

طرق محاكاة دارة عمل محرك الاحتراق الداخلي بهدف تطويره

الدكتور نبيل غدير*

(قبل للنشر في 2000/1/16)

المخلص

تلعب عملية محاكاة ونمذجة دارة عمل محرك الاحتراق الداخلي دوراً كبيراً في تطوير المحركات، وتحسين مواصفاتها وأدائها، وملاءمتها لشروط التشغيل المختلفة . وهي توفر جهداً تجريبياً كبيراً رغم أنها لا تغني عنه ، فهي تشكل الخطوة الأولى لمهندس التصميم والتطوير، للتحقق من مواصفات المحرك الجديد وأدائه بأقصر وقت ممكن .

يبين البحث كيفية إجراء محاكاة دارة عمل محرك رباعي الأشواط ذي أربع أسطوانات، مع تشحين عنفي ، وتظهر النتائج تأثير أداء المحرك بتغير ظروف التشغيل . فقد أمكن ، عن طريق المحاكاة وباستخدام الحاسب ، حساب منحنى انتقال الحرارة من حجرة الاحتراق إلى الجدران الداخلية للأسطوانة حسب قوشني، وكذلك منحنى معدل إطلاق الحرارة إضافة إلى تحديد تأثير لحظة بداية الاحتراق في كل من المردود الحراري الدليلي h_i ، ودرجة حرارة غازات العادم T_{ex} ، والضغط الأعظمي p_{max} داخل الاسطوانة، وكذلك تأثير فترة تطابق الصمامات في الاستهلاك النوعي الفعلي للوقود b_e ، وللهواء l_e ، وفي نسبة الهواء للوقود a ، وفي تغير درجة حرارة غازات العادم DT_{ex} .

*مدرس في قسم هندسة القوى الميكانيكية كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية - جامعة تشرين - اللاذقية - سورية

□

Internal Combustion Engine Cycle Simulation Methods and Engine Development

Dr. Nabil Ghadir*

(Accepted 16/1/2000)

□ ABSTRACT □

The Simulation of Internal Combustion Engine Cycle plays a big role in developing engines and adapting them to different working conditions. This method spares a lot of experiments, but it is not enough alone. Also, it is the first step for the engine development engineer to test the performance of the new engine quickly.

This paper deals with the Simulation of the cycle of a four-stroke engine with four cylinders using turbocharger. The results show the influence of operation condition on the engine performance. Heat release curve and heat transfer from working gas to cylinder walls were calculated. In addition, the influence of start of Combustion on engine Operation; thermal efficiency (h_i); exhaust gas temperature (T_{ex}) and maximum cylinder pressure (p_{max}) were indicated. Also the paper shows the effect of valve overlap period on the specific consumption of fuel and air (b_e, l_e); air-fuel equivalence ratio (l) and exhaust gas temperature change (DT_{ex}).

* Lecturer at Department of Mech. Energy Engineering Faculty of Mech. and Elec. Engineering
Tishreen University, Latakia, Syria.

مقدمة:

تمتلك محركات الاحتراق الداخلي (الديزل والبنزين) مقارنة بالمحركات الحرارية الأخرى ، عند نفس الاستطاعة مردوداً حرارياً أعلى . تتحدد شروط تشغيل المحرك والإجهادات التي يتعرض لها ، بناءً على المتحولات الترموديناميكية للغاز العامل داخل الأسطوانة . لهذا، فإن حساب هذه المتغيرات ومعرفتها ضروري للمهندس، كي يتمكن من تصميم المحرك وتطويره .

لكن تحديد هذه المتحولات صعب؛ لأنها محصلة لعمليات فيزيائية كثيرة تتغير من لحظة إلى أخرى؛ مثل التدفق وانتقال الحرارة ، وكذلك عمليات الاحتراق غير المستقرة بفعل طبيعة عمل المحرك .

كل المقادير التي تهتم مهندس تطوير المحرك مثل استطاعة المحرك ، ومردوده ، و الحمولة الحرارية والميكانيكية لأجزائه ، و تدفق الشحنة والطاقة المتاحة لغازات الاحتراق (العادم) الداخلة إلى الشاحن العنفي، في حالة المحركات ذات الشحن القسري ، تُحسب جميعها بالتكامل على طول فترة دارة عمل المحرك . لا يمكن إدخال هذه المقادير إلا عن طريق حل المعادلات التفاضلية، التي تصف التحولات غير المستقرة لحالة الغاز العامل داخل الأسطوانة كنابح لزواوية عمود المرفق . وحيث إنه لا توجد حلول محددة لهذه المعادلات التفاضلية ، يلجأ إلى حلول تقريبية لكسب فكرة عامة على الأقل عن العمليات التي تجري ضمن الأسطوانة . وحيث إن العمليات التي اعتبرت مثالية إلى حد ما، فإن النتائج التي يتم الحصول عليها لا يمكن قبولها عند الشروط الواقعية، إلا بعد جعلها ملائمة عن طريق عوامل تجريبية محددة . ولهذا اعتمد مهندسو تصميم المحركات ولفترة طويلة على التجارب .

