



مطالعه امکان سنجی و طراحی سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک برای خودروی خدمات شهری

غلامحسن پایگانه^{1*}، محسن اصفهانیان²، سهراب پاکدل بناب³

1- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، تهران

2- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان، اصفهان

3- کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تربیت دبیر شهید رجایی، تهران

* تهران، صندوق پستی: 136-16785-16785، g.payganeh@srttu.edu

چکیده

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 30 بهمن 1392

پذیرش: 28 اردیبهشت 1393

ارائه در سایت: 04 آبان 1393

کلید واژگان:

خودروی خدمات شهری

قوای محرکه هیبرید هیدرولیک

ترمز بازیاب

سیکل رانندگی

هدف از انجام این تحقیق، مطالعه امکان سنجی و طراحی سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک برای خودروی خدمات شهری به منظور بازیابی و ذخیره انرژی جنبشی و استفاده مجدد آن در تأمین توان رانشی خودرو می‌باشد. سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک شامل موتور احتراق داخلی، پمپ/موتور هیدرولیکی و انباره هیدرولیکی به عنوان منبع ذخیره انرژی می‌باشد. در این تحقیق از ساختار موازی برای سیستم قوای محرکه استفاده شده است. در مرحله اول مطالعه امکان سنجی فنی استفاده از سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک به منظور کاهش مصرف سوخت انجام گرفته است. در این تحقیق کامیون اکسور 1828 به عنوان خودروی هدف انتخاب شده است و با توجه به منحصر به فرد بودن سیکل رانندگی خودروی خدمات شهری جهت افزایش اعتبار نتایج امکان سنجی و طراحی، سیکل رانندگی خودروی خدمات شهری تهران استخراج شد. استخراج سیکل رانندگی خودروی خدمات شهری با بررسی سیکل حرکتی یک خودرو در روزهای کاری مختلف بدست آمده است. در مرحله بعد اندازه و نوع المان‌های هیبرید هیدرولیک با هدف بازیابی انرژی جنبشی خودرو در سیکل رانندگی استخراج شده، طراحی و انتخاب شده است. براساس طراحی‌های انجام شده، با استفاده از سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک، 17 درصد از انرژی ترمزی خودرو در طول یک سیکل رانندگی بازیابی و مجدداً استفاده می‌شود.

Feasibility study and design of hydraulic hybrid powertrain system for a refuse truck

Gholamhasan Payganeh^{1*}, Mohsen Esfahanian², Sohrab Pakdel Bonab³

1- Department of Mechanical Engineering, Shahid Rajaee Teacher Training University, Tehran, Iran.

2- Department of Mechanical Engineering, Isfahan University Of Technology, Isfahan, Iran

3- Department of Mechanical Engineering, Shahid Rajaee Teacher Training University, Tehran, Iran

* P. O. B. 16785-136 Tehran, Iran, g.payganeh@srttu.edu

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper

Received 19 February 2014

Accepted 18 May 2014

Available Online 26 October 2014

Keywords:

Refuse Truck

Hydraulic Hybrid Powertrain

Regenerative Braking

Driving Cycle

ABSTRACT

The aim of this study is the feasibility study and design of hydraulic hybrid power train system for refuse truck in order to regenerate and store kinetic energy to be reused for supplying propulsion power of vehicle. The hydraulic hybrid propulsion system includes a conventional internal combustion engine, a hydraulic pump/motor and also the accumulator as the energy storage device. Here, the parallel configuration has been chosen for implementing this powertrain. In the first part of the paper, regarding the unique driving trends of refuse trucks, a driving cycle for refuse truck in Tehran has been extracted to improve the reliability of the designed powertrain. Also, AXOR 1828, one of the trucks used as refuse vehicles in Tehran, has been chosen as the base vehicle. The driving cycle is extracted by performing observations on the base vehicle operation during a period of several days several days. In the second part of the paper, the components of hydraulic hybrid powertrain have been designed to recoup as much kinetic energy as possible in the refuse truck driving cycle. The initial computations show 17 percent reduction in fuel consumption of the refuse truck.

1- مقدمه

نرسیده است. ایده‌ای استفاده از مؤلفه‌ی توان حرکتی ثانویه در خودرو در کنار موتور احتراق داخلی تحت عنوان خودروی هیبرید یکی از راهکارهایی است که در سال‌های اخیر مورد توجه بسیاری از محققان و همچنین صنایع بزرگ خودروسازی قرار گرفته است. امروزه بیشتر خودروهای هیبرید تولید شده از نوع بنزینی-الکتریکی می‌باشد که در آنها از باتری به عنوان منبع انرژی ثانویه

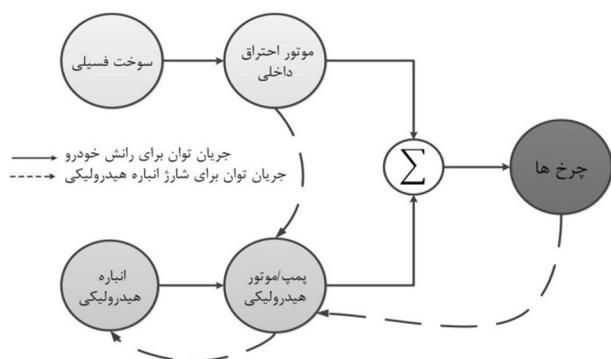
امروزه در شرایطی که عمر میادین بزرگ نفتی جهان به نیمه رسیده و تخریب طبیعت از حد به هم ریختگی اکوسیستم‌ها فراتر رفته و به ایجاد حفره در لایه ازون انجامیده، هنوز هم تکاپوی شرکت‌ها و کمپانی‌های بزرگ برای دستیابی به جایگزینی مناسب برای نفت خام و مشتقات آن به جای

Please cite this article using:

Gh.H. Payganeh, M. Esfahanian, S. Pakdel Bonab, Feasibility study and design of hydraulic hybrid powertrain system for a refuse truck, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 15, pp. 307-315, 2015 (In Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

Gh.H. Payganeh, M. Esfahanian, S. Pakdel Bonab, Feasibility study and design of hydraulic hybrid powertrain system for a refuse truck, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 15, pp. 307-315, 2015 (In Persian)



شکل 1 ساختار مفهومی خودروی هیبرید هیدرولیک

تحقیقات انجام شده در زمینه خودروی هیبرید هیدرولیک بیشتر به صورت آکادمیک و آزمایشگاهی می باشد. یکی از اولین تحقیقات انجام شده در زمینه سیستم هیبرید هیدرولیک برای بازیابی انرژی جنبشی، توسط سیرال دان و وجیسچوفسکی² [3] در سال 1972 انجام شد. در این پژوهش با استفاده از فلاویل و انباره به این نتیجه رسیده اند که می توان بیش از 50 درصد انرژی جنبشی تلف شده در زمان ترمزگیری را توسط سیستم هیدرولیکی بازیابی کرد. در سال 1979، بوچوالد و همکاران³ [4] مطالعه ای روی دو اتوبوس هیبرید هیدرولیک موازی انجام داد. نتیجه، کاهش 25 تا 30 درصدی مصرف سوخت خودرو را نشان می داد. در سال 1985 تحقیقی در مورد مدل سازی یک خودروی سواری هیبرید هیدرولیک موازی توسط تولفسون و همکاران⁴ [5] انجام شد. این تحقیق، کاهش قابل توجه مصرف سوخت را در مسیرهای شهری برای خودروی سواری هیبرید هیدرولیک موازی نشان می دهد. در سال 1989 نیز ردی و رابودو⁵ [6]، مطالعه ای روی یک اتوبوس هیبرید موازی هیدرولیکی با پمپ-موتور جابجایی ثابت انجام دادند. هدف از آن مطالعه بررسی مزیت پمپ-موتورهای جابجایی متغیر بر نوع جابجایی ثابت آن ها در سیستم های تولید و انتقال قدرت هیبریدی بود. آزمایش های مشابه دیگری توسط پورموحد و همکارانش [7] در سال 1992 انجام شد. این آزمایش ها در رابطه با بازیابی انرژی جنبشی با استفاده از سیستم های هیدرولیکی انجام شده است. در کنار تحقیقات آکادمیک انجام شده، فعالیت هایی نیز در زمینه ساخت نمونه صنعتی خودروی هیبرید هیدرولیک انجام شده است. اولین پروژه صنعتی در زمینه خودروی هیبرید هیدرولیک توسط شرکت مان⁶ [8] در شهر برلین آلمان انجام شده است. شرکت مان دانش فنی گسترده ای در نمونه سازی اتوبوس هیبرید هیدرولیک تدوین کرده است. در سال 1989 پروژه مشابهی توسط داویس⁷ [9]، در کانادا برای اتوبوس شهری صورت گرفته است. در سال 2000، دانشگاهی در لهستان یک نمونه اتوبوس هیبرید هیدرولیکی را با ساختار موازی طراحی و اجرا نمود. مدل سازی و طراحی کنترل استراتژی این اتوبوس توسط پاولسکی⁸ [10]، ارائه شده است. در سال 2002 شرکت فورد موتورز با همکاری آژانس حمایت از محیط زیست آمریکا [11]، سیستم هیبرید هیدرولیک موازی را برای خودروهای اس یو وی⁹ طراحی و اجرا نمود. نتایج تست های انجام شده با دینامومتر، صرفه جویی 23/6 درصد را در مصرف سوخت خودرو نشان می دهد. در سال 2008 شرکت بوش رکسروت آلمان [12] که در زمینه ساخت انواع تجهیزات

