مجلة الهندسة والتنمية المستدامة
المجلد 22، العدد 4، تموز 2018
ISSN 2520-0917
https://doi.org/10.31272/jeasd.2018.4.20

تقليل ملوثات عادم محرك اشعال بالضغط باستخدام مزيج الديزل – الايثانول

*مثنى لطيف عبدالله[1]، د. عبد الحسين حريجة[2]، د. مهند لطيف عبد الله[3]

1) مدرس، الجامعة التقنية الوسطى، معهد التكنولوجيا ، بغداد، العراق
2) مدرس، الجامعة التقنية الوسطى، معهد التكنولوجيا ، بغداد، العراق
3) رئيس مهندسين اقدم، وزارة العلوم والتكنولوجيا ، بغداد ، العراق

الخلاصة: اصبح الطلب على الوقود البديل من الأمور المهمة جدا بسبب تقلب اسعار النفط في العالم وكذلك للتقليل من كمية الغازات الملوثة للبيئة. تهدف هذه الدراسة الى معرفة تأثير نسب خليط الديزل – الايثانول على اداء محرك الديزل ونسب التلوث الناتجة منه. اجريت تجارب عملية لدراسة تاثير وقود الديزل / الايثانول بنسب متغيرة هي (5%, 8%, 10%). تم اجراء هذه التجارب عند قيم متغيرة لسرعة المحرك تراوحت بين (1100- 2600 rpm)، وقيم متغيرة للحمل المسلط على هذا المحرك (2 – 10 N.m)، تم قياس مواصفات اداء المحرك المختلفة وغازات العادم الأكثر ضررا على البيئة وهي اول اوكسيد الكاربون (CO) ، والهيروكاربونات الغير محترقة (HC)، واكاسيد النتروجين (NO_x) . من خلال النتائج المستحصلة يلاحظ ان القدرتين البيانية والمكبحية واللتان تزدادان طرديا مع سرعة المحرك ينخفضان عند زيادة نسبة الايثانول في مزيج وقود الديزل والايثانول، وكذلك الحال مع الكفاءة الحرارية البيانية ودرجة حرارة العادم اللذان ينخفضان مع زيادة هذه النسبة ولكن هذا الانخفاض يقل عند الاحمال العالية، بينما يلاحظ ان الأستهلاك النوعي الفرملي للوقود يزداد عند زيادة نسبة الأيثانول في الخليط . كما وجد ان خليط الديزل – الايثانول يعطي قيم تاخر اشعال طويلة بسبب مقاومته العالية للأشتعال الذاتي مقارنة مع وقود الديزل الصافي، ولهذا فان الضغط الأقصى في الأسطوانة يقل عند استخدام خليط الديزل – الايثانول مقارنة بوقود الديزل الصافي لأن درجة حرارة احتراق الأيثانول تكون واطئة، كما ان اضافة الايثانول الى الديزل ادى الى انخفاض في قيم اكاسيد النتروجين (NO_x) كذلك الحال مع قيم انبعاث اول اوكسيد الكاربون (CO)والهيدروكاربونات الغير محترقة (HC) الناتجة من احتراق هذا الخليط في محرك الديزل.

الكلمات الدالة: *ملوثات العادم ،اداء المحرك، محرك ديزل ، ايثانول مضاف*

REDUCTION OF EMISSION EXHAUST GASES FOR COMPRESSION IGNITION ENGINE BY USING DIESEL – ETHANOL BLEND

Abstract: Demand for alternative fuel became very important things because of the volatility of oil prices in the world as well as to reduce the amount of polluting gases to the environment. This study aims to determine the impact of the diesel – ethanolblend on the performance of the diesel engine and the percentages of pollution resulting from it. The research were conducted experimentally to study the effect of variable rates of diesel - ethanol fuel (5%, 8%, 10%), at varying values of engine speed ranged between (1100 - 2600 r.p.m), and the values of a variable loads on this engine were (2 - 10 N.m), the different engine performance were measured and the most harmful gases exhaust to the environment that is a carbon monoxide (CO), non-burned hydrocarbon (HC) and nitrogen oxides (NO_x) were measured too. Through the obtained results showed that the indicated power and brake power are increasing directly proportional with the engine speed and decreasing with increasing the percentage of ethanol in the blend, as well as with the indicated thermal efficiency and exhaust gas temperature, but at high loads this increasing will be less, while increasing break specific fuel consumption when increasing the percentage of ethanol in the blend. It was found that diesel-ethanol blend gives delay long ignite values because of its high resistance to self-ignition compared with diesel fuel, so the maximum pressure in the cylinder

* muthana_50@yahoo.com

decreases when using diesel-ethanol blend compared to fuel diesel because the temperature of the combustion of ethanol is low, and adding ethanol to diesel led to a decrease in values of nitrogen oxides gas (NO_x) emissions as well as with the values of carbon monoxide (CO) and unburned hydrocarbons (HC) resulting from the combustion of the blend in the diesel engine.

1. المقدمة

الطاقة هي مفتاح التنمية الاقتصادية في جميع بلدان العالم، لذلك نرى أنه في السنوات الأخيرة تم اصدارعدد كبير من البحوث جاءت حول البحث عن مصادر بديلة للطاقة، خاصة بعد تقلبات أسعار النفط، وبالتالي محاولة الدول للحصول على الطاقة بشكل امن ومتاح.

يتم استخراج وقود الديزل من تكرير خام البترول ويسمى ايضا بزيت الوقود حيث يستخدم بكثرة في الصناعة، ويعتبر زيت الوقود أغلى ثمنا من المركبات المماثلة ذات الوزن الاثقل نظرا لتعدد استخداماته ولهذا ففي محركات الديزل الكبيرة التي يمكنها اشعال مركبات وقود الديزل الثقيلة حيث تكون ذو سعر ارخص، ويتاثر اداء محرك الديزل بخصائص الوقود بدرجة ملحوظة ويتم قياس هذه الخصائص عادة بواسطة تجارب عملية لمعرفة اداء المحرك المستخدم لهذا الوقود في حالات تحميل المحرك فعليا ولكن هذه التجارب لاتغني عن اختبار هذا المحرك اثناء سير المركبة في الشارع. لذلك فان وقود الديزل يجب ان يحتوي على مجموعة مواصفات تجعل عملية الاحتراق بشكل ممتاز، وهذه المواصفات التي اقرت في الدول الاوربية لرفع مستوى اداء محركات الديزل هي (سهولة التشغيل البارد، ضوضاء منخفضة، استهلاك منخفض للوقود وانبعاث عادم مخفض، تحميل المحرك)[1].

ان احتراق الوقود يمر بمراحل وهذه المراحل تاخذ فترة زمنية حيث يسخن الوقود فيتبخر ثم يمتزج مع الهواء ثم يحترق، وتسمى الفترة مابين حقن الوقود (حالما يبدا رش الوقود) والى ان يبدأ احتراقه تسمى بفترة تاخر الاشعال (Ignition delay). ان احتراق الوقود هو عملية تفاعل بين الوقود الهيدروكاربوني واوكسجين الهواء عند درجة حرارة معينة (درجة حرارة الاشتعال الذاتي للوقود). ان المشكلة الرئيسية هي عند زيادة سرعة المحرك حيث يجب ان تكون هذه الفترة قصيرة جدا لتحقيق كفاءة احتراق عالية.

تمر عملية الاحتراق في محركات الديزل باربعة مراحل: الاولى تسمى بمرحلة تاخر الاشعال (Ignition delay) وفيها يتم رش الوقود ليكون جاهزا للاحتراق ويبدا الاحتراق في مناطق متفرقة من غرفة الاحتراق، والمرحلة الثانية يبدأ عندها الضغط بالازدياد لتكون مرحلة الاحتراق السريع وهو الاحتراق الغير مسيطر عليه (Combustion rapid)، ثم يبدأ بعدها الأحتراق المسيطر عليه (Controlled combustion) وهي المرحلة الثالثة حيث يكون الوقود قد انقطع نهائيا من الرشاش، ويمكن ان يستمر رش الوقود بعد نزول المكبس من النقطة الميتة العليا الى النقطة الميتة السفلى واستمرار احتراق الوقود وهو مايسمى بالمرحلة النهائية او مرحلة مابعد الأحتراق وهو أمر غير مرغوب به كون الطاقة الناتجة من هذا الاحتراق سيتم توزيعها على جدران الاسطوانة ومنها الى منظومتي التبريد والتزييت الملحقة بالمحرك.