إلا أن استخدام الحاسب ذي الإمكانيات العالية، جعل من الممكن إيجاد حلول للمعادلات التفاضلية الأنفة الذكر، وبجهد معقول ، وذلك باستخدام طريقة الخطوات المتسلسلة (Step by Step) . ويجري الآن وضع بعض البرامج التي لا غنى عنها لمهندس تطوير المحركات .

محاكاة دارة عمل المحرك :

يمكن تقسيم محاكاة العمليات التي تجري في محرك رباعي الأسطوانات ذي تشحين عنفي، إلى أربع مجموعات، كما هو مبين في الشكل / 1 / .

المجموعة / I / : تتضمن تغيرات مواصفات الغاز العامل داخل أسطوانة واحدة .

المجموعة / II / : تتعامل مع حساب ظواهر الجريان غير المستقرة داخل أنابيب الامتصاص والإفلات

المجموعة / III / : تصف عملية تحول طاقة غازات العادم إلى طاقة تُقدم للضاغط الذي يقوم برفع ضغط الهواء الأولي الداخل إلى المحرك . وهنا يجب أخذ المجموعات الثلاث بعين الاعتبار عند محاكاة عمل المحرك ذي التشغيل المستقر أي عندما تكون سرعة دوران كل من المحرك والشاحن العنفي ثابتة .

المجموعة / IV / : تتضمن المحرك والآلة المدارة .

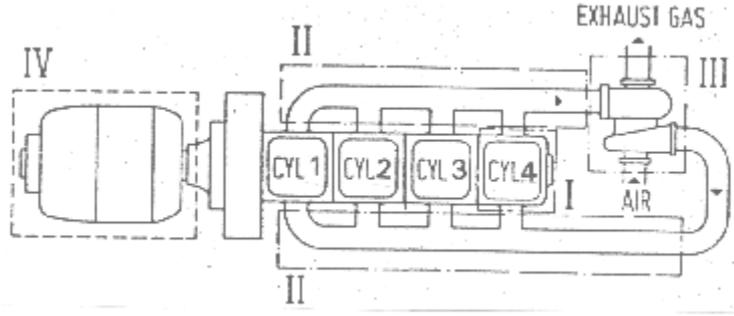
وفي حالة التشغيل غير المستقر ، كما هو الحال عند تسريع المحرك ، يجب أن يُؤخذ بعين الاعتبار عزم العطالة لمجمل مجموعة الحركة، التي تتضمن المحرك والآلة المدارة .

المجموعة / I / العمليات الداخلية ضمن الأسطوانة .

المجموعة / II / عملية التبادل الغازي في نظام الامتصاص والإفلات .

المجموعة / III / موازنة الشاحن العنفي بالطاقة والتدفق الكتلي .

المجموعة / IV / الآلة المدارة للمحرك .



dn_{TC}/dt	dn_M/dt	شروط عمل المحرك
0 =	0 =	مستقر
0 =	0 =	غير مستقر

حيث : n_M سرعة المحرك ، n_{TC} سرعة الشاحن العنفي

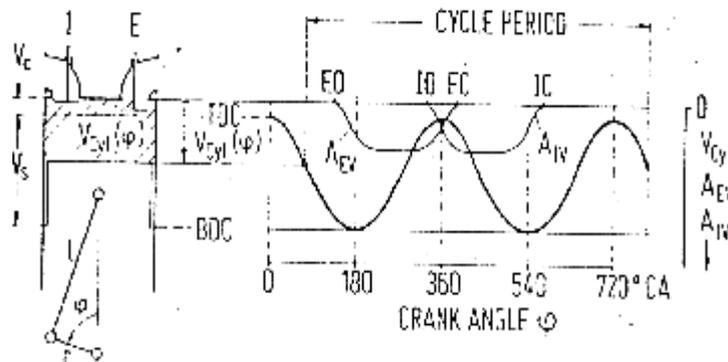
الشكل (1) : محاكاة دارة محرك الاحتراق الداخلي ، المجموعات الجزئية .