استفاده شده است. یکی از اهداف اصلی استفاده از سیستم های هیبرید در بخش قوای محرکه خودروها، بازیابی انرژی جنبشی خودرو در حین ترمزگیری است. استفاده از باتری به عنوان منبع انرژی ثانویه دارای محدودیت هایی همچون پایین بودن چگالی توان، پایین بودن عمر مفید و قیمت بالا می باشد. لذا استفاده از این منبع انرژی برای خودروهای سنگین که توقف-حرکت زیادی دارند و باتوجه به وزن بالای آن ها چگالی توان بالایی را برای بازیابی انرژی ترمزی خودرو طلب می کنند، توجیه فنی ندارد [1]. از طرفی، باتوجه به وزن بالای این خودروها، مقدار انرژی بیشتری جهت رانش خودرو نسبت به خودروهای سواری نیاز است. این مورد، استفاده از تعداد سلول های باتری بیشتری را می طلبد که افزایش هزینه ی تولید خودروی هیبرید را به دنبال خواهد داشت.

برای حل این مشکلات از انباره یا منبع ذخیره انرژی هیدرولیکی به عنوان منبع انرژی ثانویه در خودروهای سنگین هیبرید استفاده می شود. انباره منبع ذخیره کننده انرژی هیدرولیکی است و نسبت به باتری چگالی توان و عمر مفید بالاتری داشته و قیمت آن نیز پایین تر می باشد. خودرویی که از انباره به عنوان منبع انرژی ثانویه استفاده می کند، خودروی هیبرید هیدرولیک¹ نام دارد.

سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک نیز مانند هیبرید الکتریک، در قالب سه ساختار سری، موازی و سری-موازی قابل اجرا است [2]. در ساختار سری، موتور احتراق داخلی ارتباطی با چرخ ها ندارد و توان مکانیکی تولیدی آن با استفاده از یک مبدل (پمپ هیدرولیک) به توان هیدرولیکی تبدیل و سپس در انباره ذخیره و مجدداً با استفاده از یک مبدل (موتور هیدرولیک) به توان مکانیکی تبدیل می شود. در صورتی که در ساختار موازی، هر دو مبدل توان (موتور احتراق داخلی و پمپ/موتور هیدرولیکی) به چرخ ها متصل هستند. ساختار سری-موازی ترکیبی از دو حالت قبل است. از لحاظ مفهومی ساختار خودروی هیبرید هیدرولیک به صورت شکل 1 می باشد.

همان طور که در شکل 1 مشاهده می شود، منبع انرژی و مبدل توان شماره 1 یعنی مجموعه احتراق داخلی یک سیستم یک طرفه است و در تأمین نیروی کشنده نقش دارد و قادر به جذب انرژی در هنگام ترمزگیری نمی باشد. اما منبع انرژی و مبدل توان شماره 2، یعنی مجموعه هیدرولیک یک سیستم دو طرفه است. بدین معنی که هم در تأمین نیروی کشنده نقش دارد و هم قادر به جذب و ذخیره انرژی از طریق موتور احتراق داخلی یا از طریق چرخ ها (در زمان ترمزگیری خودرو) می باشد. همان طور که بیان شد، منبع ذخیره ی انرژی در سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک، انباره و مبدل توان در این سیستم، یک پمپ/موتور هیدرولیکی است. پمپ/موتور یک ماشین هیدرولیکی است که متناظر با فرمان کنترلی دریافتی، امکان فعالیت به هر دو صورت پمپ و موتور را داراست.

هدف از اضافه نمودن منبع انرژی و مبدل توان ثانویه، مدیریت بهینه موتور احتراق داخلی به منظور کارکرد در نقاط بهینه و نیز بازیابی انرژی جنبشی خودرو هنگام ترمزگیری می باشد. ترمز بازیابی یکی از مهمترین ویژگی های خودروی هیبرید است و انرژی جنبشی خودرو به جای اینکه به صورت حرارت در ترمز مکانیکی تلف شود، در منبع انرژی ثانویه ذخیره و در شتابگیری از آن استفاده می شود. این امر نقش به سزایی در کاهش مصرف سوخت و آلایندها دارد. سیستم های هیدرولیکی بدلیل داشتن چگالی توان بالا، توانایی زیادی را در جذب انرژی ترمزی خودرو دارند. در مقابل، منبع ذخیره ی انرژی هیدرولیکی چگالی انرژی کمتری نسبت به باتری دارد؛ لذا مدیریت موتور احتراق داخلی نمی تواند به خوبی انجام پذیرد.

1- hydraulic hybrid vehicle

2- Searl Dunn
3- Buchwald
4- Tollefson, Beachley and Fronczak
5- Reddy and Rayudu
6- Man
7- Davies
8- Pawelski
9- Sport Utility Vehicle

دارند. با استفاده از روش مستقیم، دقت داده برداری بالاتر است و انواع داده‌های موردنیاز مانند دور خروجی موتور و نسبت دنده انتخابی توسط راننده، قابل اندازه‌گیری و ثبت می‌باشد.

2- اندازه‌گیری غیرمستقیم با استفاده از یک خودرو تعقیب‌گر: این روش، در بسیاری مواقع برای بدست آوردن الگوهای حرکتی خودروهای در حال حرکت استفاده می‌شود. خودرو تعقیب‌گر یک خودرو تجهیز شده است و در مواقعی که امکان اندازه‌گیری مستقیم حرکت خودرو اصلی (خودروی هدف) فراهم نباشد، با دنبال کردن خودروی هدف تا حدی الگوی حرکتی آن خودرو را تعیین می‌کند.

در این تحقیق برای اجتناب از عدم دقت در به دست آوردن الگوی حرکت، از روش مستقیم استفاده شده است. همچنین به دلیل عدم دسترسی به سیستم‌های پیشرفته‌ی اندازه‌گیری، از یک دوربین فیلم‌برداری استفاده شده است که بصورت پیوسته از سرعت‌سنج و دورسنج داخل کابین راننده فیلم برداری می‌کند. داده‌برداری از سرعت خودرو، در چند روز کاری و ساعت‌های متفاوت انجام شده است. آزمایشات داده‌برداری با همکاری ایستگاه ماشین‌آلات مکانیزه منطقه 8 تهران انجام گرفته است. بعد از اتمام مأموریت، فیلم‌ها چندین بار بازبینی و سرعت خودرو بر حسب زمان ثبت شده است. در مجموع می‌توان اطلاعات ثبت‌شده را به 5 بازه زمانی تقسیم‌بندی کرد.

- مدت زمان کارکرد در جا (T_1)
- مدت زمان کارکرد در حالت دریاچه نیمه‌باز جهت راه‌اندازی پمپ هیدرولیک (T_2)
- مدت زمان شتاب‌گیری خودرو (T_3)
- مدت زمان حرکت با سرعت ثابت (T_4)
- مدت زمان ترمزگیری خودرو (T_5)

جدول 2 نمونه‌ای از نتایج داده‌برداری‌های صورت‌گرفته و شکل 2 سهم حالات مختلف حرکتی را در خودروهای خدمات شهری نشان می‌دهد. در جدول 2، هر سطر نشان‌دهنده‌ی یک میکروسفر² است که در آن خودرو از حالت توقف شروع به حرکت می‌کند و در نهایت به حالت توقف می‌رسد. برای هر میکروسفر، 5 پارامتر زمانی معرفی شده در بالا به همراه سرعت ماکزیمم (V_{max})، سرعت دورانی ماکزیمم موتور احتراق داخلی (W_{max})، مقدار شتاب در حالت شتاب‌گیری (Acc) و مقدار شتاب در حالت ترمزگیری (Dec) ارائه شده است.

