Journal of Industry Parts Manufacturers
https://ghs.science-journals.ir
E ISSN: ۲۷۱۷-۲۷۶۷

مجله قطعه سازان صنعت
http://science-journals.ir
شاپا الکترونیکی: ۲۷۶۷-۲۷۱۷

بررسی و تحلیل فرآیندهای چرخه موتور

سید محمدرضا حسینی علی آباد[۱]*، فرید حمزه‌ای[۲]، سید فخرالدین طاهرزاده موسویان[۳]، عادل سعیدی پور[۴]

۱- مدیرعامل شرکت فناوری و مهندسی پرتو

۲- کارشناس فروش و امور حسابداری شرکت فنی و مهندسی آرمان خودرو پیشگامان ایرانیان

۳- رئیس مرکز پژوهش های صنعتی و معدنی تجهیز صنعت نگین پاسارگاد

۴- مدرس دانشگاه و کارشناس برنامه ریزی امور ورزش شرکت فولاد خوزستان

*نویسنده مسئول: eng_sm.hosseini@yahoo.com

سال ۲، شماره ۱ (پیاپی: ۵)، بهار ۱۴۰۰، ص ۱۴-۱

چکیده

از آنجایی که فرآیندهای درون محفظه احتراق از نوع فرآیندهای ترمودینامیکی است، ضرورت دارد که فرآیندهای درون موتور از دیدگاه ترمودینامیکی نیز مورد بررسی واقع گردد. لذا در این تحقیق نخست به تحلیل چرخه اتو که مدل مناسبی برای موتورهای بنزینی است، پرداخته گردیده و سپس چرخه دیزل مورد ارزیابی واقع گردید. و در آخر چرخه دوگانه تشریح گردیده است. چرخه اتو که توسط آقای نیکلاس اتو ارائه شده است، یک چرخه ترمودینامیکی است که برای تحلیل فرآیندهای یک موتور اشتعال – جرقه‌ای مورد استفاده قرار می‌گیرد. در هنگام شکل‌گیری هر یک از این فرآیندها، مقادیر پارامترهای ترمودینامیکی همچون فشار، دما و حجم تغییر می‌نماید. چرخه اتو مدل مناسبی برای تحلیل این تغییرات در یک موتور اشتعال – جرقه‌ای می‌باشد. چرخه دیزل نیز که توسط آقای رودلف دیزل ارائه گردیده است، برای تحلیل موتورهای اشتعال – تراکمی استفاده می‌گردد. مدل مناسبی است که می‌توان به وسیله آن فرآیندهای ترمودینامیکی یک موتور دیزل را بررسی نمود. در چرخه دیزل نیز همچون چرخه اتو فرض شده است که فضای سیلندر به صورت محبوس بوده و هیچ‌گونه مکش و تخلیه‌ای رخ نمی‌دهد. در هنگام احتراق نیز فرض بر آن است که هیچ واکنش شیمیایی رخ نمی‌دهد و صرفا تبادل گرما با محیط وجود دارد. در چرخه دوگانه، با دقت در فرآیندهای چرخه اتو و چرخه دیزل می‌توان دریافت که تفاوت اصلی این چرخه‌ها در فرآیند احتراق آن‌ها می‌باشد. به طوری که فرآیند احتراق در چرخه اتو، یک فرآیند حجم ثابت است؛ اما در چرخه دیزل، فرآیند احتراق به صورت یک فرآیند فشار ثابت می‌باشد.

کلمات کلیدی: چرخه اتو، چرخه دیزل، چرخه دوگانه، فرآیند چرخه موتور

مقدمه

هر چند که تجزیه و تحلیل فرآیندهای چرخه موتور[۱]، کار پیچیده و دشواری است، اما با استفاده از چرخه‌های تئوری که برای فرآیندهای موتور تعریف گردیده است، این قابلیت وجود دارد که بتوان آن‌ها را تا حدی ساده‌سازی نمود و سپس به بررسی آن‌ها پرداخت. یکی از این چرخه‌های تئوری، چرخه استاندارد هوا می باشد که بر اساس فرضیات زیر پایه‌گذاری شده است[۱]:

۱– گاز درون سیلندر، یک گاز ایده‌آل است و از قوانین گازهای کامل تبعیت می‌نماید.

۲– هیچ نوع فرآیند ورود و خروج گاز وجود ندارد و همواره جرم ثابتی از گاز درون محفظه سیلندر محبوس گردیده است. یعنی مکش و تخلیه انجام نمی‌شود.

۳– همه فرآیندها، برگشت‌پذیر فرض شده‌اند.

۴– هیچ واکنش شیمیایی در داخل سیلندر رخ نمی‌دهد و به جای فرآیند احتراق که یک فرآیند شیمیایی است، صرفا انتقال گرما از یک منبع بیرونی به داخل سیلندر در نظر گرفته شده است.

۵– به جای فرآیند تخلیه، انتقال گرما از سیلندر به محیط بیرون در نظر گرفته شده است.

۶– فرآیندهای تراکم و انبساط از لحاظ تئوری، آدیاباتیک[۲] فرض شده‌اند.

در ادامه، مهم‌ترین چرخه‌هایی که در تحلیل موتورهای احتراق داخلی مورد استفاده قرار می‌گیرند بر مبنای چرخه استاندارد هوا تجزیه و تحلیل می‌گردد.

---

[۱] Engine Cycle Processes Analyse

[۲] **در یک فرآیند آدیاباتیک، سیستم از لحاظ حرارتی ایزوله بوده و هیچ‌گونه تبادل حرارتی بین سیستم و محیط وجود ندارد؛ یعنی (Q=۰). بنابراین خواهیم داشت:** $E = -W \Rightarrow 0 = E + W$

در یک فرآیند آدیاباتیک، هر چند که تبادل انرژی گرمایی وجود ندارد، ولی با انجام کار، انرژی سیستم و دمای آن تغییر می‌کند. مقدار تغییرات انرژی سیستم نیز همواره با مقدار کار تناسب دارد.

هنگامی که فرآیند آدیاباتیک از نوع انبساطی است، سیستم با انجام کار مثبت، افزایش حجم داده و دمای آن کاهش می‌یابد. در این حالت انرژی سیستم نیز کم می‌گردد. برعکس در فرآیند آدیاباتیک از نوع تراکمی، با انجام کار روی سیستم (کار منفی)، حجم سیستم کاهش یافته و حرارت افزایش می‌یابد. بدین طریق شاهد افزایش انرژی سیستم نیز خواهیم بود. ارتباط تغییرات حجم و فشار در یک فرآیند آدیاباتیک (هم نوع انبساطی و هم نوع تراکمی) از رابطه‌ی روبرو تبعیت می‌نماید: $P.V^{\gamma} =$ **مقدار ثابت**

که در آن P فشار بر حسب پاسکال، V حجم بر حسب متر مکعب و ضریب آدیاباتیک می‌باشد.