1_ محاكاة العمليات الداخلية في الأسطوانة:

لنبدأ بالمجموعة / I ، ولنناقش محاكاة التغيرات في إحدى الأسطوانات . لاستنتاج هذه المبادئ الأساسية يستخدم محرك رباعي الأشواط كما في الشكل /2/ ، الذي يوضح الأبعاد الهندسية . عند معرفة قطر الأسطوانة / D / ، طول ذراع التوصيل / I / ، ونصف قطر المرفق / r / ، وحجم الميت (الخوص) / Vc / ، فإنه يمكن تحديد حجم الأسطوانة الكلي / V_{CYL} / [1] ، الذي يتغير بشكل دوري عند كل وضعية للمرفق بدلالة زاوية المرفق / j / ، حسب العلاقة التالية :

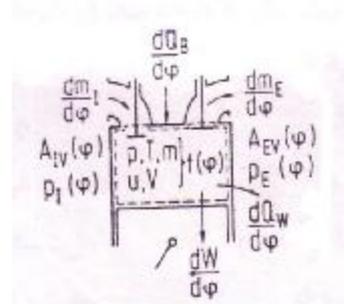
$$V_{CYL} = V_C + 0,5.V_s \frac{\cos j}{e} + \frac{r}{2l} \cdot \sin^2 j \cdot \frac{\dot{\theta}}{\theta}$$

حيث : $e = (V_s + V_C)/V_C$ نسبة الانضغاط ، V_s الحجم العامل للأسطوانة



الشكل (2) : الأبعاد الهندسية اللازمة لمحاكاة دارة عمل الأسطوانة في محرك احتراق داخلي .

تتطلب هذه الدراسة معرفة سطوح التمرير لصمامات الامتصاص / $A_{IV}(j)$ ، والإفلات / $A_{EV}(j)$ / ويمكن حساب هذه السطوح بوضوح من الأبعاد الهندسية للصمامات وآلية تشغيلها . بالنسبة للمحركات رباعية الأشواط، فإن فترة دارة عمل المحرك تبلغ / $CA^0 720$ /، التي تكافئ دورتين للجذع المعقوف (عمود المرفق) .
يمكن أخذ المعادلات الترموديناميكية الأساسية من الشكل (3) . حيث يشكل كل من المكبس، وبطانة الأسطوانة، ورأس الأسطوانة المجموعة الترموديناميكية المحددة بخط منقط في الشكل (3) .



$$(1) \dots \frac{dm}{dj} = \frac{dm_I}{dj} - \frac{dm_E}{dj}$$

$$(2) \dots \frac{d(m.u)}{dj} = \frac{dQ_B}{dj} - \frac{dQ_W}{dj} + \frac{dm_I}{dj} \cdot h_I - \frac{dm_E}{dj} \cdot h_E - \frac{dW}{dj}$$

$$(3) \dots P.V = m.R.T$$

$$(4) \dots u = u(T, l)$$

$$(5) \dots \frac{dm}{dj} \cdot u + m \cdot \frac{du}{dj} = \frac{dQ_B}{dj} - \frac{dQ_W}{dj} + \frac{dm_I}{dj} \cdot h_I - \frac{dm_E}{dj} \cdot h_E - P \cdot \frac{dV}{dj}$$

$$(6) \dots \frac{dT}{dj} = \frac{1}{m \cdot c_v} \cdot \frac{dQ_B}{dj} - \frac{dQ_W}{dj} - P \cdot \frac{dV}{dj} + \frac{dm_I}{dj} \cdot (h_I - u) - \frac{dm_E}{dj} \cdot R.T - m \cdot \frac{du}{dj}$$

معدل إطلاق الحرارة ←
انتقال الحرارة ←
التبادل الغازي ←

الشكل (3) : محاكاة اسطوانة محرك الاحتراق الداخلي ، المعادلات الأساسية [2] .

ننتقل من فرضية أن الغاز في الأسطوانة متجانس، ويتغير بدلالة الزمن فقط، وليس هناك تغيرات مكانية . تنص معادلة الاستمرار (1) على أن الكتلة / m / داخل الأسطوانة، يمكنها أن تتغير بفعل تدفقات الغاز عبر الصمامات، سواءً إلى الأسطوانة أو من الأسطوانة إلى خارجها ، وتشير الأسهم إلى الاتجاهات التي تعتبر موجبة في كل حالة . وينص تطبيق قانون حفظ الطاقة (2) على أن تغير الطاقة الداخلية لمحتوى الأسطوانة / $d(m.u)/dj$ / ممكن، فقط عندما تضاف طاقة إلى المجموعة، أو عندما تطرح طاقة منها عبر حدودها . يتضمن ذلك الحرارة المقدمة عن طريق الاحتراق / dQ_B/dj /، وكذلك التبادل الحراري بين الغاز العامل في الأسطوانة وجدرانها / dQ_W/dj /، إضافة إلى تغير الانتالبي / $(dm_I/dj) \cdot h_I$ / المقدم، و / $(dm_E/dj) \cdot h_E$ / المطروح عبر الصمامات ، وأيضاً العمل الميكانيكي / dW/dj / الذي يقدمه الغاز العامل إلى المكبس . أخيراً معادلة حالة الغاز (3) تطبق بفرض أن الغاز شبه مثالي يملأ الأسطوانة عند كل لحظة لـ j .