جدول 1 مشخصات کامیون اکسور 1828 [15]

مشخصه	مقدار
وزن کل (kg)	5830
بار وارده بر محور عقب (kg)	2045
بار وارده بر محور جلو (kg)	3785
وزن ناخالص مجاز (kg)	1800
شعاع چرخ (m)	0/295
مدل موتور	LA9060M-
قدرت موتور (Hp)	279 در 2300 دور بر دقیقه
حداکثر گشتاور موتور (Nm)	1100 در 1250 تا 1500 دور بر دقیقه
ضریب اصطکاک غلشی (f_r)	0/01
ضریب درگ (C_D)	0/55
نسبت دنده دیفرانسیل	3/583 : 1
چگالی هوا (kg/m^3)	1/202

2- Micro trip

هیدرولیکی فعالیت می‌کند، نمونه‌ی صنعتی سیستم‌های هیبرید هیدرولیک را با نام اچ‌آربی¹ تولید نموده است. این شرکت در سال 2009 استانداردهای لازم را برای محصول خود اخذ نموده است. نتایج حاصل از تست‌های عملی، کاهش مصرف سوخت 14 الی 25 درصد را با توجه به سیکل رانندگی نشان می‌دهد. تحقیقات ذکر شده در بالا نشان می‌دهد که هدف اصلی ساخت خودروی هیبرید هیدرولیک، بازیابی انرژی جنبشی خودرو هنگام ترمزگیری می‌باشد. همچنین بیشتر پروژه‌های صنعتی برای خودروهای سنگین می‌باشد و ساختار انتخاب شده از نوع موازی بوده است.

در تحقیق حاضر سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک با استراتژی جذب ماکزیمم انرژی ترمزی برای کامیون خدمات شهری و انجام حداقل تغییرات ممکن در ساختار خودروی پایه طراحی شده است و در این ساختار موتور احتراق داخلی انباره هیدرولیکی را شارژ نمی‌کند. قبل از طراحی سیستم قوای محرکه هیبرید، برای بررسی عملکرد کامیون هدف، سیکل رانندگی خودروی هدف استخراج گردید. مطالعه و استخراج سیکل رانندگی بمنظور افزایش اعتبار نتایج امکان‌سنجی، طراحی بهینه و شبیه‌سازی ضروری می‌باشد و از مهمترین کارهای داخلی انجام شده در این زمینه می‌توان به مطالعه و استخراج سیکل شهری تهران توسط آقای نقی زاده اشاره کرد [13]. در مرحله بعد طراحی سیستمی براساس عملکرد مناسب در این سیکل انجام گرفته است.

2- مطالعه امکان‌سنجی

در مرحله اول مطالعه امکان‌سنجی فنی استفاده از سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک به منظور کاهش مصرف سوخت انجام گرفته است. با توجه به منحصر به فرد بودن سیکل رانندگی خودروی خدمات شهری جهت افزایش اعتبار نتایج امکان‌سنجی و طراحی، سیکل رانندگی خودروی خدمات شهری استخراج شد. سیکل رانندگی، منحنی‌های سرعت بر حسب زمانی هستند که برای نوع خاصی از وسیله نقلیه در یک محیط حرکتی با ویژگی‌های خاص خود برای نشان دادن الگوی پیروی شونده رانندگی برای آن وسیله نقلیه و در آن شرایط مورد نظر به کار می‌روند. سیکل رانندگی یکی از مهمترین مؤلفه‌های ورودی برای طراحی و مدل‌سازی قوای محرکه یک خودرو می‌باشد [14]. انتخاب سیکل رانندگی استاندارد تأثیر زیادی در عملکرد و مصرف سوخت خودرو در مرحله‌ی شبیه‌سازی دارد.

2-1- استخراج سیکل رانندگی خودروی خدمات شهری تهران

به منظور استخراج سیکل رانندگی استاندارد، بایستی اطلاعات جامع و معتبر از شرایط رانندگی خودروی هدف در محدوده مکانی و زمانی مشخص جمع‌آوری گردد.

در تحقیق حاضر کامیون اکسور 1828 با کاربری خودروی خدمات شهری به عنوان خودروی پایه انتخاب شده است. مشخصات کامیون اکسور 1828 در جدول 1 ارائه شده است.

مهمترین بخش استخراج سیکل رانندگی، اندازه‌گیری و داده‌برداری سرعت خودرو بر حسب زمان می‌باشد. برای اندازه‌گیری داده‌های حرکتی خودروها در شرایط واقعی می‌توان از روش‌های مختلفی استفاده کرد [13]. این روش به دو دسته تقسیم می‌شوند که عبارتند از:

1- اندازه‌گیری مستقیم با استفاده از نصب تجهیزات روی وسیله نقلیه هدف: در این روش تجهیزات اندازه‌گیری روی خودروی هدف نصب و برای داده‌برداری استفاده می‌شوند. برای اندازه‌گیری مستقیم، سیستم‌های مختلفی مانند سیستم‌های مکانیکی، حسگرهای نوری و نرم‌افزارهای اندازه‌گیری وجود

1- Hydrostatic Regenerative Braking

سرعت خودرو در شرایط واقعی داده‌های بدست آمده از اندازه‌گیری‌ها برای استخراج داده‌های نمونه از بین آن‌ها، مورد تحلیل قرار می‌گیرند. این تحلیل داده‌هایی را که دارای بیشترین شباهت با کل داده‌ها هستند برای تشکیل سیکل حرکتی انتخاب می‌کند. در این روند پس از دسته‌بندی داده‌ها به میکروتریپ‌ها و سپس دسته‌بندی میکروتریپ‌ها به شرایط ترافیکی مختلف، میکروتریپ‌هایی که دارای بیشترین حالت نمایانگری از داده‌ها هستند انتخاب می‌شوند و از کنارهم گذاردن میکروتریپ‌های نمایانگر، سیکل نهایی به‌دست می‌آید. مشخصات این سیکل باید با مشخصات کل داده‌ها مقایسه شود تا میزان تطابق هر کدام از پارامترهای سیکل با همان پارامتر برای کل داده‌ها به‌دست آید و میزان مطلوب بودن سیکل به‌دست آمده معین گردد.

برای قابلیت تکرارپذیری سیکل و امکان اجرای آن هنگام تست خودرو بر روی شاسی دینامومتر و یا انجام شبیه‌سازی‌های کامپیوتری، حذف فرکانس‌های بالای موجود در منحنی سرعت-زمان ارائه شده به‌عنوان سیکل حرکتی لازم است. برای این منظور داده‌ها از یک فیلتر که فرکانس‌های بالا را حذف می‌کند عبور داده می‌شوند [13].

با به کار گیری محاسبات آماری و روند تحلیل بر روی داده‌های ثبت شده در شرایط واقعی برای خودروی خدمات شهری تهران، پس از انتخاب میکروتریپ‌های نمونه و قرار دادن آنها در کنار یکدیگر، سیکل حرکتی خودرو به‌دست می‌آید. شکل 3 سیکل حرکتی خودروی خدمات شهری و جدول 3 مشخصات سیکل حرکتی استخراج شده را نشان می‌دهد.

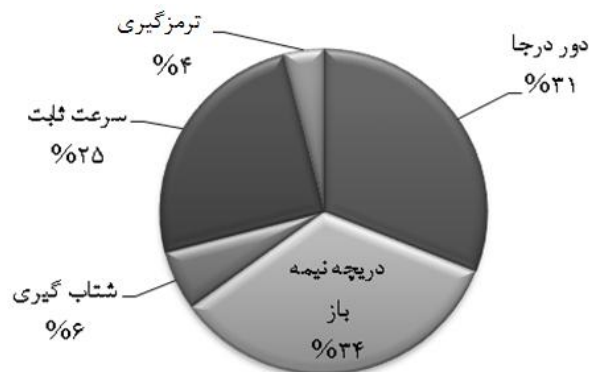
نتایج به‌دست آمده نشان می‌دهد که دفعات ترمزی و شتاب ماکزیمم منفی و مثبت خودروهای خدمات شهری تهران بیشتر از سیکل‌های دیگر می‌باشد. این مسأله می‌تواند به معنای تهاجمی‌تر بودن رانندگی در شهر تهران و یا انجام مأموریت خاص این نوع خودروها باشد که اثرات خود را هم در ایمنی و هم بر مصرف سوخت و آلایندگی‌های خودروها دارد.

بدلیل بالا بودن تعداد دفعات ترمزگیری و همچنین توان ترمزی خودروی خدمات شهری، مقدار زیادی از انرژی رانشی خودرو، توسط سیستم ترمز مکانیکی هدر می‌رود. شکل 4 مقدار دفعات و توان ترمزگیری را برای خودروهای مختلف نشان می‌دهد.