ان المرحلة الاولى تحدد هدوء اشتغال المحرك والتي تتاثر كثيرا بفترة تاخر الاشعال، والعوامل المؤثرة على فترة تأخر الاشعال هي: درجة حرارة الهواء، الضغط، تذرية الوقود، وقت اوتوقيت الحقن ، سرعة المحرك ونوع الوقود.

اما المرحلة الثانية فتعتمد على الفترة الاولى حيث الاحتراق الغير مسيطر عليه حيث يكون هناك فقدان للسيطرة بنسبة 10% واحتمالية حدوث الطرق (knock)، كلما طالت فترة تأخر الاشتعال زادت كمية الوقود المتدفق بحيث يحدث انفجار فجائي للوقود. اما الفترة الثالثة فان الاحتراق المسيطر عليه يعتمد على مدى ارتفاع الضغط المصمم عليه المحرك ويعتمد على كفاءة الحقن والحاقن وعلى كمية الهواء والدوامات المتولدة.

واما الاحتراق النهائي وهو المرحلة الرابعة والذي يحدث في نهاية شوط القدرة واثناء نزول المكبس فيعتبر من سلبيات الاحتراق في محركات الديزل وسببه الرئيسي هو زيادة الهواء بكميات اكثر من المطلوب وكذلك زيادة الحركة الدوامية وكلها تؤدي الى تقليل عمر المحرك (العمر الافتراضي)[2].

(Nadir Yilmaz 2012)[3]أجرى مقارنة بين وقود الديزل القياسي ووقود الديزل الحيوي، حيث استخدم هذه النسب: (45٪) الميثانول (10٪) الديزل (45٪)، وقود الديزل الحيوي (40٪) الميثانول (20٪) الديزل (40٪)، وقود الديزل الحيوي (45٪) الإيثانول (10٪) الديزل (45٪)، واخيرا وقود الديزل الحيوي (40٪) الإيثانول

(20٪) الديزل (40٪) يمزج تحت نفس ظروف التشغيل لمحرك اشعال بالضغط . لقد أوضحت المقارنة ان انبعاثات اول أوكسيد الكربون CO وHC تزداد بزيادة تركيز الكحول في الخليط بينما تنخفض انبعاثات NO، كما لوحظ ان مزج الميثانول مع وقود الديزل يكون أكثر فاعلية من مزج الإيثانول مع وقود الديزلفي الحد من انبعاثات اول أكسيد الكربون CO والهيدروكاربونات الغير محترقة HC، بينما يقل انبعاث اوكسيد النتروجين NO عند اضافة الإيثانول.

(OMMI Fathollah et. al. 2009) [4] درسوا تجريبيا أداء انواع جديدة من خلطات الوقود في محرك ديزل نوع MB-OM 457 LA في مرحلتي السرعة البطيئة وبعد قطع الوقود. نفذت عدة خلطات من الوقود حيث يمزج وقود الديزل مع الايثانول المضاف بنسب (5,7.5,10%) (حجم / حجم) مبتدئا من وقود الديزل الصافي.ولتحسين العدد السيتاني لخليط الوقود(وهي خاصية الوقود التي تعبر عن امكانية الاشتعال الذاتي لوقود الديزل في الوقت الصحيح من دورة المحرك)تم اضافة :(nitro methan)NM، NE (nitro ethan) وMXEE(Methoxy ethyl ether). وأظهرت النتائج أن الكثافة، العدد السيتاني، اللزوجة الكينماتيكية ونقطة الوميض انخفضت بزيادة نسبة الإيثانول في مزيج الوقود. كما تم العثور على انبعاثات أكاسيد النيتروجين، أول أكسيد الكربون CO وHC الناتجة من وقود الديزل /الإيثانول تختلف عن انبعاثات الديزل النقي.

(Bang-Quan He et. al. 2003) [5] أبتكرواخليط جديد (يمزج الخليط مع 10٪ و 30٪ من الإيثانول من حيث الحجم) لتحسين الاشتعال وتعزيز العدد السيتاني للوقود. تم اجراء التجارب في الأحمال العالية، لمعرفة خصائص الانبعاثات من خمس انواع من الوقود في محركات الديزل. تم دراسة تاثير الايثانول المخلوط مع وقود الديزل على الانبعاثات المنظمة مثل الدخان، THC، CO، أكاسيد النيتروجين، وجرى تقييم الانبعاثات غير المنظمة بما في ذلك CO_2 ودرجة حرارة التقطير على محرك الديزل. وتشير النتائج إلى إمكانية الحصول على احتراق نظيف في محركات الديزل.

ناقش (Alan C. Hansen et. al. 2005) [6] خصائص ومواصفات الإيثانول المخلوطة مع وقود الديزل مثل الاستقرار، واللزوجة والسلامة وتوافق المواد. وخلص الباحثون الى ان خصائص مزيج الإيثانول مع وقود الديزل يكون لها تأثير كبير على سلامة، أداء المحرك، قوة التحمل، والانبعاثات الناتجة من المحرك.

(Rashi Koul 2015) [7] أجرى تجارب على محرك الديزل ذو الاسطوانة الواحدة باستخدام مزيج من أوكتانول -1 والديزل لدراسة مميزات الأداء. كان حجم الأوكتانول - 1 بنسبة 5٪، 10٪، 15٪ و 20٪ في الديزل المعدنية. وأظهرت النتائج التجريبية زيادة الكفاءة الحرارية الفرملية والحد من استهلاك الوقود الفرامل وزيادة درجة حرارة العادم.

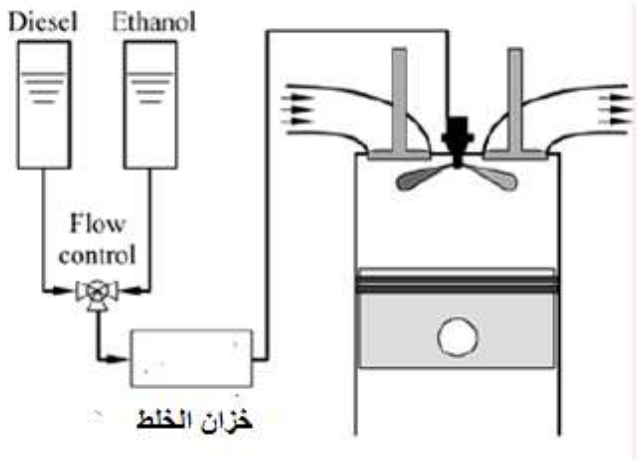
(Krzysztof Gorski& Ruslans Smigins 2011) [8] أجريا التجارب باستخدام ثلاثة أنواع من الوقود: وقود الديزل كوقود أساسي، 30٪ من الإيثانول مزج مع 70٪ وقود الديزل الحيوي و30٪ الأثير ثلاثي إيثيل بوتيل مزج مع 70٪ وقود الديزل الحيوي. أجريت هذه التجارب باستخدام الحقن المباشر لمحرك الديزل AD3.152 الموجود في مختبرات قسم استثمارالمركبات التقني في الجامعة التقنية في ردوم. وخلصوا إلى أن انخفاض العدد السيتاني قد يزيد من تأخير الاشتعال ومن ثم الاحتراق. من ناحية أخرى، كان لتقليل الشد السطحي واللزوجة للوقود المؤكسد تاثيرأفضل لانحلال الوقود والتبخر. ولكن تقليل لزوجة الوقود يؤدي إلى زيادة التسرب من مضخة الوقود والحاقن، وبالتالي يقلل من كمية الوقود التي يتم تسليمها الى المحرك.