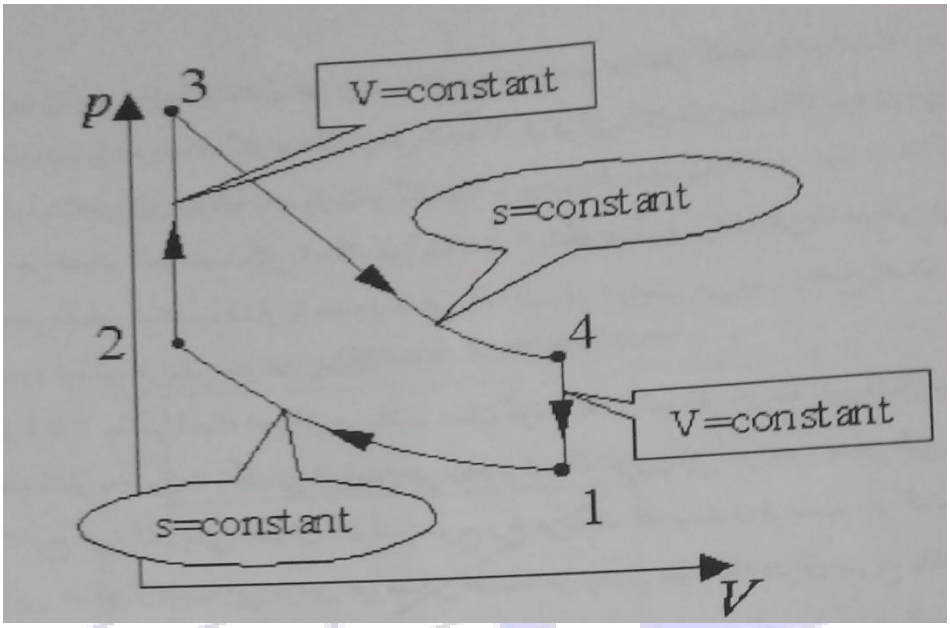
فرآیند انبساط گازهای داخل سیلندر را با توجه به بالا بودن دور موتور و کافی نبودن فرصت انتقال حرارت، تقریبا می‌توان یک فرآیند آدیاباتیک در نظر گرفت. البته این فرآیند، یک فرآیند کاملا آدیاباتیک نیست.

چرخه اتو[۳]

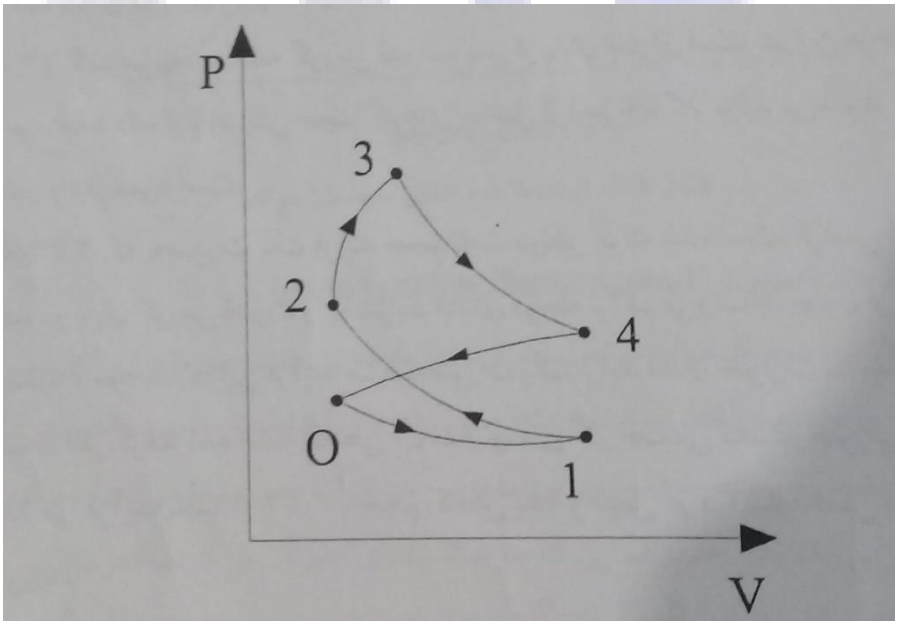
چرخه اتو که توسط آقای نیکلاس اتو ارائه گردیده است، یک چرخه ترمودینامیکی است که برای تحلیل فرآیندهای یک موتور اشتعال – جرقه‌ای مورد استفاده قرار می‌گیرد. در هنگام شکل‌گیری هر یک از این فرآیندها، مقادیر پارامترهای ترمودینامیکی همچون فشار، دما و حجم تغییر می‌نماید. چرخه اتو مدل مناسبی برای تحلیل این تغییرات در یک موتور اشتعال – جرقه‌ای می‌باشد.

البته باید در نظر داشت که چرخه اتو یک مدل تئوری است که تا حدی با شرایط واقعی تفاوت دارد. این چرخه با فرضیات ذیل ساده-سازی گردیده است[۱]:

۱. در این چرخه تئوری فرض گردیده است که محفظه‌ی سیلندر یک فضای محبوس بوده و هیچ‌گونه مکش و تخلیه‌ای وجود ندارد. در صورتی که در موتورهای واقعی اشتعال – جرقه‌ای، در هر سیکل، یک مرتبه مکش هوا و یک بار تخلیه رخ می‌دهد.



شکل۱– چرخه تئوری اتو



شکل۲– چرخه عملی اتو

[۳] Otto Cycle

۲. در چرخه اتو فرض شده است که هیچ‌گونه واکنش شیمیایی رخ ندهد. حتی به جای فرآیند احتراق که یک واکنش شیمیایی است، یک فرآیند انتقال حرارت در نظر گرفته شده است که صرفا حرارت وارد سیستم می‌گردد.

۳. به جای فرآیند تخلیه نیز انتقال حرارت به خارج از سیستم در نظر گرفته شده است.

۴. گاز درون سیلندر، یک گاز ایده‌آل فرض شده که از قوانین گازهای ایده‌آل پیروی می‌نماید.

۵. کلیه فرآیندهای این چرخه به صورت برگشت‌پذیر فرض شده است.