فيما يتعلق بغازات الاحتراق الناتجة من احتراق المزيج المؤلف من الهواء وبخار الوقود (بنزين، وقود ديزل) فإن الطاقة الداخلية النوعية / u / يمكن وضعها كتابع لدرجة الحرارة / T /، ولنسبة الهواء إلى الوقود / l / كما هو وارد في المعادلة (4) . ولذلك فإن كل المتحولات الحرارية ومشتقاتها بالنسبة لـ l ، يمكن وضعها كتابع لدرجة الحرارة وتركيب الغاز / l / . لكن بترتيب مناسب للمعادلة (5) نحصل على المعادلة (6) التي تسمى بالمعادلة التفاضلية للحساب الدقيق لتغير درجة الحرارة داخل الأسطوانة كتابع لزواوية المرفق / j /، وبالتالي يمكن تحديد قيمة درجة الحرارة / T / عند نهاية كل خطوة . بحل المعادلة (1) نحصل على تغير الكتلة / Dm / خلال / Dz / والكتلة الفعلية / m / خلال / Dz / . بما أن

التابع / (j) V / معلوم من المعطيات الهندسية للمحرك (انظر الشكل 2) ، فإن الضغط / p / عند نهاية الفترة الآتية / Dj / يمكن حسابه بمساعدة / T ، m ، V / حسب المعادلة (3) واعتماداً على القيم المقدرة لـ / p ، T / عند زاوية مرفق محددة / j / ، فإن الحساب بطريقة الخطوة لتغير الحالة في الأسطوانة بالنسبة للزمن ، يمكن إجراؤه لكامل دورة المحرك (720° CA) . لحساب الشروط الحدية للتبادل الغازي في المعادلة (6) يجب معرفة الضغوط قبل صمام الامتصاص ، وبعد صمام الإفلات ، أي / P_I , P_E / عند أية لحظة ، وأيضاً عوامل التدفق للصمام . وهذه يمكن تحديدها خلال اختبارات الجريان المستقر .

2 - حساب انتقال الحرارة من الغاز العامل في الأسطوانة إلى جدرانها / dQ_w/dj :

في البداية ، سنعلق على المسائل المتعلقة بانتقال الحرارة داخل أسطوانة محرك الاحتراق الداخلي . تفوق الحرارة المنتقلة إلى الجدران خلال دورة المحرك / 30 % / الحرارة المقدمة عن طريق احتراق الوقود ، ويتعلق ذلك بطريقة الاحتراق وحجم المحرك . وتعتبر عملية انتقال الحرارة داخل الأسطوانة معقدة جداً ، وتتضمن الحمل والإشعاع الذين تتغير نسبتهما خلال دورة المحرك .

لقد بذلت جهود كبيرة في العقود الماضية في حقل اختبار المحرك ، بحثاً عن معادلة مناسبة [3] لحساب عامل انتقال الحرارة من غازات الاحتراق وجدران الأسطوانة / a / . وأصبح الآن مألوفاً استخدام معادلة فوشني الشهيرة لحساب عملية انتقال الحرارة داخل الأسطوانة في المحرك ، كما يلي :

$$\frac{dQ_w}{dj} = a \cdot \dot{a} \sum_{i=1}^4 A_{wi} \cdot (T - T_{wi})$$

$$a = 110 \cdot D^{-0.2} \cdot P^{0.8} \cdot T^{-0.53} \cdot \frac{\dot{e}}{e} C_1 \cdot c_m + C_2 \cdot \frac{V_s \cdot T_1}{P_1 \cdot V_1} \cdot (P - P_0) \cdot \frac{\dot{u}}{u}^{0.8}$$

(1)
(2)

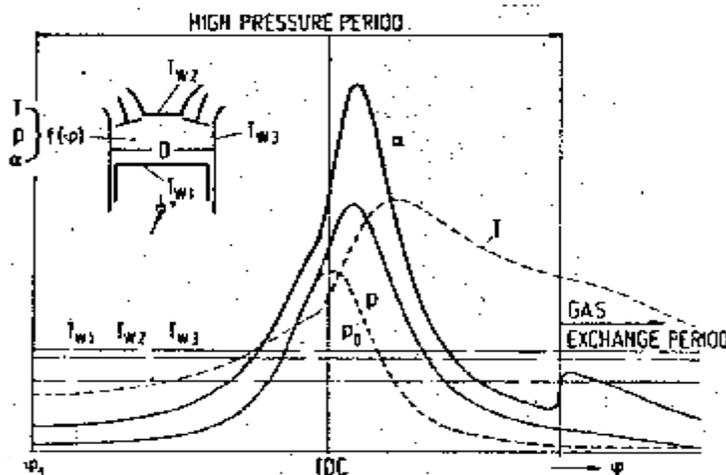
حيث :