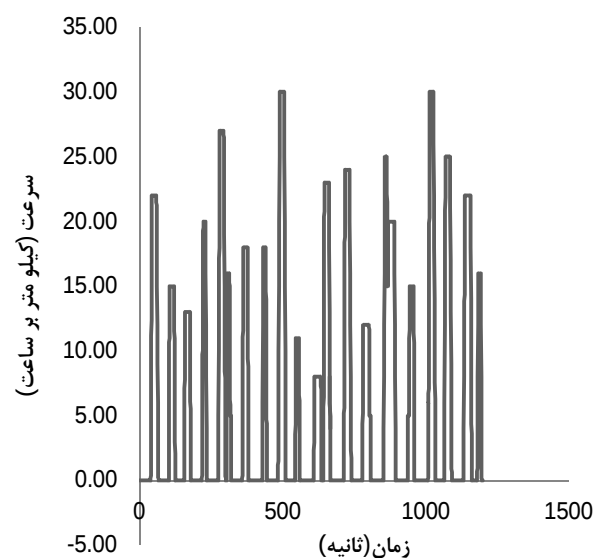
مطابق شکل 4 خودروهای خدمات شهری، بالاترین دفعات و توان ترمزی را نسبت به سایر خودروها دارند.

جدول 3 مشخصات سیکل حرکتی خودروی خدمات شهری تهران

نوع سیکل	خودروی خدمات شهری
زمان (s)	1200
درصد زمانی توقف	68
درصد زمانی شتاب‌گیری	6
درصد زمانی ترمزگیری	4
درصد زمانی حرکت با سرعت ثابت	22
سرعت متوسط (km/h)	18/14
شتاب متوسط (m/s ²)	1/12
شتاب منفی متوسط (m/s ²)	1/71
سرعت حداکثر (km/h)	30
شتاب حداکثر (m/s ²)	1/66
شتاب منفی حداکثر (m/s ²)	2/2
مسافت (km)	1.8
تعداد میکروتریپ‌ها	20
تعداد توقف در هر کیلومتر	11



شکل 2 سهم حالات مختلف حرکتی در سیکل رانندگی خودروی خدمات شهری



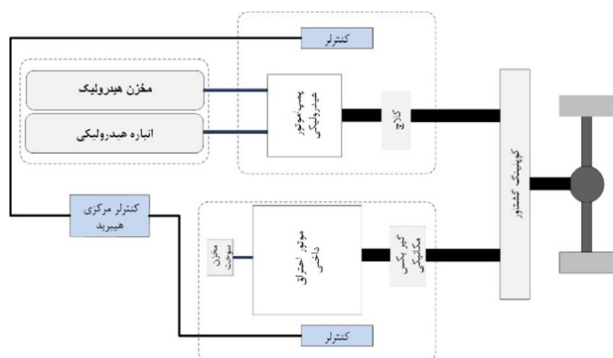
شکل 3 سیکل رانندگی خودروی خدمات شهری تهران

جدول 2 داده‌های اندازه‌گیری‌شده در سیکل رانندگی خودروی خدمات شهری تهران

T ₁ (s)	T ₂ (s)	T ₃ (s)	T ₄ (s)	T ₅ (s)	V _{max} (km/h)	W _{max} (rpm)	Acc. (m/s ²)	Dec. (m/s ²)
21	25	5	14	3	21	1100	1/16	1/94
27	24	4	15	2	16	1050	1/11	2/2
18	30	5	20	3	12	900	0/66	1/11
16	22	4	12	3	23	1350	1/06	2/12
45	26	5	14	5	30	1900	1/66	2/08
32	0	4	11	3	13	1250	0/90	1/20
25	32	3	13	2	10	1400	0/92	1/38
14	29	5	14	3	17	1200	0/94	1/57
15	29	5	17	3	21	1700	1/16	1/94
23	25	5	15	3	21	1650	1/16	1/94
21	26	4	13	4	28	1800	1/94	1/94
16	27	3	21	3	12	1250	1/11	1/11
17	24	5	27	3	17	1200	0/94	1/57
14	26	4	12	2	13	1100	0/90	1/80

باتوجه به سیکل حرکتی خودروی خدمات شهری، فرآیند شتاب‌گیری و ترمزگیری این خودرو با شتاب ثابت انجام می‌گیرد.

همان‌طور که در شکل 1 مشاهده می‌شود زمان کارکرد موتور احتراق داخلی در حالت توقف خودرو برابر 65 درصد می‌باشد که این نسبت باید در سیکل رانندگی استخراج شده نیز رعایت شود. پس از اندازه‌گیری و ثبت



شکل 6 حیدمان قوای محرکه هسید هیدرولیک برای کامیون اکسور 1828

همان‌طور که در جدول 4 مشاهده می‌شود درصد بالایی از انرژی جنبشی خودرو در حالت ترمزگیری قابل بازیابی است. لذا در صورت استفاده از ترمز بازیاب می‌توان درصد بالایی از انرژی ترمزی خودرو را بازیابی کرد. همچنین انرژی بازیاب‌شده در مرحله شتاب‌گیری استفاده شده و باعث کاهش مصرف سوخت خود، و خواهد شد.

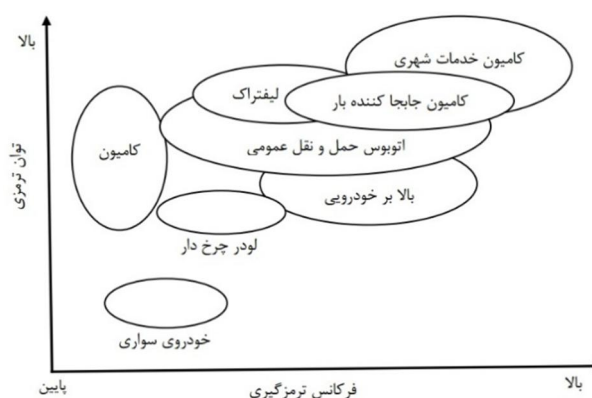
در خودروهای هیبرید الکتریکی، بازیابی انرژی ترمزی صورت می‌گیرد ولی بدلیل پایین بودن چگالی توان باتری‌ها تنها بخش کوچکی از انرژی ترمزی بازیاب می‌شود. درمقابل، مجموعه‌ی هیبرید هیدرولیک با داشتن چگالی توان بالا، قابلیت بازیابی درصد بیشتری از انرژی ترمزی را دارد [17]. در این مجموعه، انباره به عنوان منبع ذخیره انرژی هیدرولیکی مورد استفاده قرار می‌گیرد. ذخیره‌سازی انرژی هیدرولیکی در داخل انباره در بیشتر موارد به‌وسیله متراکم‌سازی توده گاز انجام می‌شود. به این منظور از گاز نیتروژن که بی‌خطر است، استفاده می‌شود. درمقابل، چگالی انرژی انباره پایین بوده و حفظ سطح شارژ انباره درحد مطلوب نیازمند کنترل دقیق سیستم است. شکل 5 چگالی توان و انرژی سیستم‌های مختلف ذخیره انرژی را نشان می‌دهد.

3- طراحی قوای محرکه‌ی هیبرید هیدرولیک

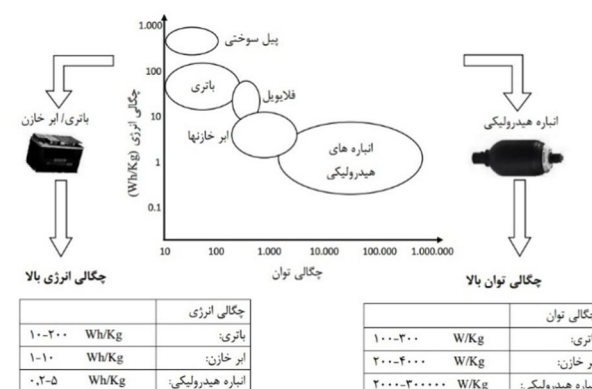
پس از استخراج سیکل حرکتی خودروی خدمات شهری، در این قسمت سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک برای این نوع خودرو طراحی شده‌است. طراحی سیستم قوای محرکه براساس سیکل رانندگی بدست‌آمده در قسمت قبل انجام گرفته‌است.

در این قسمت، اندازه و نوع المان‌های اصلی سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک تعیین شده‌است. یکی از مهمترین پیش فرض‌های طراحی، اعمال حداقل تغییرات ممکن در ساختار کامیون پایه می‌باشد. این فرض موجب می‌شود که از میان انواع ساختارهای هیبرید، نوع موازی را انتخاب نماییم. در ساختار هیبرید هیدرولیک موازی، موتور احتراق داخلی به‌عنوان منبع اصلی تولید توان ایفای نقش می‌کند و پمپ/موتور هیدرولیکی به عنوان مؤلفه‌ی تولید توان کمکی بکار می‌رود. از این‌رو، تجهیزات به‌مراتب کم‌حجم‌تر و سبک‌تری نسبت به یک سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک سری نیاز است. در شکل 6 چیدمان سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک برای کامیون اکسور 1828 ارائه شده‌است.