مطابق چرخه اتو (شکل۱)، فرآیندهای موتور به صورت زیر بیان گردیده است[۱]:

۱. فرآیند تراکم (فرآیند ۱ تا ۲) یک فرآیند آدیاباتیک در نظر گرفته شده است که طی آن حجم هوای درون سیلندر، کاهش و فشار افزایش می‌یابد. آدیاباتیک بودن فرآیند تراکم با این فرض است که سرعت حرکت پیستون و انجام فرآیند تراکم، آن قدر سریع است که فرصت انتقال حرارت به محیط وجود ندارد.

در فرآیند تراکم با انجام کار بر روی سیستم، انرژی داخلی سیستم افزایش یافته و دمای سیستم زیاد می‌شود. تغییرات دما با تغییرات فشار و حجم در مرحله تراکم که یک فرآیند آدیاباتیک فرض شده است، به صورت زیر می‌باشد:

$$\frac{T_۲}{T_۱} = \left(\frac{V_۱}{V_۲}\right)^{(\gamma-۱)} = \left(\frac{P_۲}{P_۱}\right)^{\left(\frac{\gamma-۱}{\gamma}\right)} \qquad (۱)$$

با در نظر گرفتن تعریف نسبت تراکم $\left(R_c = \frac{V_۱}{V_۲}\right)$، می‌توان رابطه فشار و حجم در فرایند تراکم آدیاباتیک را به صورت زیر بیان نمود:

$$P_۱V_۱^{\gamma} = P_۲V_۲^{\gamma} \quad \Rightarrow \quad \left(\frac{V_۱}{V}\right)^{\gamma} = \frac{P_۲}{P_۱} \Rightarrow R_C^{\gamma} = \frac{P_۲}{P_۱} \qquad (۲)$$

همچنین رابطه نسبت تراکم با دما به صورت زیر خواهد بود:

$$\frac{T_۲}{T_۱} = \left(\frac{V_۱}{V_۲}\right)^{(\gamma-۱)} \quad \Rightarrow \quad R_C^{(\gamma-۱)} = \frac{T_۲}{T_۱} \qquad (۳)$$

مقدار کار انجام شده در مرحله تراکم نیز برابر است با:

$$W_{۱-۲} = \int_۱^۲ P \cdot dV \quad \Rightarrow \quad W_{۱-۲} = \frac{P_۲V_۲ - P_۱V_۱}{۱-\gamma} \qquad (۴)$$

۲. فرآیند احتراق (فرآیند ۲ تا ۳) در چرخه اتو به صورت یک فرآیند حجم ثابت در نظر گرفته شده است که در لحظه احتراق به طور ناگهانی فشار افزایش می‌یابد. البته همان گونه که قبلا گفته شد، فرض نموده ایم که احتراق، یک واکنش شیمیایی نیست و حرارت در یک لحظه از محیط بیرون وارد سیلندر شده است. با این فرض، حرارت صرفا باعث افزایش انرژی داخلی سسیستم گردیده و هیچگونه کاری را انجام نمی دهد. مقدار این حرارت ورودی (Q_H) برابر است با:

$$Q_H = m \cdot C_V(T_۳ - T_۲) \qquad (۵)$$

۳. فرآیند انبساط (فرآیند ۳ تا ۴) نیز یک فرآیند آدیاباتیک فرض شده است که همراه با افزایش حجم سیلندر، فشار و دما کاهش می یابد. طی این فرآیند، رابطه تغییرات فشار و دما بر حسب تغییرات حجم به صورت زیر خواهد بود:

$$\frac{T_۳}{T_۴} = \left(\frac{V_۴}{V_۳}\right)^{(\gamma-۱)} = \left(\frac{P_۳}{P_۴}\right)^{\left(\frac{\gamma-۱}{\gamma}\right)} \qquad (۶)$$

با توجه به این که در چرخه دیزل، نسبت تراکم و نسبت انبساط با هم برابر در نظر گرفته شده است، خواهیم داشت:

$$P_۳V_۳^{\gamma} = P_۴V_۴^{\gamma} \quad \Rightarrow \quad \left(\frac{V_۴}{V_۳}\right)^{\gamma} = \frac{P_۳}{P_۴} \quad \Rightarrow \quad \sqrt{R_C^{\gamma} = \frac{P_۳}{P_۴}}\Big) \qquad (۷)$$

رابطه دما نیز به صورت زیر خواهد بود:

$$\frac{T_۳}{T_۴} = \left(\frac{V_۴}{V_۳}\right)^{(\gamma-۱)} \quad \Rightarrow \quad R_C^{(\gamma-۱)} = \frac{T_۳}{T_۴} \qquad (۸)$$

در فرآیند انبساط که به آن فرآیند تولید قدرت نیز گفته می‌شود، با حرکت پیستون و افزایش حجم سیلندر، کار انجام می‌شود. واضح است هنگامی که یک سیستم کار انجام می‌دهد، به همان اندازه، انرژی داخلی سیستم نیز کاهش می‌یابد. مقدار کار انجام شده در فرآیند انبساط برابر است با:

$$W_{۳-۴} = \int_۳^۴ P \cdot dV \quad \Rightarrow \quad W_{۳-۴} = \frac{P_۴V_۴ - P_۳V_۳}{۱-\gamma} \qquad (۹)$$

۴. فرآیندهای تخلیه و مکش (فرآیند ۴ تا ۱) در چرخه تئوری اتو در نظر گرفته نشده اند. زیرا فرض بر این است که هیچ گونه ورود و خروج گاز وجود ندارد و در این مرحله صرفا مقداری حرارت از خارج گردیده است.

در چرخه اتو، این مرحله را به صورت یک فرآیند حجم ثابت در نظر گرفته اند که طی آن صرفا حرارت از سیستم خارج می‌گردد و به همان اندازه، انرژی داخلی سیستم کاهش می‌یابد. مقدار حرارت انتقال یافته به خارج از سیستم (Q_L) در این مرحله برابر است با:

$$Q_L = m \cdot C_V(T_۴ - T_۱) \qquad (۱۰)$$

مقدار کار خالص در چرخه اتو از تفاضل کار تولید شده در فرآیند انبساط ($W_{۳-۴}$) و کار مصرف شده در فرآیند تراکم ($W_{۱-۲}$) به دست می‌آید. یعنی:

$$W_{net} = W_{۳-۴} - W_{۱-۲} = \frac{P_۴V_۴ - P_۳V_۳}{۱-\gamma} - \frac{P_۲V_۲ - P_۱V_۱}{۱-\gamma} \qquad (۱۱)$$