(1) .. تأثير حركة المكبس في انتقال الحرارة بالحمل	
(2) .. تأثير إضافي في انتقال الحرارة بالحمل بعد عملية الاحتراق	
خلال فترة التبادل الغازي	6.18 \nearrow C ₁
خلال الانضغاط العالي	2.28
محركات ذات حقن مباشر D.I	0.00324 \nearrow C ₂
محركات ذات حقن غير مباشر I.D.I	0.00622
حالة الغاز داخل الأسطوانة في بداية شوط الانضغاط	V ₁ ، m ₁ ، T ₁
الضغط داخل الأسطوانة بدون اشتعال	P ₀
السرعة الوسطية للمكبس	C _m

انطلق فوشني WOSCHNI من انتقال الحرارة في أنبوب ذي جريان مضطرب ، واستعان بقياس معدل التدفق في هذا الأنبوب بكل من قطر الأنبوب المكافئ لقطر الأسطوانة ، وسرعة المكبس الوسطية / c_m / . لمراعاة تأثير سرعة المكبس خلال دورة المحرك كلها (الحد 1) ، وقد أضيف جزء آخر للسرعة (الحد 2) منذ بداية الاحتراق حتى نهايته . هذا الجزء سببه حركة الشحنة الشديدة بفعل الاحتراق ، وقد وضعه فوشني لتعويض الفرق بين الضغط الفعلي / p / والضغط المشروط بدون احتراق / p₀ / . من أجل محرك معين ، وعند عمله بسرعة معينة ، هناك علاقة وطيدة بين / a / ، وكل من الضغط / p / ، ودرجة الحرارة / T / داخل الاسطوانة خلال كل مرحلة لدائرة المحرك بخلاف الباحثين الآخرين ، فإن

حساب / a / بهذه المعادلة لا يتطلب أية عوامل إضافية لمراعاة حجم المحرك، أو طريقة الاحتراق فيه / انظر الشكل (4) . /

إن حساب الحرارة خلال دارة واحدة حسب هذه المعادلة، ولمختلف أنواع المحركات (بدءاً بمحركات الديزل الكبيرة للسفن وانتهاءً بمحركات البنزين للسيارات) يتطابق بشكل جيد عند مختلف الظروف، مع القيم التي يتم الحصول عليها عن طريق الموازنة الحرارية، ولا يتجاوز الفرق / 5% / تقريباً . إذاً حساب عامل انتقال الحرارة / a / الوحيد يمكن استخدامه لكامل حجرة الأسطوانة ، أما درجة حرارة جدرانها الوسطية / T_{wi} / فيمكن تقديرها بشكل واقعي للسطوح الجزئية المتغيرة / A_{wi} .
 يبين الشكل (4) التقسيم المعتاد : الدليل (1) - يدل على السطح العلوي للمكبس الدليل (2) - لرأس الأسطوانة ، والدليل (3) - لبطانة الأسطوانة . إن كلاً من / A_{w1}, A_{w2} / ثابت ، بينما / A_{w3} / يتغير تبعاً لموضع المكبس / A_{w3} = f(j) .
 الشكل (4) : تمثيل انتقال الحرارة داخل الاسطوانة حسب معادلة قوشني [3] .



3 - حساب منحنى إطلاق الحرارة / dQ_B/dj :

لنتحدث الآن عن أهم الشروط الحدية لحساب تغيرات الحالة ضمن الأسطوانة ، وهو منحنى إطلاق الحرارة (تابع الاحتراق) ، حيث إنه حتى الآن ، ليس ممكناً الحصول على حساب أولي واقعي لهذه القيمة . وعلى الرغم من إمكانية الحساب الأولي الصحيح للمنحنى الزمني لكمية الوقود المحقونة لمحركات الديزل، عن طريق الأبعاد الهندسية لجملة حقن الوقود ، فليس من الممكن إجراء حساب أولي لتناثر (توزع) حقن الوقود الخارج من فوهات الحاقن، داخل حجرة الاحتراق، إلا إلى حد معين .