في هذا البحث تم اختبار تأثير مزيج وقود الديزل / الأيثانول بنسب مختلفة (0,5,8,10%) على معاملات اداء محرك اشعال بالضغط احادي الاسطوانة وكذلك تاثيره على الغازات (CO, HC, NO_x) الخارجة من هذا المحرك نتيجة استخدام هذه الخلائط وتمت هذه الاختبارات عند سرع مختلفة للمحرك تراوحت مابين (1100 – 2600 rpm) وعند احمال مختلفة.

2. الجانب العملي

أولا وقبل كل شيء، تم أجراء التجارب على وقود الديزل التقليدي حيث تم ملأ خزان الوقود لمحرك(TD212) بهذا الوقود وتم تشغيله والانتظار حتى وصل المحرك إلى درجة حرارة التشغيل الطبيعية. وخلال التجربة تم تغيير الحمل وسرع المحرك لكل نسب الايثانول المعتمدة في هذه الدراسة والمخلوطة مع وقود الديزل التقليدي حيث تم خلط الايثانول مع وقود الديزل خارجيا بواسطة خزان خارجي كما في الشكل (1) مع استمرار تدوير الخليط لمنع

تحلله الى جزئيه الرئيسيين الاصليين، وذلك لمعرفة تأثيره على اداء محرك الديزل ونسب احادي اوكسيد الكاربون، واكاسيد النتروجين والهيدروكاربونات الغير محترقة الناتجة مع العادم، مع سرعة المحرك وبوحدات دورة في الدقيقة. ولحساب الاستهلاك النوعي المكبحي للوقود في ظل ظروف مختلفة تم حساب الوقت اللازم لاستهلاك (8) مل من الوقود من قبل المحرك.كما تم حساب القدرة الفرملية والبيانية للمحرك، الاستهلاك النوعي الفرملي للوقود والكفاءة الحرارية البيانية والفرملية. يوضح الجدول (1) خواص وقود الديزل والايثانول المستخدم في هذه الاختبارات حسب وثيقة الاختبار المقدمة من قبل لجنة الفحص في مصفى الدورة / بغداد.



الشكل(1): يوضح عملية خلط وقود الديزل مع الأيثانول

الجدول(1): نتائج الفحوصات لوقودالديزل ووقودالايثانول

نوع الأختبار	الديزل	الايثانول
العلاقة الكيميائية	$C_{14}H_{28}$	C_2H_5OH
الوزن النوعي عند درجة حرارة 15.6 ^{O}C	0.8362	0.79
نقطة الوميض ^{O}C	83.2	13
نقطة الانسكاب ^{O}C	-14	-117.3
اللزوجة عند درجة حرارة 40 ^{O}C $(10^{-6}\ m^2/s)$	3.4	1.2
العدد السيتاني	56.5	8

ان مواصفات المحرك الذي تم اجراء التجارب عليه هو محرك ديزل صغير اي ذواشعال بالضغط (شكل 2) حديث مصنوع من قبل شركة (Tequipment – UK)، ذو حقن مباشر وسحب طبيعي، رباعي الأشواط احادي الاسطوانة وذو تبريد هوائي (الجدول رقم 2).تم تثبيت مزدوج حراري في انبوب عادم المحرك لقياس درجة حرارة العادم، وجهاز داينموميتر مرتبط مع المحرك بوصلة مطاطية والغرض من الداينموميتر هو قياس القدرة الفرملية.

وهذا المحرك موجود في مختبر محركات الاحتراق التابع لورشة السيارات في معهد التكنولوجيا/ بغداد، وهوموصول مع نظام للحصول على البيانات الناتجة من المحرك رقميا، وهذ النظام قادر على تخزين البيانات الناتجة من التجارب انيا كما هو مبين في الشكل (3) حيث يقدم تسهيلات لإجراء اختبارات أداء المحرك خلال سرعات المحرك المختلفة (1100 – 2600 rpm) ويتصل هذا المحرك بنوع من الديناموميترات وهو النوع الهيدروليكي لغرض تسليط الحمل على المحرك. ويتم اظهار هذه الاشارات رقميا في جهاز الكمبيوتر الملحق بالمنظومة، وهذه القيم تعود الى قيم الاستهلاك النوعي البياني للوقود، القدرة البيانية، ومتوسط الضغط البياني والاحمال التي يمكن الحصول عليها بواسطة الجهاز (ECA100) كما موضح بالشكل (3).

الشكل(2) : يوضح المحرك المستخدم مع الداينمو ميتر الهيدروليكي

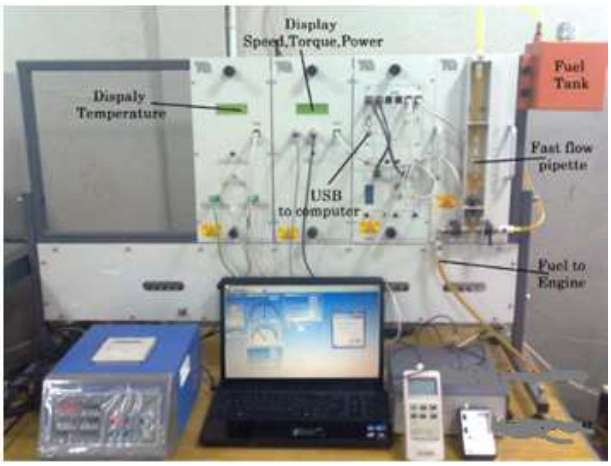
الجدول (2) : مواصفات المحرك المستخدم والمزودة من قبل شركة (TQ) البريطانية

نوع المحرك	TD212,UK
نوع الوقود	الديزل
القدرة القصوى	3.5 kW عند 3600 rev/min
العزم الأقصى	16 N.m عند 3600 rev/min
سعة المحرك (الازاحة)	232 cm^3
نسبة الانضغاط	22:1
قطر المكبس	69 mm
طول الشوط	62 mm
السرعة القصوى	3600 rev/ min

الشكل(3) : يوضح الجهاز المستخدم واجهزة القياس

وكانت نسبة الانضغاط ذو قيمة ثابتة وهي (C.R = 22: 1)، وقيم عزم دوران المحرك تتغير من (0 – 10N.m)، ان الحساسات المستخدمة في هذا الجهاز هي من نوع (كيستلر) وهي حساسات تعمل عند درجة حرارة عالية وضغط عالي. ويتم تحليل الإشارات التي تحصل عليها هذه المجسات عند تشغيل المحرك باختلاف عزم المحرك العادي لتوصيف وتحديد المعلومات الأساسية لمحرك الديزل. كما يتم قياس ضغط الاسطوانة باستخدام محول الضغط وتحويلها الى قيم دقيقة ولكل درجة من درجات دوران العمود المرفقي بواسطة الجهاز (ECA100) كما هو مبين في الشكل (3) (4) حيث يظهر لنا ومن خلال هذاالجهاز (ECA100) جدول لقيم الضغط والحجم عند كل درجة من درجات العمود المرفقي بالاضافة الى قيم القدرة البيانية ومتوسط الضغط الفعال البياني عند كل سرعة

وحمل للمحرك. يقع عنصر الاستشعار في حفرة في راس الاسطوانة في غرفة الاحتراق. يتكون عنصر الاستشعار من حجاب معدني ينحرف تحت الضغط، ومتصلة بواسطة الألياف البصرية إلى مصدر ضوء وكاشف. يتم عكس شدة الضوء المنعكس الى الجهد الذي يتناسب مع الضغوط.