همان‌طور که در قسمت قبل ذکر شد، باتوجه‌به پایین بودن چگالی انرژی انبازه، امکان کاهش سائز موتور احتراق داخلی (انتخاب موتور با ماکزیمم توان پایین‌تر) وجود ندارد. زیرا با استفاده از موتور با توان کمتر، قابلیت عملکرد کامیون در حرکت‌های پیوسته (مانند شیب‌پیمایی) کاهش می‌یابد. از این‌رو در طراحی سیستم هیبرید حاضر، از همان موتور احتراق داخلی موجود روی کامیون اکسور 1828 استفاده شده‌است.



شکل 4 مقایسه فرکانس و توان ترمزی برای خودروهای مختلف [16]



شکل 5 چگالی انرژی و توان سیستم‌های مختلف ذخیره انرژی [16]

جدول 4 مقادیر انرژی جنبشی و انرژی ترمزی قابل بازیاب در حالت ترمزگیری برای کامیون اکسور 1828 در سیکل رانندگی خودروی خدمات شهری

نوع انرژی	مقدار (کیلو ژول)	درصد از کل انرژی (درصد)
کل انرژی جنبشی در طول زمان‌های ترمزگیری کامیون در سیکل رانندگی	6273	100
مقداری از انرژی جنبشی کامیون که بدلیل وجود نیروی مقاومت غلشی چرخ‌ها در زمان ترمزگیری هدر می‌رود.	569	9/07
مقداری از انرژی جنبشی کامیون که بدلیل وجود نیروی درگ هوا هدر می‌رود	136	2/13
مقداری از انرژی جنبشی که توسط سیستم انتقال قدرت هدر می‌رود.	276	4/4
مقداری از انرژی جنبشی کامیون که قابل بازیابی است.	5295	84/4

برای بررسی امکان‌سنجی مقادیر انرژی جنبشی، انرژی ترمزی غلتشی، انرژی مقاومت آیرودینامیک، انرژی تلف‌شده در سیستم انتقال قدرت و مقدار انرژی ترمزی قابل‌بازایی در حالت ترمزگیری برای سیکل رانندگی خودروی خدمات شهری استخراج‌شده محاسبه گردیده‌است. در جدول 4 این مقادیر برای خودروی خدمات شهری اکسور 1828 و براساس سیکل رانندگی استخراج‌شده برای این خودرو نشان داده شده‌است. توجه شود که محاسبات تعیین انرژی‌ها باتوجه به مشخصات خودرو انجام شده‌است. همان‌طور که از اطلاعات جدول 4 و شکل 4 برمی‌آید، کامیون اکسور 1828 با کاربری خودروی خدمات شهری بواسطه انجام ماموریتی خاص، پتانسیل بالایی برای هیبریدشدن قوای محرکه و بازایای انرژی ترمزی دارد.

بیان اندازه انباره استفاده می‌شود و گاز نیتروژن تا فشار اولیه (P_0) پر می‌شود. فشار اولیه نباید بزرگتر از 90 درصد کمترین فشار کاری مدار باشد. این امر دلیل آن است که در شرایط کاری کمترین فشار نیز مقداری روغن درون انباره باقی بماند و از تماس مستقیم بادکنک موجود با جداره انباره جلوگیری نماید. در صورتی که انباره آهسته پر شود، زمان برای انتقال گرمای تولیدشده در گاز به محیط کافی بوده و در نتیجه دمای گاز ثابت باقی می‌ماند (تغییر حالت هم‌دم). ولی به هنگام پر شدن و تخلیه سریع انباره، زمان برای مبادله گرما با محیط کافی نخواهد بود (تغییر حالت آدیاباتیکی). در این حالت به هنگام پر شدن انباره گاز گرم شده و به هنگام تخلیه گاز سرد خواهد شد. در نتیجه مقدار روغن ذخیره‌شده در مقایسه با فرآیند هم‌دم در حجم ثابت کمتر می‌باشد. شکل 8 تغییر حالت هم‌دم و آدیاباتیکی را برای انباره نشان می‌دهد.

واقعیت این است که پروسه انتقال حرارت در انباره خیلی پیچیده است و رفتار واقعی گاز محبوس در انباره بین دو حالت هم‌دم و آدیاباتیکی می‌باشد. در خودروی هیبرید هیدرولیک، زمان شارژ انباره در حالت ترمزگیری می‌باشد و باتوجه به اینکه بازه زمانی حالت ترمزگیری کوتاه است، زمان کافی برای انتقال حرارت از گاز به محیط وجود ندارد. بنابراین در محاسبات انباره، فرآیند تغییر حالت گاز آدیاباتیکی در نظر گرفته شده است. رابطه (1) معادله تغییر حالت گاز تحت فرآیند آدیاباتیکی را نشان می‌دهد.

$$p_0 \times v_0^n = p_1 \times v_1^n = p_2 \times v_2^n = \text{Constant} \quad (1)$$

در این رابطه، فشارهای شارژ اولیه، می‌نیمم و ماکزیمم سیستم به ترتیب با p_0 ، p_1 و p_2 و حجم گاز انباره متناظر با هر یک از حالات نیز به ترتیب با v_0 ، v_1 و v_2 نشان داده شده‌اند. همچنین در این رابطه، n برابر با گرمای ویژه گاز است که برای نیتروژن $1/4$ می‌باشد.

مرحله ترمزگیری یعنی حذف انرژی ناخواسته جنبشی خودرو، و در خودروهای معمولی انرژی ترمزی توسط سیستم ترمز مکانیکی به انرژی حرارتی تبدیل شده و هدر می‌رود. هدف این تحقیق بازیابی و ذخیره انرژی ترمزی و استفاده مجدد آن در مسیر جریان قدرت خودرو می‌باشد. با این تعریف تنها وظیفه انباره هیدرولیکی ذخیره انرژی جنبشی ناخواسته خودرو (انرژی ترمزی) در مرحله ترمزگیری می‌باشد. انرژی ترمزی قابل ذخیره متناظر با انرژی جنبشی خودرو می‌باشد و به سرعت و وزن خودرو وابسته است.

برای سایزینگ انباره بیشترین انرژی ترمزی قابل ذخیره در میکروسفرهای سیکل رانندگی استخراج شده را محاسبه کرده و مقدار آنرا برابر ظرفیت انرژی انباره قرار می‌دهیم. در عمل نیروی مقاوم غلتشی تایر، نیروی مقاوم آیرودینامیک و نیروی ترمزی موتور احتراق داخلی به عنوان نیروی ترمزی عمل می‌کند و برای محاسبه انرژی ترمزی قابل بازیاب باید مقادیر این نیروها محاسبه شده و از مقدار انرژی جنبشی کاسته شود. شکل 9 نیروهای مقاوم در برابر حرکت خودرو را در مرحله ترمزگیری نشان می‌دهد.

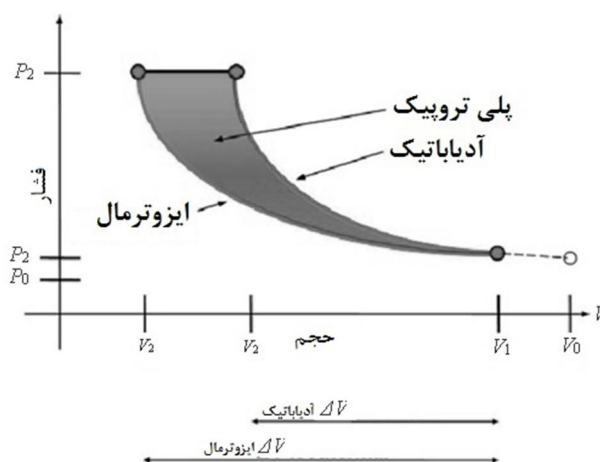
با فرض اینکه در مرحله ترمزگیری راننده با فشار دادن کلاچ ارتباط مکانیکی بین موتور احتراق داخلی و سیستم انتقال قدرت را قطع کند، موتور احتراق داخلی به عنوان نیروی ترمزی عمل نکرده و انرژی ترمزی قابل بازیاب از رابطه (2) محاسبه می‌شود [2].

$$E_{\text{Rec}} = (E_{\text{Kin}} - E_R - E_A) \eta_D \quad (2)$$

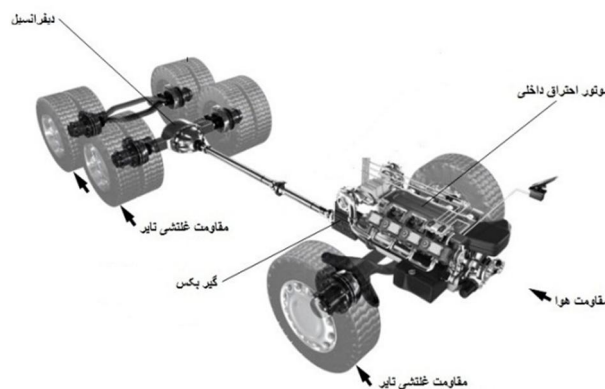
در این رابطه E_{Rec} برابر با انرژی ترمزی مکانیکی قابل بازیاب، E_{Kin} برابر با انرژی جنبشی خودرو، E_R برابر با انرژی مقاوم غلتشی تایر، E_A برابر با انرژی مقاوم آیرودینامیکی خودرو و η_D برابر با بازده دیفرانسیل می‌باشد.