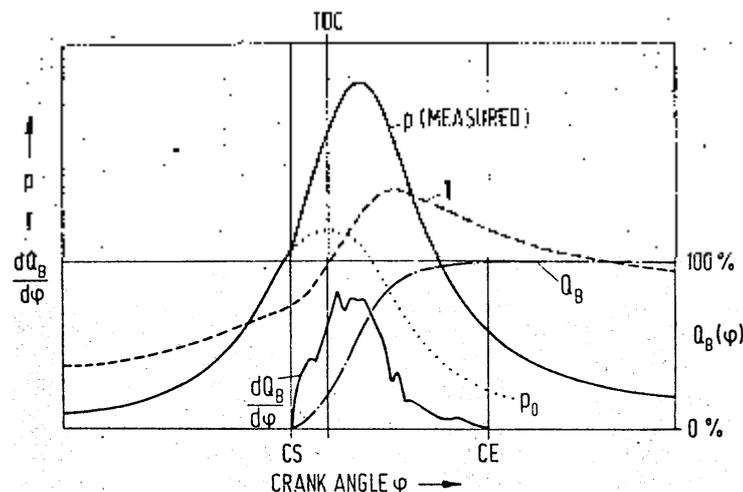
ونظراً لتعقيد حساب عمليات الاشتعال والاحتراق فليس هناك طرق لتحقيق ذلك ، إذ يوجد الكثير من العمليات الفيزيائية المختلفة التي تحدث خلال مرحلة تشكيل الخليط العامل (المؤلف من الهواء والوقود) ويؤثر بعضها في البعض الآخر . ويمكن حساب منحنى إطلاق الحرارة / dQ_B/dj / حسب نتائج قياس الضغط داخل الأسطوانة / p(j) / ، وفق العلاقة التالية :

$$\frac{dQ_B}{dj} = \frac{d(m.u)}{dj} + \frac{dQ_w}{dj} + P \cdot \frac{dV}{dj}$$

وتعتبر معادلة القدرة (2) المعادلة التفاضلية اللازمة لهذه الغاية الممثلة في الشكل (3)، التي تم حلها بالنسبة لـ / dQ_B/dj . وكما هو مبين في الشكل (5) ، فقد تمت مقارنة منحنى الضغط بدون احتراق / p_o(j) / المحسوب، عن طريق المحاكاة مع الضغط المقاس / p(j) / ، عندما يكون هناك احتراق في المحرك ، ومن الواضح تطابق كل من / P_o / خلال شوط الانضغاط، مما يعني انعدام إطلاق الحرارة خلال هذا الشوط . حالما يرتفع الضغط / p / عن الضغط / p_o / ، فإن برنامج الحاسب يعتبر هذا بداية للاحتراق / j_{CS} / ، وعند نهاية الاحتراق / j_{CE} / ، فإن تكامل منحنى

إطلاق الحرارة يصل إلى قيمته الأعظمية . ويمكن استنتاج كمية الوقود الفعلية المحترقة لكل دورة عمل، بمساعدة القيمة الأعظمية ، عند معرفة القيمة الحرارية للوقود .

وبمقارنة كمية الوقود المحسوبة في هذه الطريقة باستهلاك الوقود المقيس للمحرك عند نفس الزمن، يمكن استنتاج ما يسمى بمعدل التحويل لعملية الاحتراق، أو مدى دقة قياس الوقود المستهلك . إضافة إلى ذلك، تقدم هذه الطريقة



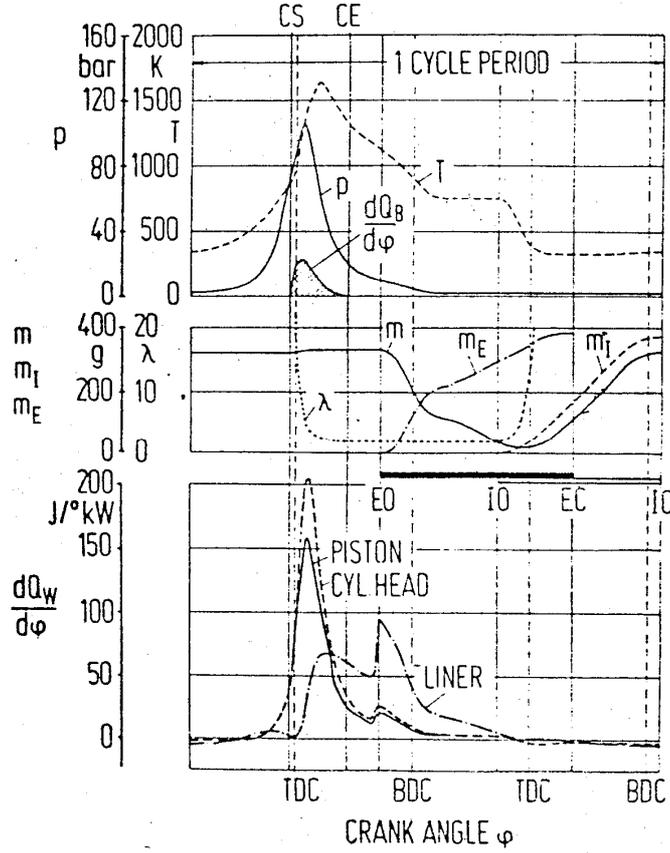
الشكل (5) : حساب منحنى إطلاق الحرارة حسب منحنى الضغط المقيس داخل الأسطوانة [2,4,5,6] .