البته مقدار کار خالص از تفاضل حرارت های تولید شده در فرآیند احتراق و حرارت خارج شده در مرحله تخلیه نیز قابل محاسبه است. یعنی:

$$W_{net} = Q_H - Q_L \quad \Rightarrow \quad W_{net} = m \cdot C_V(T_۳ - T_۲) - m \cdot C_v(T_۴ - T_۱) \qquad (۱۲)$$

راندمان حرارتی چرخه اتو از تقسیم کار خالص چرخه به حرارت ایجاد شده در مرحله اخر به دست می‌آید:

$$\eta_{otto} = \frac{W_{net}}{Q_H} = \frac{Q_H - Q_L}{Q_H} = ۱ - \frac{Q_L}{Q_H} \qquad (۱۳)$$

به منظور محاسبه راندمان حرارتی چرخه اتو با استفاده از مقادیر دماها می‌توان چنین عمل نمود:

$$\eta_{\text{otto}} = ۱ - \frac{Q_L}{Q_H} = ۱ - \frac{m \cdot C_V(T_۴ - T_۱)}{m \cdot C_V(T_۳ - T_۲)} \qquad (۱۴)$$

$$\Rightarrow \quad \eta_{\text{otto}} = ۱ - \frac{T_۴ - T_۱}{T_۳ - T_۲} \qquad (۱۵)$$

البته در صورت داشتن نسبت تراکم و ضریب آدیاباتیک، راندمان حرارتی چرخه اتو با استفاده از رابطه زیر نیز قابل محاسبه است:

$$\eta_{\text{otto}} = ۱ - \left(\frac{۱}{R_C}\right)^{(\gamma-۱)} \qquad (۱۶)$$

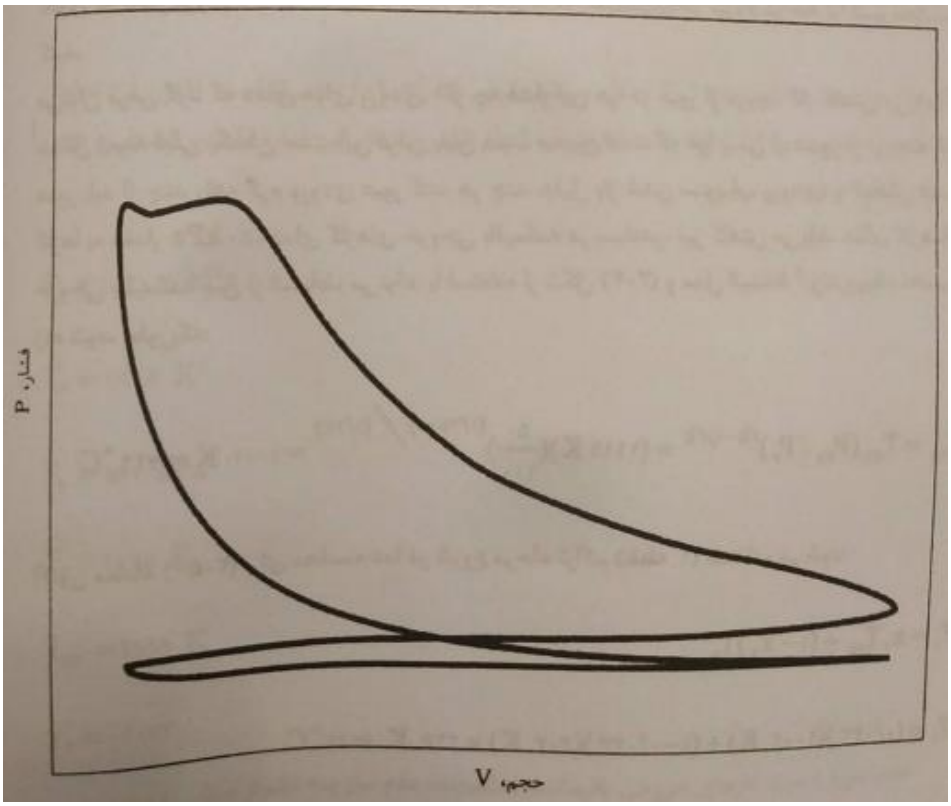
چرخه دیزل[۴]

چرخه دیزل که توسط آقای رودلف دیزل ارائه گردیده است، برای تحلیل موتورهای اشتعال – تراکمی استفاده می‌شود. مدل مناسبی است که می‌توان به وسیله آن فرآیندهای ترمودینامیکی یک موتور دیزل را بررسی نمود.

در چرخه دیزل نیز همچون چرخه اتو فرض شده است که فضای سیلندر به صورت محبوس بوده و هیچ‌گونه مکش و تخلیه‌ای رخ نمی-دهد. در هنگام احتراق نیز فرض بر آن است که هیچ واکنش شیمیایی رخ نمی‌دهد و صرفا تبادل گرما با محیط وجود دارد.

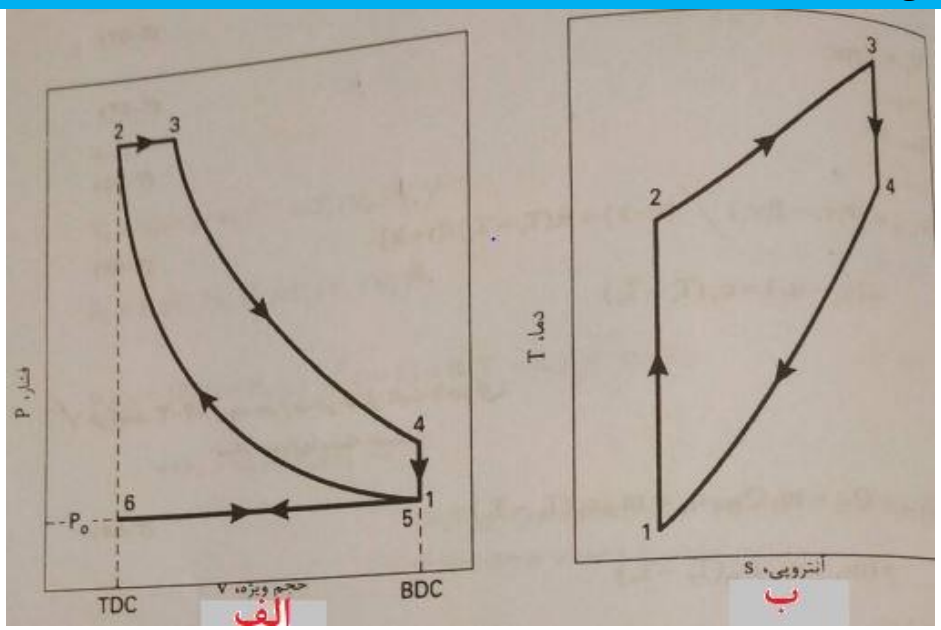
شایان ذکر است از لحاظ تئوری راندمان چرخه دیزل کمتر از راندمان چرخه اتو است. ولی در عمل به دلیل استفاده از نسبت تراکم‌های بالاتر در موتورهای دیزل، راندمان موتور دیزل بیشتر است. وجود راندمان بالا و آلایندگی نسبتا کم، یکی از مهم‌ترین مزیت‌های موتور دیزل محسوب می‌گردد.