الشكل(4) : يوضح اجهزة القياس وحساسات الاستشعار المستخدمة

اما فيما يتعلق بقياس كمية انبعاثات غازات العادم فتم بواسطة جهاز تحليل غازات العادم شكل (5) وهو جهازايطالي الصنع حديث مصنوع من قبل شركة (TEXA) يتم توصيل المعلومات عن طريق البلوتوث ولمسافة (5م) عن المركبة المراد تحليل غازات العادم له ، وهذا الجهاز يقوم بتحليل غازات العادم لمحركات الديزل والبنزين عند مختلف الظروف . وتنقل المعلومات الواردة من بصلة سحب الغازات للجهاز والموضوعة في انبوب العادم للمركبة وتصل هذه البيانات الى جهاز التحليل ومنه الى شاشة الحاسوب عن طريق البلوتوث، وبامكان مشغل جهاز التحليل التحرك بحرية بعيدا عن المركبة دون الحاجة للبقاء قريبا منها حفاظا على سلامته من التلوث، كما يمكن ان تبقى المركبة خارج الوشة واستلام البيانات والمشغل داخل المكتب حيث يمكن مطالعة النتائج على شاشة الحاسوب ومن ثم يمكن طباعتها ورقيا.

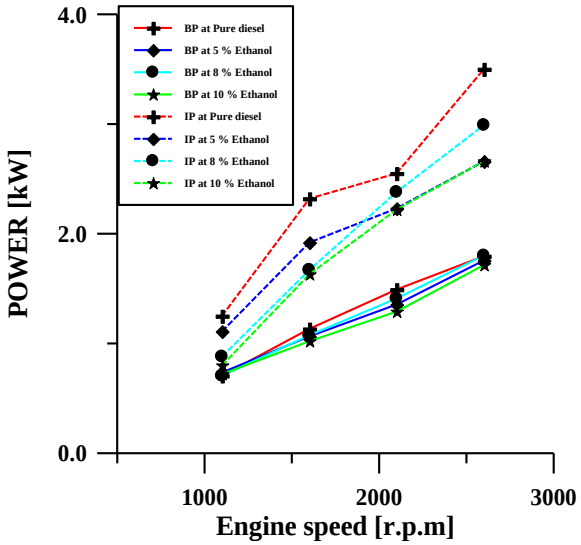
الشكل (5) : يوضح جهاز تحليل غازات العادم

3. النتائج والمناقشة

1.3. *تأثير محتوى الإيثانول على قدرة المحرك*

يبين الشكل (6) تغير قدرة المحرك مع سرعته يتم الحصول على اقصى قدرة للمحرك عند سرعة (2600 rpm)عند استخدام وقود الديزل الصافي. وعند استخدام مزيج وقود الديزل الصافي مع الإيثانول بالنسب المعتمدة يظهرالمنحني زيادة بسيطة في قدرة المحرك الفرملية والبيانية مع زيادة سرعة المحرك، ويرجع ذلك إلى الأداء العالي مع انخفاض الحرارة المنتقلة من اسطوانة المحرك عند السرعات العالية. وتقل قدرة المحرك كلما زادت نسبة الإيثانول المضاف لوقود الديزل نتيجة لانخفاض محتوى الطاقة في مزيج الوقود. كما تبين من هذا المنحني أن وقود الديزل النقي دائما أعلى قدرة بالمقارنة مع مزيج الديزل والايثانول، ولمختلف نسب مزيج الديزل والايثانول فان هناك انخفاض في قدرة المحرك البيانية والفرملية بالمقارنة مع استخدام وقود الديزل الصافي فمثلا كان

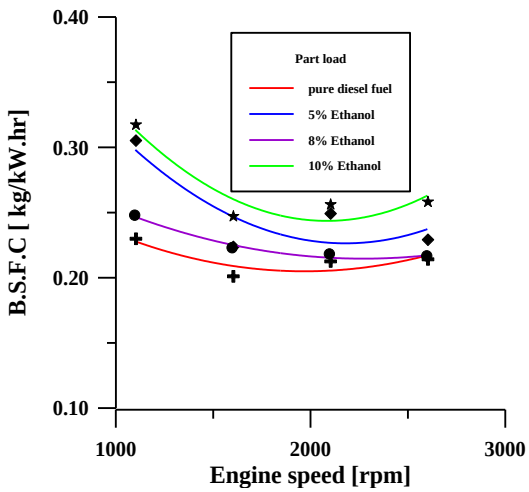
الانخفاض في القدرة البيانية هي(% 6.7,38.5,42.48) عند النسب (5,8,10%) على التوالي عند الاحمال الواطئة والمتوسطة، كما يتضح من الشكل ان المزيج (8%) كان اقل انخفاضا بالقدرة من باقي النسب مقارنة باستخدام وقود الديزل الصافي عند الاحمال العالية[9].



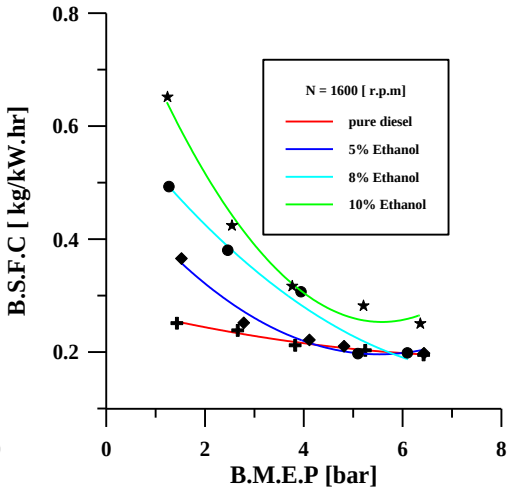
الشكل (6) : يوضح تأثير سرعة المحرك على القدرة البيانية والفرملية عند نسب خلط مختلفة

2.3. *تأثير محتوى الإيثانول على الأستهلاك النوعي الفرملي للوقود BSFC*

يظهر التغير في الاستهلاك النوعي الفرملي للوقود عند سرع مختلفة للمحرك كما في الشكل (7). يتناسب الأستهلاك النوعي الفرملي للوقود مع كتلة الوقود المستهلكة وكذلك مع قدرة المحرك الفرملي. حيث يزداد الاستهلاك النوعي الفرملي للوقود بزيادة نسبة الأيثانول/ وقود الديزلبالمقارنة مع قيمته عند استخدام الوقود الصافي، ويرجع ذلك إلى ان محتوى الطاقة يكون أقل في مزيج وقود الديزل مع الإيثانول. تقل قيمة BSFC مع زيادة عن سرعة المحرك ثم تزداد بعد وصول المحرك الى سرعة (2400 rpm) بسبب انخفاض الكفاءة الحجمية للمحرك بعد تلك السرعة وزيادة القدرة الضائعة في الاحتكاك.وكانت نسب الزيادة في الاستهلاك النوعي الفرملي للوقود هي (17.23, 2.3, 20.5 %) عند النسب (5, 8, 10 %) على التوالي مقارنة بوقود الديزل الصافي.



الشكل (8) : يوضح تاثير الحمل على الاستهلاك النوعي الفرملي للوقود عند نسب خلط مختلفة



الشكل(7) : يوضح تاثير سرعة المحرك على الاستهلاك النوعي الفرملي للوقود عند نسب خلط مختلفة

الشكل (8) يبين سلوك BSFC لنسب خلط مختلفة عند احمال مختلفة وسرعة المحرك (1600 rpm).ومن الواضح أن قيمة BSFC تنخفض مع زيادة الحمل ولكنه يزداد قليلا بعدما يصل الحمل الى (75%)عند نسبة خليط E10%. وبشكل عام فان قيمة BSFC تزداد مع زيادة محتوى الإيثانول في مزيج الديزل والأيثانول. ويرجع ذلك إلى القيمة الحرارية المنخفضة للإيثانول وهي حوالي 3/2 مما في وقود الديزل وكذلك الاحتراق الغير تام نتيجة زيادة تأخر الاشعال في مزيج وقود الديزل وبالتالي صعوبة الأشتعال[3].

