامل مختلف بر عملکرد مبدل به دست آید و با نمودارهای حاصل مقایسه شود. بررسی مبدل در حالت کوپلینگ و مقایسه آن با حالت افزایش گشتاور نیز برای تحقیقات بعدی مفید خواهد بود.

نمودارها نشان می‌دهند که با استفاده از سیال با چگالی بالاتر، سرعت دورانی بیشتری خواهیم داشت که مطلوب است و بده عبوری نیز با تأخیر افزایش می‌یابد. بنابراین، سیالات هیدرولیکی جدید موجب افزایش عملکرد مبدل گشتاور می‌شوند.

### نتیجه‌گیری

گشتاور وارد بر محورهای ورودی و خروجی مبدل متأثر از مشخصات هندسی آن است شامل: شعاع خارجی و داخلی پره‌ها نسبت به محور، سطح مقطع بین پره‌ها، زوایا و طول پره‌ها، گشتاور اینرسی محور خروجی، چگالی سیال و سرعت دورانی محور پمپ.



## قدردانی

این پژوهش با حمایت و همکاری دانشکده مهندسی بیوسیستم دانشگاه تهران اجرا شد. لازم است از همکاری‌های آقایان دکتر علی جعفری و مهدی کرامت جهرمی از دانشکده مهندسی بیوسیستم دانشگاه تهران، مهندس علی نوروزی از شرکت هیکو (اراک) و آقای مهندس عبدالله دشتیان و خانم مهندس زهرا مشایخی از شرکت همکار ماشین قدردانی شود.

## مراجع

- Azarniaiy, M. 2002. Investigation of hydrodynamic power train system in heavy truck and practical recommendation for improving their operation. M. Sc. Thesis. Faculty of Agriculture. University of Tehran. Karaj. Iran. (in Farsi)
- Behroozilar, M., Jafari, A., Mobli, H. and Shahidzadeh, M. 2006. Grain Combine Harvesters. Bank Keshavarzi Pub. (in Farsi)
- Brun, K., Flack, R. D. and Gruver, J. K. 1996. Laser velocimeter measurements in the pump of an automotive torque converter, part 2-unsteady measurements. ASME J. Turbomachinery. 118, 570-577.
- Gruver, J. K., Flack, R. D. and Brun, K. 1996. Laser velocimeter measurements. ASME J. Turbomachinery. 118, 562-569.
- Hrovat, D. and Tobler, W. E. 1985. Bond graph modeling and computer simulation of automotive torque converters. J. Franklin Ins. 319(1,2): 93-114.
- Kesy, A. and Kesy, Z. 1993. Damping characteristics of a transmission system with a hydrodynamic torque converter. J. Sound Vibration. 166(3): 493-506.
- Lakshminarayana, B. 1995. Measurement and analysis of static pressure field in a torque converter pump. J. Fluid Eng. 117, 109.
- Lee, C., Jang, W., Lee, J. and Lim, W. 2000. Three dimensional flow field simulation to estimate performance of a torque converter. SAE World Congress. Mar. Detroit. USA.
- Pouran, M. 1999. Design principles of blade and principles torque converter in transmission. M. Sc. Thesis. University of Tehran. Tehran. Iran. (in Farsi)
- Saeeda, R. 1999. Formulation and 3D mesh generation for solution of Navier Stokes equations in automotive torque converter. M. Sc. Thesis. Dept. of Mechanical Engineering. University of Tehran. Tehran. Iran. (in Farsi)
- Shieh, T., Perng, C., Chu, D. and Makim, S. 2000. Torque converter analytical program for blade design process. SAE World Congress. Mar. Detroit. USA.
- Shin, S., Kim, D., Joo, I., Hong, Y. and Sin, K. 2002. The effect of reactor blade geometry on the performance of an automotive torque converter. SAE World Congress. Mar. Detroit. USA.
- Vahedi, N. 2004. Torque converter analysis and design. B. Sc. Thesis. Dept. of Mechanical Engineering. Amirkabir University of Technology. Tehran. Iran. (in Farsi)
- Xia, H. and Oh, P. 1999. A dynamic model for automotive torque converters Int. J. Vehicle Design. 21(4,5): 344-354.
- Yang, S., Shin, S. and Bae, I. 1999. A computer-integrated design strategy for torque converter using virtual modeling and computational flow analysis. Int. Congress and Exposition. Mar. 1-4. Detroit. USA.



## **Investigation and Dynamic Analysis of Torque Converter Operation**

**M. H. Ghasemi Bousejin<sup>\*</sup>, S. Mohtasebi, M. Behroozilar and H. Ahmadi**

<sup>\*</sup>Corresponding Author: M. Sc. Student. Faculty of Agriculture. University of Tehran. P. O. Box: 31587-14315, Karaj, Iran.  
E-mail: mrghasemib@gmail.com

In this research, the total torque input and output shafts were subjected to are used to formulate two differential equations using applied dynamics and fluid mechanics. The equations show that the input and output torques are a function of the constant geometrical parameters of a torque converter, including internal and external diameters of vanes, angle and length of vanes, cross section area between vanes, density of fluid, and inertia of the torque converter turbine. The variables in these equations were cross flow between vanes and output shaft speed. The equations were solved using MATLAB software. Simulation in MATLAB uses two inputs and two outputs. Eighteen physical parameters from an actual torque converter were measured and substituted as fixed parameters in the equations and diagrams of the variable parameters (flow between vanes and output shaft speed) were obtained. This diagram showed an increase from the beginning for the coupling phase. The simulation showed that the torque converter performs better using dense fluid.

**Key Words:** Hydro-Coupling, Hydrodynamic Transmission System, Simulation, Torque Converter