شکل 7 انباره هیدرولیکی بادکنکی



شکل 8 مقایسه تغییر حالت هم‌دم و آدیاباتیکی [18]



شکل 9 نیروهای مقاوم حرکتی خودرو

همچنین به دلیل پایین بودن چگالی انرژی انباره، امکان شارژ آن توسط موتور احتراق داخلی به منظور کارکرد در نقاط بهینه میسر نمی‌باشد. استراتژی انتخاب شده برای تعیین اندازه المان‌های قوای محرکه هیبرید بر مبنای جذب ماکزیمم انرژی جنبشی و انجام حداقل تغییرات ممکن در ساختار خودروی پایه می‌باشد. دو جزء کلیدی در سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک، انباره (انباره) و پمپ/موتور هیدرولیکی می‌باشد. در این تحقیق، انباره نوع بادکنکی استفاده شده است (شکل 7).

مقدار انرژی جذب‌شده به وسیله یک انباره بادکنکی با استفاده از تغییرات فیزیکی حجم گاز موجود در آن محاسبه می‌شود. هر انباره باتوجه به ابعاد هندسی خود دارای یک حجم محفظه گاز مشخص (V_0) است که اغلب برای

این طرح از نوع پیستونی محوری جابجایی متغیر می باشد. در این نوع پمپ/موتورها با تغییر زاویه صفحه مایل، حجم جابجایی پمپ/موتور و به تبع آن گشتاور و دبی تغییر می کند (شکل 10).

برای کنترل عملکرد پمپ/موتور هیدرولیکی نیازمند یک واحد کنترل هستیم. واحد کنترل از یک برد الکترونیکی و مدارهای جانبی تشکیل شده است. وظیفه این واحد تعیین مقدار مطلوب زاویه صفحه مورب باتوجه به فرمان ارسال شده از واحد کنترل مرکزی سیستم هیبرید می باشد. در موقع ترمزگیری پمپ/موتور هیدرولیک به عنوان پمپ عمل کرده و انرژی جنبشی خودرو را به انرژی هیدرولیکی تبدیل و در انباره ذخیره می کند و در موقع شتاب گیری پمپ/موتور هیدرولیکی به عنوان موتور عمل کرده و انرژی ذخیره شده را به توان مکانیکی تبدیل می کند.

برای تعیین اندازه پمپ/موتور از دو فاکتور بیشترین فشار مجاز و حجم جابجایی پمپ/موتور هیدرولیکی به ازاء هر دور استفاده می شود. فشارکاری پمپ/موتور هیدرولیکی به فشار انباره هیدرولیکی (سطح شارژ انباره هیدرولیکی) و گشتاور پمپ/موتور به فشار کاری سیستم و حجم جابجایی وابسته می باشد. با توجه به تغییر فشار انباره نسبت به سطح شارژ آن، برای کنترل گشتاور باید حجم جابجایی پمپ/موتور هیدرولیکی را تغییر داد. گشتاور ترمزی در خودروها بیشتر از گشتاور رانشی می باشد لذا محاسبات انجام شده برای تعیین اندازه پمپ/موتور هیدرولیکی در مرحله ترمزگیری انجام شد. نیروهای اصلی که در مرحله ترمزگیری بر خودرو وارد می شود به طور واضح در شکل 11 نشان داده شده است.

پارامترهای اولیه برای طراحی ترمز بازباب شامل حداکثر شتاب منفی و محدوده سرعت برای عملکرد ترمز بازباب می باشد. در این بخش برای تعیین پارامتر طراحی از نتایج سیکل رانندگی خودروی خدمات شهری تهران (جدول 3) و مشخصات خودروی هدف استفاده شده است. در سیکل رانندگی خودروی خدمات شهری برای کلان شهر تهران حداکثر شتاب منفی برابر 2/2 متر بر ثانیه و حداکثر سرعت برابر 30 کیلومتر بر ساعت می باشد.

نیروی ترمزی به عنوان یک نیروی عکس العمل در برابر گشتاور رانشی بر روی چرخ های خودرو عمل می کند و گشتاور ترمزی لازم روی محور چرخ در مرحله ترمزگیری از روابط زیر به دست می آید [2]. طبق روابط (5-7) داریم:

$$\lambda \times m \times a = F_A \times \Sigma F_R \times F_{Br} \quad (5)$$

$$F_{Br} = 2 \times \frac{M_{Br}}{D_W} \quad (6)$$

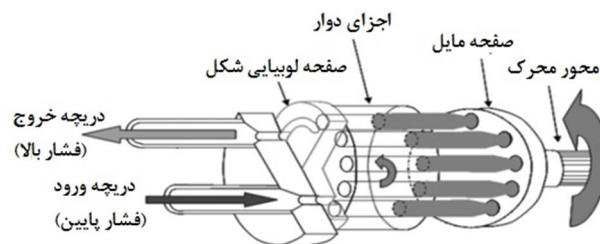
$$M_{Br} = \frac{D_W}{2} [\lambda \times m \times a - F_A - \Sigma F_R] \quad (7)$$

در روابط بالا λ ضریب جرم (میزان افزایش توان مورد نیاز خودرو به ازای اجزای گردان)، m برابر با جرم خودروی هدف، a برابر با بیشترین شتاب منفی، F_A برابر با نیروی آیرودینامیک، ΣF_R برابر با مجموع مقاومت غلتشی تایرهای خودرو، F_{Br} برابر با نیروی ترمزی، M_{Br} برابر با گشتاور ترمزی روی محور چرخ و D_W برابر با قطر تایر خودروی هدف می باشد.

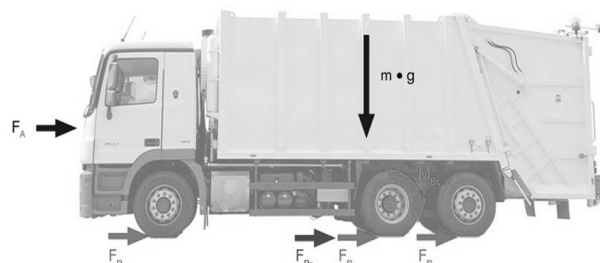
گشتاور لازم برای ترمزگیری روی محور عقب خودرو بر روی گاردان از رابطه (8) به دست می آید. شکل 12 گشتاور ترمزی چرخ و گشتاور ترمزی گاردان را نشان می دهد.

$$M_{Ca} = M_{Br} \times \eta_D / i_D = M_{Couple} + M_{ICE} \times \frac{i_G}{\eta_G} \quad (8)$$

در رابطه (8) M_{Ca} برابر با گشتاور ترمزی روی محور گاردان، M_{Br} برابر با گشتاور ترمزی روی محور چرخ، η_D برابر با راندمان دیفرانسیل، i_D برابر با ضریب دنده دیفرانسیل، M_{Couple} برابر با گشتاور کوپلینگ مکانیکی، M_{ICE} برابر با گشتاور ترمزی موتور احتراق داخلی، i_G برابر با ضریب دنده گیربکس در لحظه ترمزگیری، η_G برابر با راندمان گیربکس می باشد.