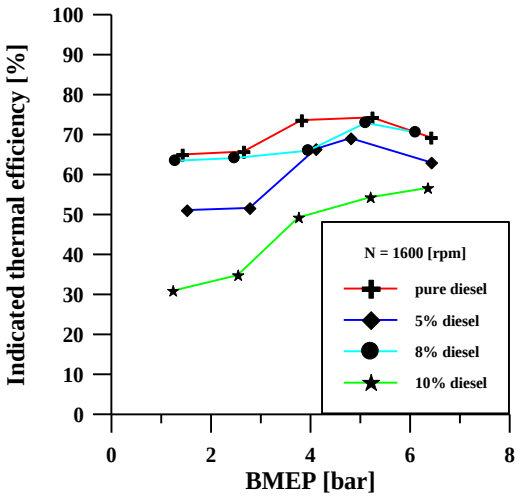
3.3. *تأثير محتوى الأيثانول على الكفاءة الحرارية البيانية*

يبين الشكل (9) النتائج العملية للكفاءة الحراريةالبيانية للمحرك (التي تعبر عن امكانية استغلال المحرك للطاقة الداخلة مع الوقود وتحويلها الى قدرة بيانية) والتي يمكن ان تحسب من ISFC، والقيمة الحرارية الدنيا للوقود. ومن هذا الشكل يمكن رؤية تحسن الكفاءة الحرارية ولجميع ظروف تجهيز المحرك بوقود الإيثانول - الديزل(اي مع زيادة الحمل تزداد جميع المنحنيات الممثلة لحالة استخدام وقود ديزل صافي ولحالات نسب خليط الديزل / الايثانول)،كما يظهر من الشكل نفسه ان الكفاءة الحرارية البيانية للمحرك تزداد وتتحسن أكثر مع نقصان محتوى الإيثانول في مزيج الوقود عند نفس ظروف التشغيل.

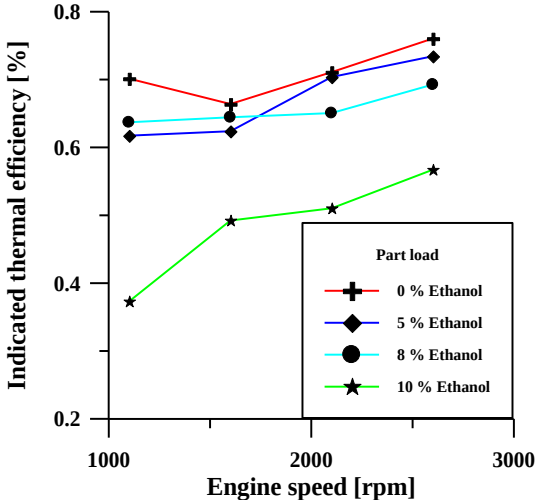
ويظهر التغيرفي الكفاءة الحرارية البيانية عند سرعات مختلفة كما في الشكل(10) نتيجة لقيمة ISFC المنخفضة في وقود الديزل التقليدي الصافي، فان الكفاءة الحرارية البيانية تكون أعلى مما في وقود الديزل المخلوط مع الإيثانول،وتنخفض قيمة الكفاءة الحرارية البيانية عند زيادة نسبة الأيثانول في المزيج. ويمكن أن يعزى ذلك إلى قلة محتوى الطاقة في مختلف نسب مزيج الوقود.

كانت نسب الانخفاض في الكفاءة الحرارية البيانية هي (1.23, 9.3, 39.5 %) عند النسب (5, 8, 10 %) على التوالي مقارنة بوقود الديزل الصافي.ويمكن ذلك بتحسين نوعية الرش مع مزيج الوقود حيث ان نقطة غليان الايثانول هو أقل مما في وقود الديزل. ان الاحتراق هو أكثر اكتمالا في المنطقة الغنية بالوقود بسبب أوكسجين الإيثانول، بحيث يتم تعزيز كفاءة الاحتراق.

انخفاض الخسائر الحرارية في الاسطوانة بسبب انخفاض درجة حرارة اللهب من الإيثانول أقل مما هو في وقود الديزل[9].



الشكل (9) : يوضح تاثير الحمل على الكفاءة الحرارية البيانية للمحرك عند نسب خلط مختلفة



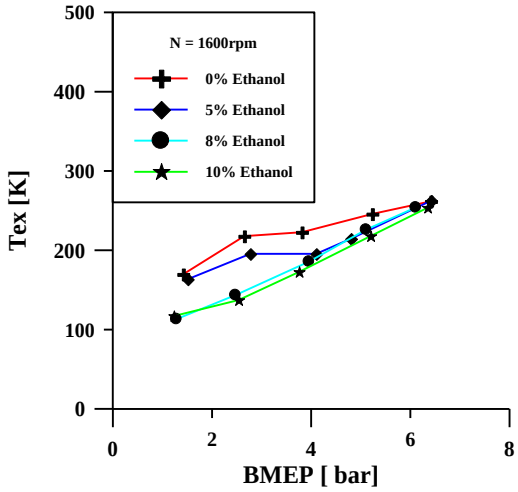
الشكل (10) : يوضح تاثير سرعة المحرك على الكفاءة الحرارية البيانية للمحرك عند نسب خلط مختلفة

4.3. *تأثير محتوى الإيثانول في درجة حرارة الغاز العادم*

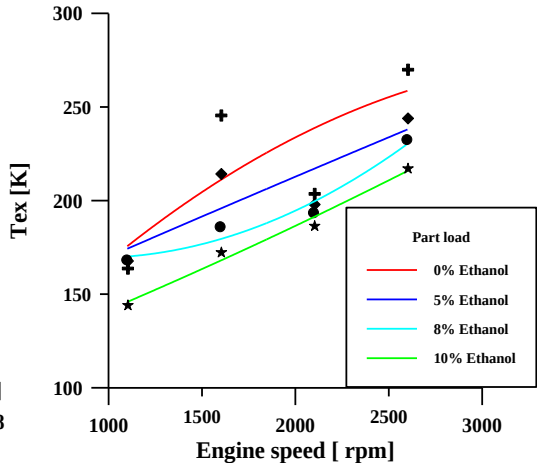
العلاقة بين حمل المحرك ودرجة حرارة الغاز العادم لمحرك ديزل عند استخدام وقود الديزل النقي وكذلك عند استخدام نسب مختلفة من خليط الديزل / الايثانول موضحة بالشكل (11) .

من هذا الشكل يمكن استنتاج انه عند زيادة حمل المحرك فان درجة حرارة الغاز العادم سوف تزداد. ان اقصى قيمة لدرجة حرارة العادم وصلت الى ($261.71\ ^{O}C$) عند استخدام وقود الديزل النقي لوحده وعند حمل (10 N.m)، ويعود السبب الى ارتفاع درجة حرارة الأحتراق عند زيادة الحمل وبالنتيجة ستزداد درجة حرارة العادم حتما.

كما يبين الشكل ان درجة حرارة العادم تقل كلما زادت نسبة الأيثانول قي الخليط والسبب يعود الى ان الأيثانول مؤكسد جزئيا ويسبب في اطالة فترة تاخر الأشتعال وانخفاض درجة حرارة الأحتراق وكنتيجة حتمية ستنخفض درجة حرارة الغاز العادم عند استخدام خليط وقود الديزل/ الأيثانول وهذا مايوضحه الشكل (12) . وكانت نسب الانخفاض في درجة حرارة العادم هي (5.23, 5.5, 9.5 %) عند النسب (5, 8, 10 %) على التوالي مقارنة بوقود الديزل الصافي[9].