در موتورهای CI اولیه، بسیار نزدیک به انتهای مرحله تراکم، سوخت به داخل محفظ احتراق پاشش می‌شد، که منجر به دیاگرام اندیکاتوری نشان داده شده در شکل (۳) می گشت به دلیل تأخیر در اشتعال سوخت و زمان محدود مورد نیاز برای پاشش سوخت، احتراق تا بخشی از مرحله انبساط به طول می‌انجامید. این موضوع باعث نگه داشتن فشار در مقادیر حداکثر تا پس از TDC می‌شد. در چرخه استاندارد هوا، این فرایند احتراق، با تقریب مناسبی بصورت ورود حرارت در فشار ثابت، جایگزین می‌گردد، که حاصل آن، چرخه دیزل نشان داده شده در شکل (۴) می‌باشد. بقیه چرخه مشابه چرخه استاندارد هوای اتو می‌باشد. چرخه دیزل، گاهی به نام چرخه فشار ثابت[۵] نامیده می‌شود[۲].



شکل۳– دیاگرام اندیکاتوری یک موتور CI قدیمی که با چرخه ۴ زمانه کار می‌نمود

[۴] Diesel Cycle
[۵] Constant pressure cycle



شکل۴– چرخه استاندارد هوای تازه ۶–۵–۴–۳–۲–۱–۶، که به تقریب جایگزین چرخه چهار زمانه موتور CI اولیه شده است در (الف) مختصات فشار – حجم ویژه، و (ب) مختصات دما – انتروپی

تحلیل ترمودینامیک چرخه استاندارد هوای دیزل[۲]

فرآیند ۱–۶– ورود هوا در فشار ثابت P_O

سوپاپ ورودی باز و سوپاپ خروجی بسته است :

$$W_{۶-۱} = P_O\ (V_۱ - V_۶) \qquad (۱۷)$$

فرآیند ۲–۱– مرحله تراکم آیزنتروپیک

تمام سوپاپ‌ها بسته هستند:

$$T_۲ = T_۱(V_۱/V_۲)^{K-۱} = T_۱(r_c)^{k-۱} \qquad (۱۸)$$

$$P_۲ = P_۱(V_۱/V_۲)^K = P_۱(V_۱/V_۲)^K P_۱ = (r_c)^k \qquad (۱۹)$$

$$V_۲ = V_{TDC} \qquad (۲۰)$$

$$q_{۱-۲} = ۰ \qquad (۲۱)$$

$$w_{۱-۲} = (P_۲V_۲ - P_۱V_۱)/(۱-K) = R(T_۲ - T_۱)/(۱-K) \qquad (۲۲)$$

$$= (u_۱ - u_۲) = c_v(T_۱ - T_۲)$$

فرآیند ۳ – ۲– ورود حرارت در فشار ثابت (احتراق) .

تمام سوپاپ‌ها بسته هستند :

$$Q_{۲-۳} = Q_{in} = m_f Q_{HV} \eta_c = m_m c_p (T_۳ - T_۲) \quad (۲۳)$$

$$= (m_a + m_f) c_p (T_۳ - T_۲)$$

$$Q_{HV} \eta_c = (AF + ۱) c_p (T_۳ - T_۲) \quad (۲۴)$$

$$q_{۲-۳} = q_{in} = c_p (T_۳ - T_۲) = (h_۳ - h_۲) \quad (۲۵)$$

$$W_{۲-۳} = q_{۲-۳} - (u_۳ - u_۲) = P_۲ (v_۳ - v_۲) \quad (۲۶)$$

$$T_۳ = T_{max} \quad (۲۷)$$

نسبت حجم در احتراق [۶] بصورت تغییر حجم در فرآیند احتراق ، تعریف می‌شود و به صورت نسبت زیر ارائه می‌گردد :

$$\beta = V_۳/V_۲ = v_۳/v_۲ = T_۳/T_۲ \quad (۲۸)$$

فرآیند ۴–۳– مرحله قدرت یا انبساط آیزنتروپیک

تمام سوپاپ‌ها بسته‌اند :

$$q_{۳-۴} = ۰ \quad (۲۹)$$

$$T_۴ = T_۳ (V_۳/V_۴)^{K-۱} = T_۳ (V_۳/V_۴)^{k-۱} \quad (۳۰)$$

$$P_۴ = P_۳ (V_۳/V_۴)^K = P_۳ (V_۳/V_۴)^k \quad (۳۱)$$

$$W_{۳-۴} = (P_۴ v_۴ - P_۳ v_۳)/(۱ - K) = R(T_۴ - T_۳)/(۱ - K) \quad (۳۲)$$

$$= (u_۳ - u_۴) = c_v (T_۳ - T_۴)$$

فرآیند ۵ –۴ – حرارت در حجم ثابت (خروجی آنی گازها) .

سوپاپ خروجی باز و سوپاپ ورودی بسته است :

$$v_۵ = v_۴ = v_۱ = v_{BDC} \quad (۳۳)$$

$$W_{۴-۵} = ۰ \quad (۳۴)$$

$$Q_{۴-۵} = Q_{out} = m_m c_v (T_۵ - T_۴) = m_m c_v (T_۱ - T_۴) \quad (۳۵)$$

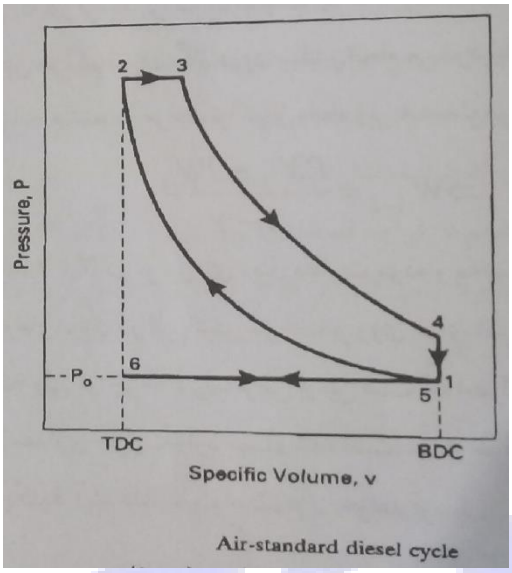
$$q_{۴-۵} = q_{out} = c_v (T_۵ - T_۴) = (u_۵ - u_۴) = c_v (T_۱ - T_۴) \quad (۳۶)$$