شکل 10 پمپ/موتور هیدرولیکی نوع پیستونی محوری با جابجایی متغیر



شکل 11 نیروهای وارد بر خودرو در مرحله ترمزگیری

جدول 5 مشخصات انباره هیدرولیکی [20]

مشخصات	مقدار
حجم نامی (l)	54
فشار شارژ اولیه (bar)	120
حداکثر فشار کاری (bar)	345
حداکثر دبی تخلیه (l/min)	749
وزن (kg)	130
ابعاد (mm)	247 × 2002

انرژی مکانیکی گاردان، توسط پمپ/موتور هیدرولیکی به انرژی هیدرولیکی تبدیل شده و در انباره هیدرولیکی ذخیره می شود. ظرفیت انرژی انباره از رابطه (3) به دست می آید.

$$E_{Ac} = E_{Rec} \times \eta_V \times \eta_{mh} \times \eta_{Couple} \quad (3)$$

در رابطه فوق E_{Ac} برابر با ظرفیت انرژی انباره هیدرولیکی، E_{Rec} برابر با انرژی بازباب شده مکانیکی، $\eta_V \times \eta_{mh}$ برابر با راندمان مکانیکی-هیدرولیکی و راندمان حجمی پمپ/موتور هیدرولیکی و η_{Couple} برابر با راندمان کوپلینگ گشتاور پمپ/موتور هیدرولیکی می باشد. با توجه به روابط فوق و مشخصات خودروی هدف و حداکثر انرژی جنبشی در سیکل رانندگی استخراج شده، مقدار انرژی ترمزی قابل بازباب برابر با 470 کیلوژول به دست می آید. با لحاظ نمودن راندمان مکانیکی-هیدرولیکی و حجمی پمپ و راندمان کوپلینگ گشتاور مقدار انرژی قابل ذخیره سازی در انباره تقریباً برابر 400 کیلوژول می باشد. برای انتخاب انباره از دو پارامتر حجم اولیه v_0 و فشار شارژ اولیه p_0 استفاده می شود. مقدار انرژی ذخیره شده در انباره از رابطه (4) بدست می آید. [19]

$$E_{Ac} = \int_{V_1}^{V_2} P dv = \frac{P_1 V_1}{n-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{1-n}{n}} - 1 \right] \quad (4)$$

به دست می آید. برای ذخیره سازی انرژی محاسبه شده در بالا، یک انباره هیدرولیکی با حجم خام 54 لیتر، فشار شارژ اولیه 120 بار و حداکثر فشار کاری 345 بار از محصولات شرکت اولیر انتخاب شد. مشخصات انباره هیدرولیکی در جدول 5 ارائه شده است.

در سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک، برای بازبابی انرژی ترمزی خودرو از پمپ/موتور هیدرولیکی استفاده شده است. پمپ/موتور هیدرولیکی یکی از شاهکارهای صنعت هیدرولیک محسوب می شود. پمپ/موتور استفاده شده در

هیدرولیکی موجود در بازار نسبت دنده بهینه کوپلینگ گشتاور برابر 2/5 و پمپ/موتور هیدرولیکی A4VSO از محصولات شرکت بوش رکسروت انتخاب شد. جدول 6 مشخصات فنی پمپ/موتور هیدرولیکی را نشان می‌دهد.

4- پیش‌بینی مقدار کاهش مصرف سوخت خودرو

به‌منظور بررسی تأثیر استفاده از سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک در کاهش مصرف سوخت کامیون خدمات شهری، در اینجا محاسباتی صورت گرفته‌است. ابتدا براساس سیکل رانندگی خودروی خدمات شهری، مقدار انرژی ترمزی قابل بازیاب (مقدار انرژی قابل بازیابی در حالت ترمزگیری خودرو در سیکل رانندگی استخراج شده) محاسبه شده‌است. رابطه (12) این مقدار را نشان می‌دهند.

$$E_{Reg} = E_{Kin} - E_A - E_R \quad (12)$$

در این رابطه E_{Reg} برابر با انرژی ترمزی قابل بازیاب قبل از دیفرانسیل، در سیکل رانندگی استخراج شده می‌باشد. برای سیکل خدمات شهری تهران، مقدار انرژی ترمزی قابل بازیاب در بازه زمانی 1200 ثانیه 6273 کیلوژول است. در مرحله‌ی بعد، بازده ادوات موجود در سیستم تولید و انتقال قدرت هیبرید هیدرولیکی در مسیر بازیابی و ذخیره انرژی ترمزی در آکومولاتور و استفاده مجدد از آن جهت رانش خودرو، تعیین گردیده‌است. در شکل 13 این ادوات و بازده‌های آنها لحاظ شده‌است [21].

بنابراین مقدار بازده کل ترمز بازیاب هیدرولیکی با استفاده از رابطه (13)

$$\eta_{Tot} = \eta_{Regen} \times \eta_{Reuse} = (0.95^3 \times 0.9)^2 \approx 0.6 \quad (13)$$

برابر با 60 درصد بدست می‌آید. در این رابطه η_{Tot} برابر با راندمان کلی انرژی ترمزی و η_{Regen} و η_{Reuse} به ترتیب برابر با راندمان بازیاب و استفاده مجدد انرژی ترمزی می‌باشد. براین اساس در بهترین حالت، 60 درصد از انرژی ترمزی قابل بازیاب خودروی خدمات شهری، مجدداً قابل استفاده به‌عنوان توان جلوبرنده خودرو می‌شود (رابطه 14).

$$E_{Reuse} = \eta_{Tot} \times E_{Reg} \quad (14)$$

در این رابطه E_{Reuse} برابر با انرژی قابل استفاده به‌عنوان توان جلوبرنده خودرو می‌باشد. باتوجه به انتخاب پمپ/موتور و آکومولاتور و همچنین استراتژی کنترل سیستم هیبرید، مقدار انرژی استفاده‌شده از این مقدار انرژی متفاوت خواهد بود. در ادامه، برای مقادیر مختلف استفاده از انرژی ترمزی، مقادیر کاهش مصرف سوخت خودرو محاسبه شده‌است.

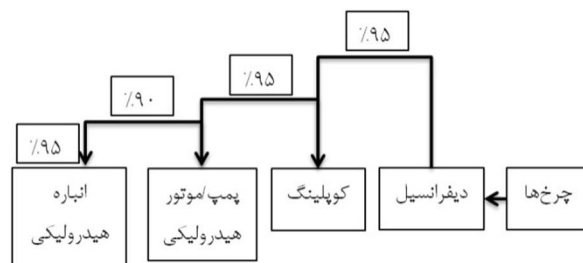
در کاتالوگ موتور احتراق داخلی OM-906LA عدد مصرف سوخت ویژه آن برابر با 209 گرم بر کیلووات ساعت بیان شده‌است. با استفاده از این عدد می‌توان برای یک مقدار مشخص بازیابی انرژی ترمزی خودرو، درصد کاهش مصرف سوخت خودرو را به‌صورت حدودی از رابطه (15) تعیین نمود.

$$RFC \left(\frac{l}{100km} \right) = \frac{fuel_cons_{spec} \times E_{Reuse}}{36 \times distance \times fuel_density} \quad (15)$$

در رابطه (15) RFC مقدار کاهش مصرف سوخت در 100 کیلومتر می‌باشد و چگالی سوخت دیزل 810 کیلوگرم بر مترمکعب لحاظ شده‌است. همچنین مسافت پیموده‌شده در یک سیکل خودروی خدمات شهری 1/8 کیلومتر می‌باشد. براین اساس، شکل 14 مقادیر کاهش مصرف سوخت را برای درصد‌های مختلف از بازیابی انرژی ترمزی نشان می‌دهد. این در حالی است که براساس ادعای رانندگان خودروهای خدمات شهری، مصرف سوخت این خودرو در حدود 80 لیتر در 100 کیلومتر است. بنابراین به عنوان مثال با بازیابی 50 درصد انرژی ترمزی موجود در سیکل رانندگی خودروی خدمات شهری می‌توان در حدود 13.7 لیتر معادل 17 درصد، مصرف سوخت خودرو را در 100 کیلومتر کاهش داد.



شکل 12 گشتاور ترمزی روی محور عقب خودرو



شکل 13 بازده المان‌های موجود در مسیر بازیابی انرژی ترمزی

جدول 6 مشخصات فنی پمپ/موتور هیدرولیکی [21]

مقدار	مشخصات
125	حجم جابجایی (cm ³)
1800	بیشترین سرعت دورانی در حداکثر جابجایی (rpm)
2200	بیشترین سرعت دورانی در کمترین جابجایی (rpm)
225	مقدار دبی در حداکثر جابجایی (l/min)
135	حداکثر توان در فشار 350 بار (kW)
696	حداکثر گشتاور در فشار 350 بار (kW)
8000	حداکثر شتاب زاویه‌ای (rad/s ²)
5	حجم روغن داخل پمپ (l)
88	وزن (kg)
354×310×360	ابعاد (mm)

در خودروهای خدمات شهری به‌علت کمتر بودن سرعت خودرو در سیکل حرکتی، راننده جهت توقف خودرو معمولاً پدال کلاچ را همزمان یا قبل از پدال ترمز فشار می‌دهد که در این صورت ارتباط مکانیکی بین موتور احتراق داخلی و محور گاردان قطع می‌شود. لذا در رابطه فوق بعلاوه قطع ارتباط مکانیکی گشتاور ترمزی موتور احتراق داخلی به محور گاردان منتقل نمی‌شود و مقدار آن برابر صفر می‌باشد. گشتاور ترمزی محور گاردان بوسیله پمپ/موتور هیدرولیکی بازیاب شده و به توان هیدرولیکی تبدیل شود. این گشتاور متناسب با حجم جابجایی پمپ/موتور هیدرولیکی و فشار انباره هیدرولیکی بازیاب می‌شود. لذا حجم جابجایی پمپ/موتور هیدرولیکی برای تبدیل گشتاور ترمزی محور گاردان به توان هیدرولیکی از روابط (9) تا (11) به‌دست می‌آید [21].