الشكل (12): يوضح تاثير سرعة المحرك على درجة حرارة العادم



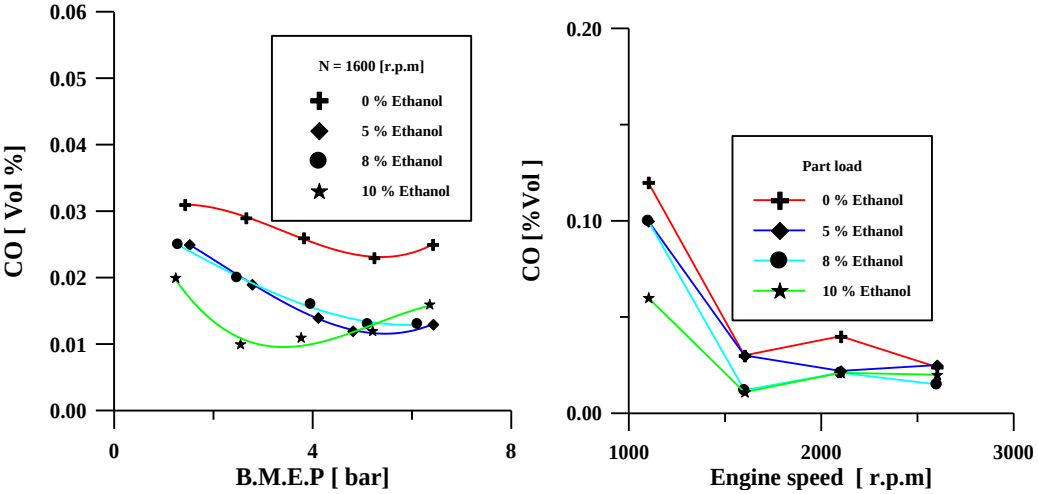
الشكل (11): يوضح تاثير الحمل على درجة حرارة العادم

5.3. *تأثير محتوى الإيثانول في انبعاثات المحرك*

1.5.3. *انبعاثات أول أكسيد الكربون (CO)*

ان انبعاثات غاز (CO) السام والناتجة من محرك الديزل عندما تتغير السرعة (800 – 2600 rpm) عند حمل ثابت تم توضيحها في الشكل (13)، متوسط الأنخفاض في انبعاثات أول أكسيد الكربون (CO) بالمقارنة مع وقود الديزل التقليدي النقي عند الأحمال المتوسطة هي (81.66%, 90.5%, 90.5%) عند (E5%, E8%,E10%) على التوالي. عند اختلاف انبعاثات المحرك، فان نسبة الأوكسجين/ الوقود هو عامل مهم، ونظرا لمحتوى الأوكسجين الموجود في الإيثانول، سيتم تحول أول أوكسيد الكربون (CO) إلى (CO_2) بكميات أعلى بالمقارنة مع وقود الديزل التقليدي الصافي،وبالتالي فان انبعاثات اول أكسيد الكربون تبقى عالية بالمقارنة مع مزيج وقود الديزل والايثانول. عند زيادة سرعة المحرك فان عملية الاحتراق تزداد كفاءة وعليه سوف تقل انبعاثات اول أوكسيد الكربون عند جميع الظروف التشغيلية. الشكل (13) يوضح الانخفاض في انبعاثات (CO) الناتجة من احتراق مزيج وقود الايثانول - الديزل بالمقارنة مع ماينتج من احتراق وقود الديزل الصافي.

ان انبعاثات غاز اول أوكسيد الكربون عند الأحمال المختلفة وتحت مدى لسرعة المحرك موضحة في الشكل (14). حيث تقل انبعاثات اول أكسيد الكربون عند الأحمال المنخفضة والمتوسطة، اما عند الأحمال العالية وضمن مدى سرعة المحرك، فان انبعاثات CO ارتفعت بشكل كبير مع زيادة الحمل لخليط وقود الإيثانول – الديزل،فعند أقصى حمل، انخفضت انبعاثات CO بنسبة (92.5%, 92.5%,56.25%) عند (E5%, E8%, E10%)على التوالي مقارنة مع وقود الديزل الصافي[9].

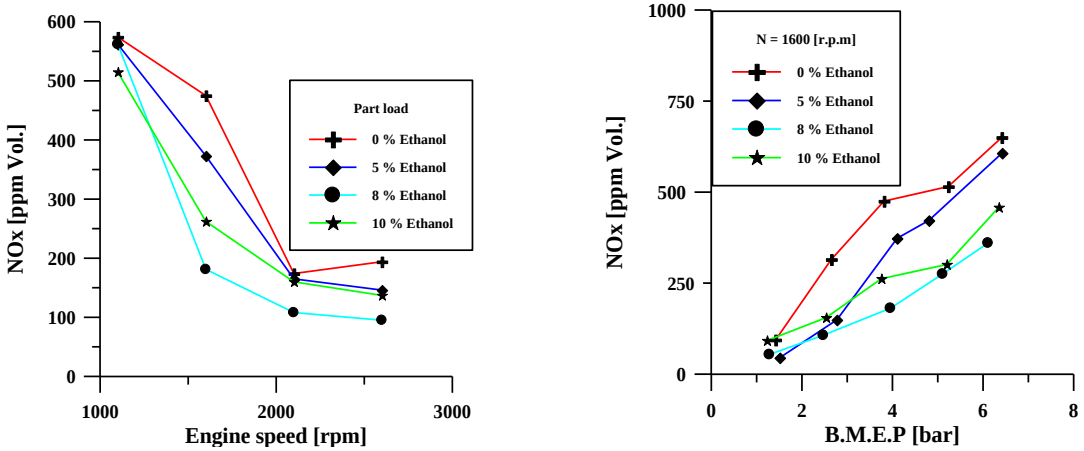


الشكل(13) : يوضح تاثيرسرعةالمحرك على انبعاث اول اوكسيدالكاربون

الشكل(14): يوضح تاثيرالحمل على انبعاث اول اوكسيدالكاربون

2.5.3. *انبعاث أكاسيد النيتروجين (NO_x)*

انبعاثات أكاسيد النيتروجين الناتجة من احتراق مزيج وقود الديزل / الأيثانول وبنسب مختلفة وكذلك من احتراق وقود الديزل النقي تحت ظروف تشغيل مختلفة موضحة في الشكل (15). حيث يتناقص الانبعاث الناتج من احتراق مزيج الوقود مع نسبة الإيثانول وعند نفس الأحمال. الانخفاض في أكاسيد النيتروجين (NOx) عند الآحمال العالية يكون واضح. عند النسبة (E10%) ارتفعت انبعاثات أكاسيد النيتروجين أكثر منها عند النسبة (E8%) في ظروف التشغيل المختلفة وقد يعود السبب الى درجة حرارة التبخر العالية للأيثانول مما يؤدي الى تقليل درجة حرارة اللهب العظمى وبالتالي نقصان في كمية انبعاث اوكسيد النتروجين خاصة عند الاحمال الواطئة. اما عند الاحمال العالية ولتقليل انبعاث (NO_x) ينصح باستخدام تقنية (EGR) أو تاخير الشرارة. تكون انبعاثات أكاسيد النيتروجين (NO_x) من محرك الديزل هو الشاغل الرئيسي، حيث يوضح الشكل (15) انبعاثات أكاسيد النيتروجين الناتج من استخدام الوقود بنوعيه الديزل الصافي وكذلك مزيج الديزل / الايثانول، حيث تكون انبعاثات أكاسيد النيتروجين (NO_x) الناتجة من استخدام مزيج الوقود اقل قليلا مما لو استخدم وقود الديزل الصافي، اما عند المزيج بالنسب (5 و 10٪ من الإيثانول) كانت انبعاثات (NO_x) أعلى مما لو استخدم مزيج الوقود بنسبة 8% حيث كانت الانبعاثات أقل من باقي نسب المزيج. وكما هو موضح سابقا، فان تكون غاز أكاسيد النيتروجين(NO_x) في عملية الاحتراق يكون معقد جدا، وعموما، فإن توقيت الاحتراق المتقدم يمكن أن يؤدي الى ارتفاع درجة حرارة الاحتراق وبالتالي ارتفاع انبعاثات أكاسيد النيتروجين. ولذلك، فإن انبعاثات أكاسيد النيتروجين الناتجة من هذا الاختبار قد انخفضت مع زيادة سرعة المحرك كما في الشكل (16)، ويمكن أن تتأثر بالوقت المتاح للتكون[9].