[۶] Cutoff ratio

فرآیند ۶ – ۵– مرحله خروج گازها در فشار ثابت P_O

سوپاپ خروجی باز و سوپاپ ورودی ، بسته است :

$$W_{۵-۶} = P_O(V_۶ - V_۵) = P_O(V_۶ - V_۱) \qquad (۳۷)$$



شکل۵– نمودار چرخه دیزل

بر اساس چرخه دیزل (شکل۵)، فرآیندهای یک موتور اشتعال – تراکمی به صورت زیر در نظر گرفته می‌شود[۱]:

۱. فرایند تراکم (فرآیند ۱ تا ۲) یک فرآیند آدیاباتیک می‌باشد که در هنگام کاهش حجم ناشی از فشرده نمودن هوای درون سیلندر، فشار و دما افزایش پیدا می‌کند. رابطه تغییرات فشار و دما برحسب حجم در این فرآیند چنین خواهد بود:

$$\frac{T_۲}{T_۱} = \left(\frac{V_۱}{V_۲}\right)^{(\gamma-۱)} = \left(\frac{P_۲}{P_۱}\right)^{\left(\frac{\gamma-۱}{\gamma}\right)} \qquad (۳۸)$$

حال با استفاده از تعریف نسبت تراکم $\left(R_c = \frac{V_۱}{V_۲}\right)$، می‌توان رابطه فشار و حجم را به صورت زیر بیان نمود:

$$P_۱V_۱^{\gamma} = P_۲V_۲^{\gamma} \Rightarrow \left(\frac{V_۱}{V_۲}\right)^{\gamma} = \frac{P_۲}{P_۱} \quad \Rightarrow \quad R_C^{\gamma} = \frac{P_۲}{P_۱} \qquad (۳۹)$$

رابطه دما و نسبت تراکم در فرآیند تراکم آدیاباتیک چنین می‌باشد:

$$\frac{T_۲}{T_۱} = \left(\frac{V_۱}{V_۲}\right)^{(\gamma-۱)} \quad \Rightarrow \quad R_C^{(\gamma-۱)} = \frac{T_۲}{T_۱} \qquad (۴۰)$$

در ضمن با توجه به این که در فرآیند تراکم آدیاباتیک چرخه دیزل، انتقال حرارت صفر در نظر گرفته شده است، کاری که در حین متراکم نمودن گاز درون سیلندر انجام می‌شود، باعث افزایش انرژی داخلی سیستم می‌گردد. مقدار کار انجام شده در مرحله تراکم از رابطه زیر به دست می‌آید:

$$W_{۱-۲} = \int_۱^۲ P \cdot dV \quad \Rightarrow \quad W_{۱-۲} = \frac{P_۲V_۲ - P_۱V_۱}{۱-\gamma} \qquad (۴۱)$$

۲. فرآیند احتراق (فرآیند ۲ تا ۳) در موتورهای دیزل متفاوت بوده و به صورت فشار ثابت است. هرچند که احتراق در موتورهای دیزل در اثر پاشش سوخت بر روی هوای فشرده رخ می‌دهد و احتراق یک واکنش شیمیایی است؛ ولی در چرخه دیزل، فرض بر این است که احتراق یک واکنش شیمیایی نیست و در این مرحله فقط مقداری حرارت وارد سیستم شده است. مقدار حرارت وارد شده به سیلندر (Q_H) در این مرحله که یک فرآیند فشار ثابت است، برابر خواهد بود با:

$$Q_H = m \cdot C_p(T_۳ - T_۲) \tag{۴۲}$$

از آنجایی که فرایند احتراق در موتورهای دیزل، یک فرآیند فشار ثابت است، تغییرات حجم و دما در این فرآیند به صورت زیر خواهد بود:

$$\frac{V_۲}{T_۲} = \frac{V_۳}{T_۳} \tag{۴۳}$$

از سوی دیگر چون در فرایند احتراق موتورهای دیزل، تغییر حجم رخ می‌دهد، می‌توان پارامتری را تعریف نمود که بیانگر نسبت حجم بعد از احتراق $(V_۳)$ به حجم قبل از احتراق $(V_۲)$ باشد. این پارامتر، نسبت حجمی مرحله پاشش سوخت (r) نامیده شده و برابر است با:

$$r = \frac{V_۳}{V_۲} = \frac{T_۳}{T_۲} \tag{۴۴}$$

همچنین در اثر تغییر حجمی که در فرایند احتراق موتورهای دیزل رخ می‌دهد، در این مرحله نیز کار تولید می‌شود. مقدار کار انجام شده توسط سیستم در این فرآیند برابر است با:

$$W_{۲-۳} = \int_۲^۳ p\, dV \quad \Rightarrow \quad W_{۲-۳} = P_۲(V_۳ - V_۲) \tag{۴۵}$$

۳. فرآیند انبساط (فرآیند ۳ تا ۴) نیز یک فرآیند آدیاباتیک فرض شده است که طی آن حجم افزایش و فشار و دما کاهش می‌یابد. این تغییرات از رابطه زیر تبعیت می‌نماید:

$$\frac{T_۳}{T_۴} = \left(\frac{V_۴}{V_۳}\right)^{(\gamma-۱)} = \left(\frac{P_۳}{P_۴}\right)^{\left(\frac{\gamma-۱}{\gamma}\right)} \tag{۴۶}$$

یک نکته قابل توجه در خصوص موتورهای دیزل این است که نسبت انبساط با نسبت تراکم متفاوت است. زیرا مقداری از افزایش حجم در همان مرحله احتراق رخ می‌دهد. یعنی بخشی از افزایش حجم در هنگام فرآیند احتراق که یک فرآیند فشار ثابت است و طی آن پاشش سوخت در حال انجام است، رخ می‌دهد و مابقی افزایش حجم در فرآیند انبساط که یک فرآیند آدیاباتیک است و در آن پاشش سوخت قطع شده است، انجام می‌پذیرد. نسبت انبساط که با R_E نشان داده می‌شود، صرفا برای افزایش حجم در مرحله دوم تعریف می‌گردد. یعنی:

$$R_E = \frac{V_۴}{V_۳} \tag{۴۷}$$

واضح است که همواره نسبت انبساط (R_E) در موتورهای دیزل کوچکتر از نسبت تراکم آنها (R_c) می‌باشد. زیرا کاهش حجم طی یک فرآیند رخ می‌دهد، ولی افزایش حجم طی دو فرآیند انجام پذیرد. جالب است که بین این نسبت‌ها رابطه زیر وجود دارد

$$r = \frac{R_C}{R_E} \tag{۴۸}$$

که r همان نسبت حجمی مرحله پاشش سوخت $\left(r = \frac{V_۳}{V_۲}\right)$است.