المعتمدة على التحليل الترموديناميكي قياس قيم الضغط داخل الأسطوانة، وتؤمن استنتاج قيم درجات الحرارة ضمن الأسطوانة بدلالة الزمن، وكذلك كمية الحرارة المنتقلة إلى جدران الأسطوانة بدلالة الزمن .

النتائج والمناقشة:

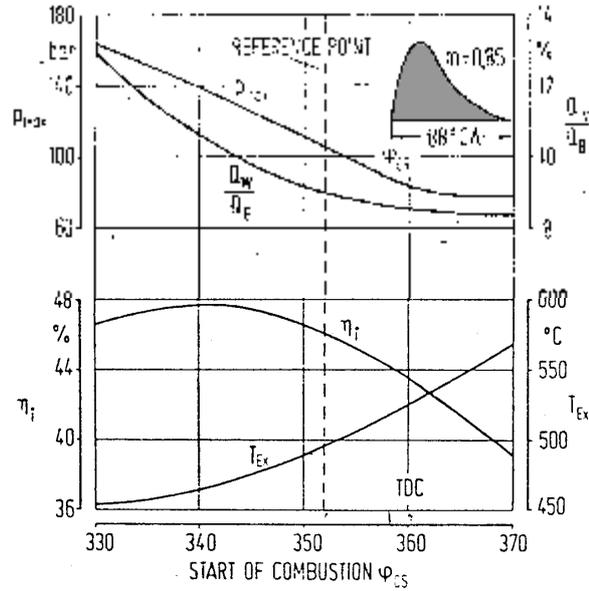
يبين الشكل (6) بعض النتائج التي تم الحصول عليها عند محاكاة العمليات داخل الأسطوانة، خلال دورة المحرك ، حيث يبين تغيرات كل من الضغط، ودرجة الحرارة، وسرعة معدل إطلاق الحرارة، بدلالة زاوية دوران المرفق، وكذلك تغير الكتل λ , m_E , m_I , m ، وتغير سرعة انتقال الحرارة للمكبس والأسطوانة والبطانة، بدلالة زاوية دوران المرفق ويظهر أنه بعد فتح صمام الامتصاص (IO) تهبط درجة الحرارة T بشكل كبير؛ لأن الهواء البارد نسبياً والداخل في شوط الامتصاص، يمر عبر مجمع الامتصاص إلى داخل الأسطوانة ، وهذا يرافق زيادة لكل من m , m_I .

إن الرجوع إلى منحنيات حرارة جدران الأسطوانة بدلالة الزمن، في الجزء السفلي من الشكل جدير بالانتباه، وحيث إن كلاً من درجة الحرارة والضغط ضمن الأسطوانة، تصل إلى القيمة الأعظمية خلال شوط الاحتراق، فإن انتقال الحرارة إلى السطوح الثابتة لرأس الأسطوانة والمكبس يكون شديداً . تنتقل كمية صغيرة نسبياً من الحرارة إلى بطانة الأسطوانة خلال شوط الاحتراق؛ لأن المكبس قريب من النقطة الميتة العليا . عندما يتحرك المكبس نحو الأسفل يتمدد غاز الأسطوانة أكثر فأكثر، وبالتالي ينخفض كل من درجة الحرارة والضغط وسرعة انتقال الحرارة . وبناءً على ذلك، فإن الحرارة المنتقلة إلى رأس الأسطوانة والمكبس تتخفض ، لكن الحرارة المنتقلة إلى البطانة تزداد بسبب زيادة سطوح التبادل الحراري . عند بداية مرحلة التبادل الغازي؛ أي لحظة فتح صمام الإفلات (EO) تزداد m_E بنقصان m ، لكن عامل انتقال الحرارة $/ a$ وفقاً لقوشني (انظر الشكل 4) يبين عدم الاستقرار، ويراعي الحركة الشديدة للشحنة خلال دورة المحرك . ويمكن بهذه الطريقة فقط إظهار تأثير عزل جدران حجرة الاحتراق (محرك أديباتي) في قيم الدارة العاملة للمحرك، وبشكل خاص في الاستطاعة والمردود المجريتين أعلاه .