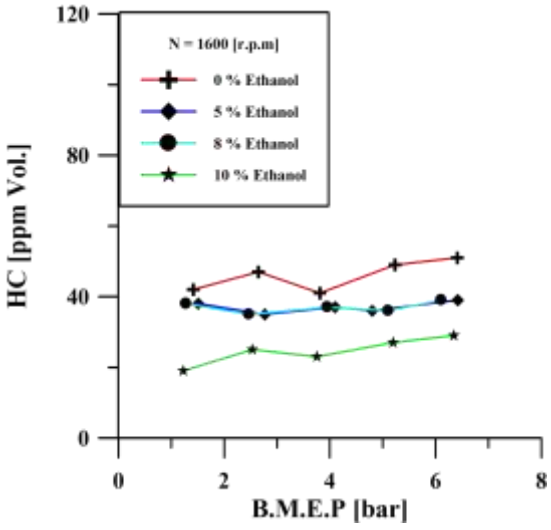


الشكل (16): يوضح تاثير سرعة المحرك على انبعاث اوكسيد النتروجين

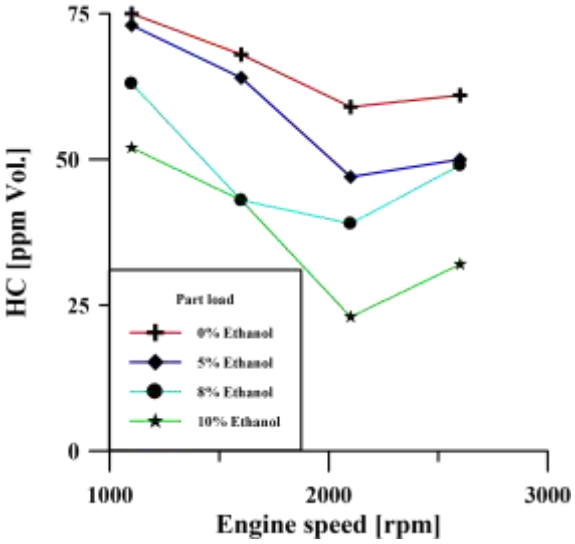
الشكل (15): يوضح تاثير الحمل على انبعاث اوكسيد النتروجين

3.5.3. *انبعاثات الهيدروكربونات (HC)*

انبعاثات HC لأنواع مختلفة منتسب مزيج الوقود وعند احمال مختلفةموضحة في الشكل (17). فلقد انخفضت انبعاثات HC عند كل نسب مزيج وقود الديزل والأيثانول وخصوصا عند النسبة E10٪ مماعند E5٪ و E8٪وفي كل ظروف التشغيل، بسبب كون الأيثانول وقود مؤكسد اي يحتوي على الأوكسجين حسب تركيبه الكيميائي مما يسمح باحتراق تام للمزيج مع بقاء نسبة قليلة من انبعاث HCنتيجة الأحتراق الغير تام المتبقي. لذلك فان اي زيادة في نسبة الأيثانول في المزيج سعطي نتيجة ايجابية وذلك بتقليل من انبعاث HC. كما ان عدم تجانس مزيج الوقود قد يسهم أيضا في ان يكون هناك خليط فقير في بعض المناطق من غرفة الاحتراق وتكون النتائج مزيد من الوقود الغير المحترق في عملية الاحتراق. ومما يعزز أكسدة المواد الهيدروكربونية مع تراكم الإيثانول والتي تسبب ارتفاع درجة حرارة الاسطوانة خاصة في الاحمال العالية. نتيجة لهذا الارتفاع في درجة الحرارة يصبح من الأسهل تفاعل الوقود مع O_2. هذا سيؤدي إلى انخفاض في وقت الاحتراق الذي يؤدي بدوره إلى زيادة في درجة حرارة الأحتراق وبالتالي الحصول على احتراق تام.ويوضح الشكل (18) انبعاثات (HC) الناتجة هنا من محرك الديزل عندما تتغير السرعة من 800 دورة في الدقيقة إلى 2600 دورة في الدقيقة وعند حمل ثابت، حيث يلآحظ نقصان في انبعاث HC عند السرعات الواطئة والمتوسطة ولكنها تزداد عند السرعات العالية بسبب تزايد امكانية حدوث احتراق غيرتام نتيجة الأضطراب الحاصل في غرفة الأحتراق عند زيادة السرعة وظهور تأثير الطبقات المتاخمة كلها مجتمعة تؤدي الى نقصان في الأكسدة عند درجات حرارة واطئة ناتجة من زيادة نسبة الأيثانول في الخليط والذي سيقوم بسحب الحرارة من غرفة الأحتراق لغرض التبخر. وتقل انبعاثات الهيدروكربونات كلما ارتفعت نسبة الإيثانول في مزيج وقود الديزل والايثانول[9].



الشكل (17): يوضح تاثير الحمل على انبعاث الهيدروكاربونات (HC)



الشكل (18): يوضح تاثير سرعة المحرك على انبعاث الهيدروكاربونات (HC)

6.3. *تاثير محتوى الأيثانول في قيمة الضغط داخل الأسطوانة*

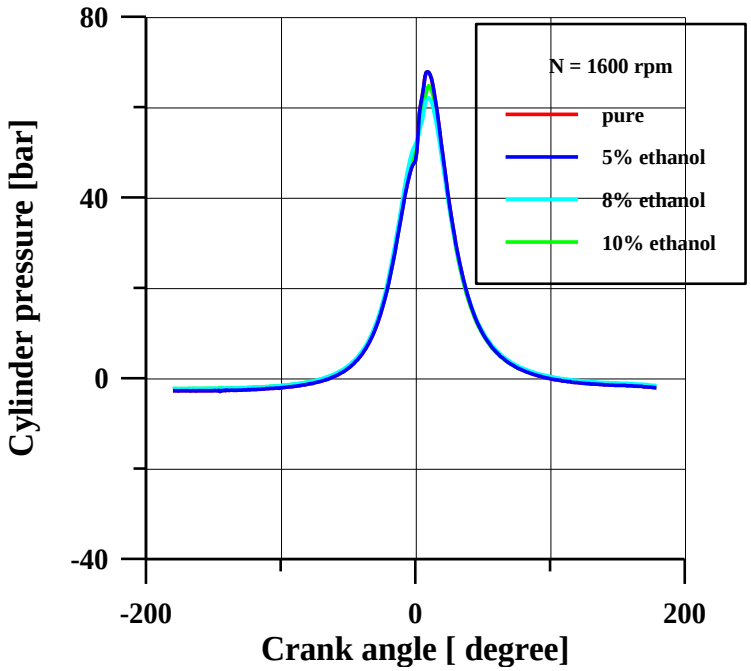
لمعرفة اثر ضغط الاسطوانة على مديات الحرارة المنتقلة عند نسب مختلفة لخليط الوقود فقد تم رسم هذه العلاقة مع زاوية عمود المرفق (CA) كما مبين في الشكل(19).ويبين هذا الشكل أن الزيادة في نسبة الايثانول يؤدي إلى انخفاض في الضغوط داخل الأسطوانة عند النقطة الميتة العليا (TDC)،ويحدث هذا بسبب تبريد التبخر الناتج عن اضافة الايثانول.بالأضافة الى انه حينما تكون نسبة الايثانول عالية فانها تؤدي إلى انخفاض النسبة بين الحرارات النوعية (γ) اكثر مما عند النسب القليلة للايثانول او حتى مما عند وقود الديزل الصافي. كلاهما سبب نقصان الضغط ودرجة الحرارة عند (TDC). من الواضح ان نرى من خلال النتائج أن فترة تاخر الاشتعال (أي الوقت بين

بداية حقن الديزل وبداية ارتفاع الضغط بسبب الاحتراق) يزيد مع زيادة نسبة الإيثانول بسبب تاثير التبريد الذي يحدثه الايثانول.