بنابر این رابطه نسبت انبساط با تغییرات، فشار چنین خواهد بود

$$P_۳V_۳^{\gamma} = P_۴V_۴^{\gamma} \quad \Rightarrow \quad \left(\frac{V_۴}{V_۳}\right)^{\gamma} = \frac{P_۳}{P_۴} \quad \Rightarrow \quad (R_E)^{\gamma} = \frac{P_۳}{P_۴} \tag{۴۹}$$

همچنین رابطه نسبت انبساط با تغییرات دما بدین صورت خواهد بود:

$$\frac{T_۳}{T_۴} = \left(\frac{V_۴}{V_۳}\right)^{(\gamma-۱)} \quad \Rightarrow \quad R_E^{(\gamma-۱)} = \frac{T_۳}{T_۴} \tag{۵۰}$$

در فرآیند انبساط موتورهای دیزل نیز با انجام کار توسط سیستم، قدرت تولید می‌گردد. البته به همان مقدار نیز انرژی داخلی سیستم کاهش پیدا می‌کند. مقدار کار انجام شده در فرآیند انبساط برابر است با:

$$W_{۳-۴} = \int_۳^۴ P \cdot dV \quad \Rightarrow \quad W_{۳-۴} = \frac{P_۴V_۴ - P_۳V_۳}{۱-\gamma} \tag{۵۱}$$

۴ – فرآیندهای تخلیه و مکش (فرآیند ۴ تا ۱) در چرخه دیزل نیز در نظر گرفته نشده اند. زیرا فرض این است که هیچ گونه ورود و خروج گاز وجود ندارد و صرفا طی یک فرآیند حجم ثابت، مقداری حرارت از سیستم خارج می‌شود (Q_L) که برابر است با:

$$Q_L = m \cdot C_V(T_F - T_I) \tag{۵۲}$$

کار خالص چرخه دیزل نیز با توجه به این که علاوه بر فرآیند انبساط $(W_{۳-۴})$ در فرآیند احتراق $(W_{۲-۳})$ نیز کار تولید می‌شود و فقط در فرآیند تراکم $(W_{۱-۲})$ کار مصرف می‌گردد، بدین صورت قابل محاسبه است:

$$\begin{aligned} &W_{net} = W_{۲-۳} + W_{۳-۴} - W_{۱-۲} \\ &\Rightarrow \quad W_{net} = P_۲(V_۳ - V_۲) + \frac{P_۴V_۴ - P_۳V_۳}{۱-\gamma} - \frac{P_۲V_۲ - P_۱V_۱}{۱-\gamma} \end{aligned} \tag{۵۳}$$

البته کار خالص چرخه دیزل از تفاضل حرارت تولید شده در فرآیند احتراق و حرارت خارج شده از سیستم در مرحله تخلیه نیز به دست می‌آید:

$$W_{net} = Q_H - Q_L \quad \Rightarrow \quad W_{net} = m \cdot C_P(T_۳ - T_۲) - m \cdot C_V(T_۴ - T_۱) \tag{۵۴}$$

راندمان حرارتی چرخه دیزل نیز با استفاده از مقدار کار خالص و حرارت ایجاد شده در مرحله احتراق به صورت زیر محاسبه می گردد:

$$\eta_{Diesel} = \frac{W_{net}}{Q_H} = \frac{Q_H - Q_L}{Q_H} = ۱ - \frac{Q_L}{Q_H} \tag{۵۵}$$

در صورت داشتن مقدار دماها، می‌توان راندمان حرارتی چرخه دیزل را به صورت زیر نیز محاسبه نمود:

$$\begin{aligned} &\eta_{\text{Diesel}} = ۱ - \frac{Q_L}{Q_H} = ۱ - \frac{m \cdot C_V(T_۴ - T_۱)}{m \cdot C_P(T_۳ - T_۲)} = ۱ - \frac{C_V(T_۴ - T_۱)}{C_P(T_۳ - T_۲)} \\ &\Rightarrow \eta_{\text{Diesel}} = ۱ - \frac{۱}{\gamma}\left(\frac{T_۴ - T_۱}{T_۳ - T_۲}\right) \end{aligned} \tag{۵۶}$$

اگر به جای مقادیر دماها، مقدار نسبت حجمی مرحله پاشش سوخت (r)، مقدار نسبت تراکم (R_c) و مقدار ضریب آدیاباتیک (γ) مشخص باشد، راندمان حرارتی چرخه دیزل توسط رابطه زیر محاسبه می‌گردد:

$$\eta_{\text{Diesel}} = ۱ - \frac{۱}{\gamma \cdot R_C^{(\gamma-۱)}}\left(\frac{r^{\gamma}-۱}{r-۱}\right) \tag{۵۷}$$

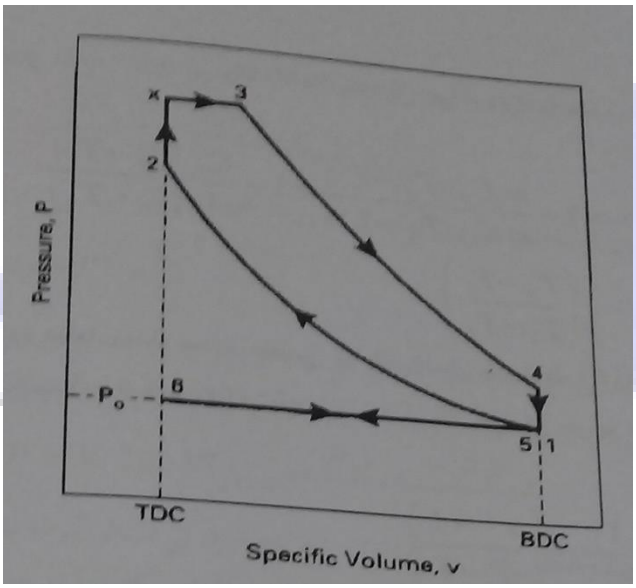
چرخه دوگانه[۷]

با دقت در فرآیندهای چرخه اتو و چرخه دیزل می‌توان دریافت که تفاوت اصلی این چرخه ها در فرآیند احتراق آنها می‌باشد. به طوری که فرآیند احتراق در چرخه اتو، یک فرآیند حجم ثابت است؛ اما در چرخه دیزل، فرآیند احتراق به صورت یک فرآیند فشار ثابت می‌باشد.