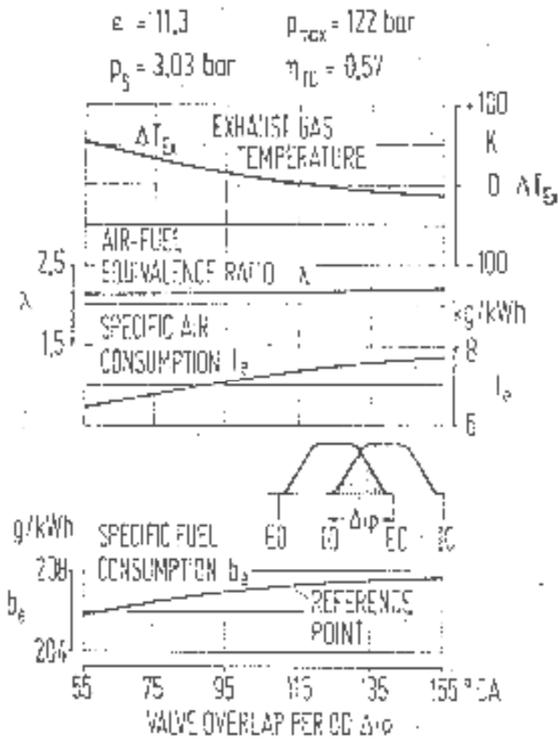
EC - لحظة إغلاق صمام الإفلات ، CS - بداية الاحتراق ، CE - نهاية الاحتراق
 IO - لحظة فتح صمام الامتصاص ، IC - لحظة إغلاق صمام الامتصاص ، EO - لحظة فتح صمام الإفلات
 الشكل (6) : محاكاة العمليات الداخلية داخل الاسطوانة .

يبين الشكل (7) تأثير لحظة بداية شوط الاحتراق ϕ_{CS} / ϕ . وبفرض أن فترة الاحتراق $\phi_z = 88^\circ CA$ وشكل منحنى إطلاق الحرارة (7) $m = 0.85$ [6] يبقين ثابتين أثناء الفترة الزمنية المعتبرة . يتم تغيير بداية الاحتراق في المحرك البنزيني باختيار نقطة بداية الاشتعال ، وفي محرك الديزل باختيار لحظة بداية حقن الوقود . يظهر المثال المبين في الشكل (7) بدءاً بالنقطة المرجعية، أن المردود الحراري الدليلي للمحرك h_i / h_i يزداد أكثر عند تسبيق بداية الاحتراق ، والضغط الأعظمي P_{max} / P_{max} داخل الأسطوانة يزداد أيضاً . لذلك يجب التأكد إن كان هذا الزيادة للضغط الأعظمي P_{max} / P_{max} ما يزال مناسباً لتصميم المحرك المعطى ($S = 100mm, D = 90mm, e = 11.3$) . يعطي الشكل (8) مثلاً آخر للتطبيق . تمت الدراسة على نفس المحرك، حتى يمكن مشاهدة إمكانية تخفيض استهلاك الوقود النوعي بواسطة تغيير فترة تطابق الصمامات . حيث كانت النتيجة انخفاض استهلاك الوقود النوعي عند تصغير فترة تطابق الصمامات . كما تقل كمية الهواء اللازمة للتكنيس ضمن المعدل الكلي لتدفق الهواء I_e / I_e (استهلاك الهواء النوعي) ، وتزداد نتيجة لذلك درجة حرارة غازات العادم، إلا أن الأخيرة لا يجوز أن تزيد عن حدود علوية معينة للمحركات التي تعمل بالوقود الثقيل؛ لئلا يحدث تآكل (صدأ) بسبب درجات الحرارة العالية عند صمامات الإفلات، وعنفة الشاحن العنفي .



الشكل (7) : تأثير بداية الاحتراق في عمل المحرك من أجل سرعة وسطية لمحرك ديزل.

الشكل (8) : تأثير فترة تطابق الصمامات في عمل المحرك من أجل سرعة وسطية لمحرك ديزل.



المراجع :

.....

- [1] – غدیر ، نبیل ، 1995 – محركات الاحتراق الداخلي . الجزء الأول ، منشورات مديرية الكتب والمطبوعات الجامعية ، جامعة تشرين .
- [2] – لوکائیبن. ب.هـ. وغيره ، 1995 – محركات الاحتراق الداخلي . الجزء الأول ، نظرية العمليات العاملة ، دار المدرسة العليا – موسكو .
- [3] – Woschni, G. A. 1985 - Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine, SAE paper 670931
- [4] – اورلن. آ. س. ،، كروكلوف. م. ج. ، 1983 – محركات الاحتراق الداخلي . الجزء الثاني ، نظرية المحركات المكبسية والمركبة ، دار بناء الآلات – موسكو .
- [5] – خاتشيان. أ. س. وغيره ، 1986 – الإجهاد الحراري لمحركات سيارات الديزل . ، بناء الآلات – موسكو .
- [6] – قیبي. ي. ي. ، 1962 – الجديد عن الدارة العاملة للمحركات . سرعة الاحتراق والدارة العاملة للمحركات ، دار الهندسة العلمية الحكومية لمراجع بناء الآلات – موسكو .