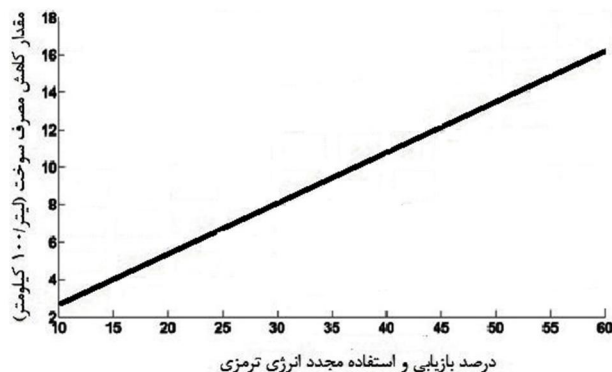
$$M_{pump} = \frac{V_g \times \Delta P}{20 \times \pi \times \eta_{mh}} \quad (9)$$

$$M_{pump} = \frac{M_{Couple} \times \eta_{Couple}}{i_{Couple}} \quad (10)$$

$$V_g \times i_{Couple} = 20 \times \pi \times M_{Couple} \times \eta_{Couple} \times \eta_{mh} / (\Delta P) \quad (11)$$

در روابط بالا M_{pump} برابر با گشتاور پمپ/موتور هیدرولیکی در حالت پمپی، V_g برابر با حجم جابجایی پمپ/موتور هیدرولیکی، ΔP برابر با فشار پمپ/موتور هیدرولیکی، η_{mh} برابر راندمان مکانیکی-هیدرولیکی پمپ/موتور هیدرولیکی، M_{Couple} برابر با گشتاور ورودی کوپلینگ مکانیکی که مساوی با گشتاور گاردان است، η_{Couple} برابر با راندمان کوپلینگ مکانیکی، i_{Couple} برابر با ضریب دنده کوپلینگ مکانیکی است. بر اساس روابط بالا و مشخصات فنی پمپ/موتورهای

- [2] M. Ehsani, Y. Gao, and A. Emadi, *Modern Electric, Hybrid Electric and Fuel Cell Vehicles: Fundamentals, Theory and Design*. CRC Press, 2009.
- [3] H. Searl Dunn, and P.H. Wojciechowski, High-pressure hydraulic hybrid with regenerative braking. In *Seventh Intersociety Energy Conversion Engineering Conference Proceedings*, pages 989-995, San Diego, California, 1972.
- [4] P. Buchwald, G. Christensen, H. Larsen, and P. S. Pedersen, Improvement of city bus fuel economy using a hydraulic hybrid propulsion system. A theoretical and experimental study. *SAE paper 790305*, 1979.
- [5] S. Tollefson, N.H. Beachley, and F.J. Fronczak, Studies of an accumulator energy-storage automobile design with a single pump/motor unit, *SAE paper 851677*, 1985.
- [6] S. C. Reddy, and G. V. N. Rayudu, Design of a regenerative braking system for city buses. *SAE paper 892529*, 1989.
- [7] A. Pourmovahed, N. H. Beachley, and F. J. Fronczak, Modelling of a hydraulic energy regeneration system. *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, p.p 144:155-159. 1992.
- [8] S. Martini, The M.A.N hydrobus: A drive concept with hydrostatic brake energy recovery. In *International Symposium on Advanced and Hybrid Vehicles*. 1984.
- [9] A. S. Davies, The reduction of city bus exhaust emissions by means of a regenerative powertrain. *SAE paper 890267*, 1989.
- [10] Z. Pawelski, *Modeling and Design of Hydrobus*. Technical University of Lodz, 2000.
- [11] R.P. Kepner, power assist demonstration of hydraulic hybrid vehicle regenerative braking in a road vehicle application. *SAE Paper 2002-01-3128*, 2002.
- [12] Bosch Rexroth AG. *Hydraustatic Regenerative Braking System*. Application Center Truck-drive, 2012.
- [13] Mo. Naghizadeh, *Driving Cycle Development for Simulation of vehicle Fuel Consumption*, MS Thesis, Iran University of Science & Technology, 2006. (in persian)
- [14] T. Sukanya, Development of Automobile Bangkok Driving Cycle for Emissions and Fuel Consumption Assessment. *The 2nd Joint International Conference on Sustainable Energy and Environment Bangkok*, Thailand, 2006.
- [15] Axor-R Catalog. *Tongwell, Milton Keynes, MK15 8BA*. : Mercedes Benz UK Ltd., 2008.
- [16] Bosch Rexroth AG. DCH/STA16 HRB parallel-version 6 hydraulics, Hydrostatic Regenerative Braking System. Application Center Truck-drive, 2012.
- [17] S. Baseley, Hydraulic Hybrid Systems for Commercial Vehicles, *SAE technical paper*, 2007.
- [18] Hyda Company. *ASP light Accumulator Simulation program 5.0*. www.hydacusa.com (accessed June 18, 2012) 2012.
- [19] Hui, Sun, Yang Lifu and Jing Junqing. Hydraulic electric synergy system (HESS) design for heavy hybrid vehicles. *Energy* 35, 5328e5335, 2010.
- [20] Olear Company. Bladder accumulators general information. www.olear.com. (Accessed January 18, 2012), 2012.
- [21] Bosch Rexroth Company. *Axial Piston Variable Pump A4VSO*. RE 92050/0409, 2012.
- [22] Gh. Payeganeh, M. Esfahanian, S. Pakdel Bonab, Modeling and fuzzy control strategy design for the hydraulic hybrid refuse truck, *International Journal of Automotive Engineering*, under review, 2014



شکل 14 نسبت کاهش مصرف سوخت خودرو با درصد بازایی و استفاده مجدد انرژی ترمزی

روند کامل مدلسازی و طراحی استراتژی کنترل و شبیه سازی سیستم هیبرید حاضر در مقاله ای توسط نویسندگان ارائه شده است [22]

5- نتیجه گیری و جمع بندی

در تحقیق حاضر، ابتدا مطالعه امکان سنجی فنی استفاده از قوای محرکه هیبرید هیدرولیک برای خودروی خدمات شهری انجام و سیکل رانندگی برای خودروی خدمات شهری در شهر تهران استخراج شد. باتوجه به اینکه تاکنون سیکل رانندگی برای این گونه خودروها در کشور وجود نداشته است، ارائه این سیکل می تواند به انجام تحقیقات آتی در زمینه کاهش مصرف سوخت خودروهای خدمات شهری کمک نماید. بعلاوه، یک سیستم قوای محرکه هیبرید هیدرولیک برای یک نمونه خودروی خدمات شهری طراحی شده است. یکی از مهمترین نتایج کاربردی این تحقیق، کاهش مصرف سوخت و نیز کاهش آلودگی ایجادشده در بخش حمل و نقل می باشد. بواسطه تکنولوژی استفاده شده جهت مدیریت بهینه انرژی و بازایی انرژی ترمزی، این نوع کامیون ها مصرف سوخت کمتری داشته و با یک طراحی مناسب، 17% کمتر از کامیون های رایج سوخت مصرف می کند. کامیون های هیبرید هیدرولیک به نسبت کامیون های معمولی آلاینده کمتری تولید می کند و این به معنای آن است که در هزینه های اجتماعی ناشی از آلودگی هوا که به واسطه بخش حمل و نقل ایجاد می شود، صرفه جویی خواهد شد. همچنین در تحقیق حاضر، قوای محرکه هیبرید هیدرولیک به عنوان یک ماژول مجزا و با انجام حداقل تغییرات ممکن در ساختار خودروی اصلی طراحی شده است.

6- تقدیر و تشکر

این تحقیق با همکاری پژوهشکده خودرو، سوخت و محیط زیست دانشگاه تهران و حمایت مادی سازمان بهینه سازی مصرف سوخت انجام شده است.

7- مراجع

- [1] Y.J. Kim, *Integrated modeling and hardware-in-the-loop study for systematic evaluation of hydraulic hybrid propulsion options*. A dissertation submitted in partial fulfillment of the requirements for the degree of Doctor of Philosophy (Mechanical Engineering) in the University of Michigan, USA, 2008.