كما هو متوقع فأن اقصى كمية حرارة منتقلة تزداد مع زيادة نسبة الأيثانول في المزيج . بالأضافة الى زيادة فترة تأخر الاشعال نتيجة تاثيرات البرودة ، فان الغاز الداخل من خلال رشاش الوقود سيكون خليط الأيثانول/ الهواء القادم من الخارج وظروفه هي الظروف الجوية لذا سيكون تركيز الأوكسجين اقل مما لو كان هواء مضغوط لوحده. هذا التخفيف للغاز (تركيز قليل للاوكسجين) يؤدي أيضا إلى تأخير الإشعال الذي يؤدي إلى زيادة الخلط ما قبل الاحتراق وبالتالي الحصول على أعلى طاقة متحررة. كان استثناء عند E10٪ حيث تم قياس أطول فترة تأخير اشتعال عند هذه النسبة ولكن الحرارة المنتقلة كانت الادنى بين كل النسب.

على سبيل المثال، في حالة استخدام وقود الديزل النقي كان هناك الضغط الاقصى داخل الاسطوانة اعلى من باقي نسب المزيج الاخرى. كانتعند الحالات (0,5,8,10%)فان الضغط الأقصى داخل الأسطوانة هو(72.495, 67.81, 64.746, 62.076 bar) على التوالي وعند زاوية عمود المرفق هي: (9,10,10,11 ATDC) بعد النقطة الميتة العليا.

من الواضح أنه لو تم استبدال أكبر نسبة من وقود الديزل بالإيثانول، فانه ستزيد من فترة تأخير الاشتعال وسينخفض الضغط الأقصى داخل الاسطوانة تبعا لذلك. ويعتقد أن الزيادة في فترة تأخير الاشتعال يعود إلى سببين رئيسيين. أولا، يتم تقليل كمية وقود الديزل المرشوش، وبالتالي تقليل زخم تكسير كفوء لمزيج الوقود مما يؤدى إلى الاشتعال. ثانيا، فإنه من الصعب حدوث الاشتعال عندما تزيد كمية الإيثانول بسبب مقاومة الإيثانول العالية لحصول الاشتعال الذاتي. في حالة نسبة وقود الإيثانول (على سبيل المثال 90٪ وقود الديزل ونسبة 10٪ إيثانول)، فان ضغط الاسطوانة سيكون ضغط منخفض نسبيا. ومع ذلك، فإن ضغط التمدد هو ضغط عالي بشكل ملحوظ عند استخدام وقود الديزل الصافي اي (100%) وقود ديزل.



الشكل (19): يوضح تاثير علاقة ضغط الاسطوانة مع زاوية عمود المرفق عند استخدام نسب مختلفة من مزيج وقود الديزل والايثانول

4. الاستنتاجات

من خلال النتائج العملية للتجارب التي اجريت للتعرف على تاثير اشتغال محرك ديزل احادي الاسطوانة ذو حقن مباشر عند تشغيله بالنسب الثلاثة من مزيج وقود الديزل والايثانول ومقارنته مع تشغيله عن استخدام وقود الديزل. حيث تبين ومن خلال النتائج العملية مدى فاعلية هذا المنتوج في الحد من تلوث البيئة وبالأخص الغازات التي تم التركيز عليها في هذه الدراسة والتي تعتبر من اكثر الغازات الناتجة من عادم السيارات خطورة على البيئة

برمتها بالاضافة الى كونه من مصادر الوقود البديلة والتي يمكن انتاجها صناعيا دون الاعتماد التام على النفط ومايسببه من مشاكل اقتصادية وبيئية للبلد. وكانت النتائج الرئيسية من هذه الدراسة هي:

• مع زيادة نسبة الإيثانول في مزيج وقود الديزل والايثانول سجل هناك ارتفاع في الأستهلاك النوعي الفرملي للوقود ونقصان في القدرتين البيانية والفرملية ونقصان في الكفاءة الحرارية ودرجة حرارة العادم ولكن عند الاحمال العالية يبدا الأختلاف بالنقصان شيئا فشيئا مابين منحنيات وقود الديزل وبين مزيج الديزل / الايثانول.

• عند زيادة نسبة الايثانول في مزيج وقود الإيثانول والديزل المستخدم تبين انخفاض في انبعاث غاز أكاسيد النيتروجين مع زيادة نسبة الطاقة الإيثانول ويزداد النقصان كلما زادت السرعة.كما ان انبعاثات CO وHC تقل ايضا عند زيادة نسبة الأيثانول في مزيج وقود الديزل والايثانول.

الملحق (A)[10]:

العلاقات الرياضية المستخدمة في الحسابات:

1. معدل استهلاك الوقود [kg/hr]:

$$\dot{m}_f = \frac{\rho_f * V_f * 10^{-6} * 3600}{t} \quad [kg/hr]$$

حيث ان:

$\dot{m}$ = معدل استهلاك الوقود [kg/hr]

ρ_f = كثافة الوقود [kg/m^3]

V_f = حجم الوقود المستهلك [m^3]

t =الزمن [s]

2. القدرة الفرملية [kW]:

$$bp = \frac{2 * \pi * N * T}{60 * 1000}$$

حيث ان:

N = سرعة المحرك الدورانية [rpm]

T = عزم المحرك [N.m]

3. الاستهلاك النوعي الفرملي للوقود [kg/kW.hr]:

$$b.s.f.c = \frac{\dot{m}_f}{bp} * 3600$$

4. الكفاءة الحرارية البيانية[%]:

$$\eta_{ith} = \frac{IP}{\dot{m}_f * LCV} * 100\%$$

حيث ان:

IP = القدرة البيانية $[kW]$

LCV = القيمة الحرارية للوقود $[kJ/kg]$

5. المصادر

1. Stone, R. (1992). "*Introduction to internal combustion engines*".2nd ed., Mac Millian Publishers, Ltd, 1985.
2. الشمري، محمد عبد الرضا،(2005). " محركات الديزل". الطبعة الأولى، دار صفاء للنشر والتوزيع،عمان.
3. Nadir Yilmaz (2012). Comparative analysis of biodiesel ethanol diesel and Biodiesel methanol diesel blends in a diesel engine. Energy, Vol. 40, pp. 210-213.
4. Fathollah OMMI, Kouros NEKOFAR, Vahid PIROZFAR (2009). Emission and propereties characteristics using additive-ethanol-diesel fuel blends on a diesel engine . Annals of the faculty of engineering hunedora –journal of engineering. Tome VII . Fascicule 2 (ISSN 1584 – 2665).
5. Bang-Quan Hea, Shi-Jin Shuaia, Jian-Xin Wanga, Hong Heb (2003). The effect of ethanol blended diesel fuels on emissions from a diesel engine. Atmospheric Environment , Vol. 37, pp. 4965–4971.
6. Alan C. Hansen a, Qin Zhang a, Peter W.L. Lyne b. (2005) . Ethanol–diesel fuel blends-a review. Bioresource Technology, Vol. 96, pp. 277–285.
7. Rashi Koul (2015). Performance characteristics of a single cylinder diesel engine fuelled with1-octanol diesel blends. International Journal of Latest Trends in Engineering and Technology, Vol. 5 Issue 1.
8. Krzysztof Gorski1, Ruslans Smigins (2011). Impact of ether-ethanol and biodiesel blends on combustion process of compression ignition engine. Engineering for rural development Jelgava, Vol.5, pp. 26.-27.
9. H.U.Mughal, M.M.A.Bhutta, M.Athar, E.M.Shahid And M.S.Ehsan, (2012) . The alternative fuels for four stroke compression ignition engines performance analysis. UST, Transactions of Mechanical Engineering, Vol. 36, No. M2, pp 155 – 164.
10. A.J.Martyr&M.A.Plint (2007)." *Engine testing theory and practice*".3rd ed., Elsevier LTD publishers.