در موتورهای دیزل امروزی که دارای دورهای بالاتری می‌باشند، معمولا تمام فرآیند احتراق در فشار ثابت انجام نمی شود. بلکه احتراق به صورت تلفیق فرآیندهای احتراق در چرخه های اتو و دیزل می‌باشد. یعنی بخشی از احتراق در شرایط حجم ثابت و بخش دیگری در شرایط فشار ثابت انجام می‌پذیرد. علت این موضوع، وجود آوانس در زمان پاشش سوخت می‌باشد. به طوری که پاشش سوخت قبل از پایان مرحله تراکم آغاز می‌گردد. این مرحله از پاشش سوخت که هم زمان با عمل تراکم می‌باشد، بسیار شبیه فرآیند احتراق در چرخه اتو است. یعنی به صورت حجم ثابت انجام می‌پذیرد. اما ادامه پاشش سوخت که پس از گذراندن نقطه مرگ بالا و همزمان با پایین آمدن پیستون می‌باشد، به صورت یک فرآیند فشار ثابت است که در چرخه دیزل توضیح داده شد.

بنابراین در آن قسمت از فرآیند احتراق چرخه دو گانه که مشابه چرخه اتو به صورت حجم ثابت است، هیچ گونه کاری انجام نمی شود و حرارت وارد شده به سیستم برابر است با:

$$Q_H = m \cdot C_V (T_x - T_۲) \quad (۵۸)$$



شکل۶– نمودار چرخه دوگانه

اما در ادامه احتراق که همچون چرخه دیزل به صورت فشار ثابت است، حرارت وارد شده به سیستم چنین محاسبه می‌گردد:

$$Q_H = m \cdot C_P \, (T_۳ - T_x) \quad (۵۹)$$

در این روابط، $T_۲$ دمای آغاز مرحله حجم ثابت احتراق و T_x دمای پایان مرحله حجم ثابت و شروع مرحله فشار ثابت احتراق است. $T_۳$ نیز دمای پایان محله فشار ثابت احتراق می‌باشد.

بنابراین گرمای تولید شده در فرآیند احتراق از مجموع این دو حرارت به دست می‌آید. یعنی:

$$Q_H = m \cdot C_v \, (T_x - T_۲) + m \cdot C_P \, (T_۳ - T_x) \quad (۶۰)$$

[۷] Dual Cycle

در ضمن توجه داشته باشید که در مرحله احتراق حجم ثابت (فرآیند ۲ تا x) داریم:

$$\frac{P_۲}{T_۲} = \frac{P_x}{T_x} \tag{۶۱}$$

و در مرحله احتراق فشار ثابت (فرآیند x تا ۳) داریم:

$$\frac{V_x}{T_x} = \frac{V_۳}{T_۳} \tag{۶۲}$$

نسبت حجمی مرحله پاشش سوخت در چرخه دوگانه نیز بدین صورت قابل محاسبه خواهد بود:

$$r = \frac{V_۳}{V_x} = \frac{T_۳}{T_x} \tag{۶۳}$$

برای محاسبه کار نیز توجه داشته باشید که در اولین مرحله احتراق که به صورت حجم ثابت است، هیچ کاری انجام نمی‌شود و صرفاً در دومین مرحله احتراق که به صورت فشار ثابت است، کار تولید می‌شود. مقدار کار تولید شده در این مرحله برابر است با:

$$W_{x-۳} = \int_x^۳ P \cdot dV = P_۳ \left(V_۳ - V_x\right) \tag{۶۴}$$

در نتیجه کار خالص چرخه دو گانه از مجموع کارهای تولید شده در مرحله انبساط ($W_{۳-۴}$) و احتراق با فشار ثابت ($W_{x-۳}$) و کسر نمودن کار مصرف شده در مرحله تراکم ($W_{۱-۲}$) به دست می‌آید:

$$W_{net} = W_{x-۳} + W_{۳-٤} - W_{۱-۲}$$

$$\Longrightarrow W_{net} = P_۳ \left(V_۳ - V_x\right) + \frac{P_٤ V_٤ - P_۳ V_۳}{۱ - \gamma} - \frac{P_۲ V_۲ - P_۱ V_۱}{۱ - \gamma} \tag{۶۵}$$

راندمان حرارتی چرخه دو گانه نیز به صورت زیر قابل محاسبه است:

$$\eta_{Dual} = \frac{Q_H - Q_L}{Q_H} = ۱ - \frac{Q_L}{Q_H} \tag{۶۶}$$

در صورت مشخص بودن مقادیر دماها، راندمان با استفاده از روابط زیر نیز قابل محاسبه است:

$$\eta_{Dual} = ۱ - \frac{m \cdot C_v \left(T_٤ - T_۱\right)}{m \cdot C_v \left(T_x - T_۲\right) + m \cdot C_p \left(T_۳ - T_x\right)}$$

$$\Longrightarrow \eta_{Dual} = ۱ - \frac{\left(T_٤ - T_۱\right)}{\left(T_x - T_۲\right) + \gamma\left(T_۳ - T_x\right)} \tag{۶۷}$$

سایر فرآیندها و روابط چرخه دو گانه نیز مشابه چرخه دیزل می‌باشد.

نتیجه‌گیری

هر چند آنالیز فرآیندهای چرخه موتور، کار پیچیده و دشواری است، لکن با استفاده از چرخه‌های تئوری که برای فرآیندهای موتور تعریف شده است، این قابلیت وجود دارد که بتوان آن‌ها را تا حدی ساده‌سازی نمود و سپس به بررسی آن‌ها پرداخت.

در این نوشتار، مهم‌ترین چرخه‌هایی که در تحلیل موتورهای احتراق داخلی مورد استفاده قرار می‌گیرند (چرخه اتو، چرخه دیزل و چرخه دوگانه) بر مبنای چرخه استاندارد هوا تجزیه و تحلیل گردید.

منابع

[۱] خرازان،م، طراحی موتورهای پیستونی، انتشارات نما، چاپ دوم، بهار ۱۳۹۵.

[۲] صنایع، س، مبانی مهندسی موتورهای احتراق داخلی، انتشارات دانشگاه علم و صنعت، چاپ نهم، ۱۳۹۷.