

Modeling and Simulation of a Diesel Engine Cooling System with the Aim of Controlling its Temperature and Reducing Electrical Energy Consumption and Emissions

Dr. Nabil Ghadir *
Alaa Laila**

(Received 22 / 2 / 2024. Accepted 25 / 6 / 2024)

□ ABSTRACT □

Advanced thermal management systems for internal combustion engines can regulate coolant temperature, consume less engine power, and positively impact environmental gas emissions and fuel economy by replacing conventional components with electrical actuators that can be controlled and operate in harmony with each other.

In this paper, a computer simulation model of a diesel engine cooling system was prepared. Initially, a mathematical model was developed that describes the heat transfer within the cooling system. In the next stage, a non-linear control algorithm based on Lyapunov stability was developed in an attempt to track the engine temperature and maintain the engine temperature. Required and reducing the electrical energy consumed by the system's operators. Computer programming was done using the MATLAB language to verify the proposed control algorithm with the aim of arriving at and analyzing the results and graphs. Thus, the engine temperature can be adjusted and kept within the optimal range, and this will reduce energy consumption and emissions and extend the life of the engine.

Keywords: cooling system, radiator, thermostat valve, simulation, Lyapunov, engine

Copyright  :Tishreen University journal-Syria, The authors retain the copyright under a CC BY-NC-SA 04

* Professor - Department of Mechanical Engineering - Faculty of Mechanical and Electrical Engineering - Tishreen University - Lattakia – Syria- email: nabil.ghadir57@gmail.com

** Postgraduate Student (Master) - Faculty of Mechanical and Electrical Engineering - Tishreen University – Lattakia- Syria- email: alaa.laila@tishreen.edu.sy

نمذجة ومحاكاة نظام تبريد محرك ديزل بهدف ضبط درجة حرارته وتقليل استهلاك الطاقة الكهربائية والانبعاثات

د. نبيل غدير*

علاء ليلي*

(تاريخ الإيداع 22 / 2 / 2024. قُبِلَ للنشر في 25 / 6 / 2024)

□ ملخص □

يمكن لأنظمة الإدارة الحرارية المتقدمة لمحركات الاحتراق الداخلي تنظيم درجة حرارة سائل التبريد واستهلاك طاقة أقل من المحرك والتأثير بشكل إيجابي على انبعاثات الغازات الضارة بالبيئة والاقتصاد في استهلاك الوقود من خلال استبدال المكونات التقليدية بمشغلات كهربائية يمكن التحكم بها وتشغيلها بشكل متناغم فيما بينها.

في هذه الورقة تم إعداد نموذج محاكاة حاسوبي لنظام تبريد محرك ديزل حيث في البداية تم وضع النموذج الرياضي الذي يصف انتقال الحرارة ضمن نظام التبريد وفي المرحلة التالية تم وضع خوارزمية تحكم غير خطية قائمة على استقرار ليابونوف في محاولة لتتبع درجة حرارة المحرك والمحافظة على درجة حرارة المحرك المطلوبة وتقليل الطاقة الكهربائية التي تستهلكها مشغلات النظام وتمت البرمجة الحاسوبية باستخدام لغة MATLAB للتحقق من خوارزمية التحكم المقترحة بهدف الوصول الى النتائج والرسوم البيانية وتحليلها وبهذا يمكن ضبط درجة حرارة المحرك وإبقاؤها ضمن المجال الأمثل وهذا من شأنه تقليل استهلاك الطاقة والانبعاثات وإطالة عمر المحرك

الكلمات المفتاحية: نظام التبريد، المبرد، صمام منظم الحرارة، محاكاة، ليابونوف، المحرك

مجلة جامعة تشرين- سورية، يحتفظ المؤلفون بحقوق النشر بموجب الترخيص



حقوق النشر

CC BY-NC-SA 04

* أستاذ - قسم هندسة القوى الميكانيكية - كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية - جامعة تشرين - اللاذقية - سورية - إيميل

nabil.ghadir57@gmail.com

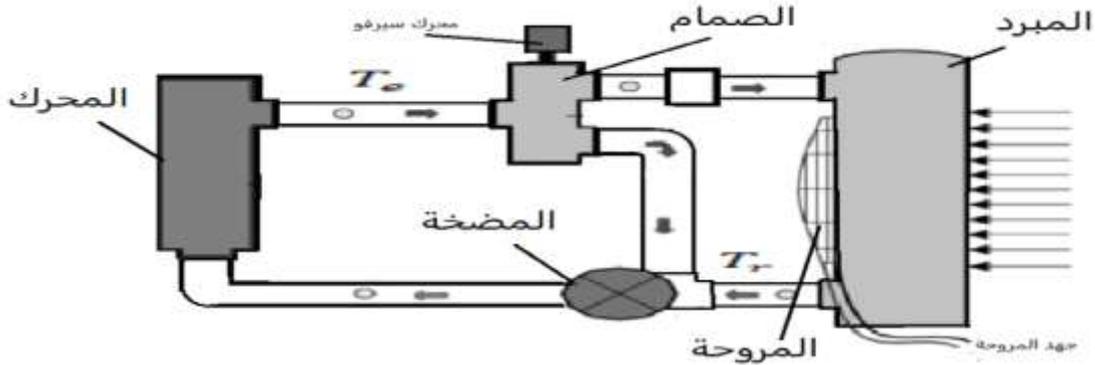
* * طالب دراسات عليا (ماجستير) - كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية - جامعة تشرين - اللاذقية - سورية - إيميل:

alaa.laila@tishreen.edu.sy

مقدمة:

لم يتم إعادة تصميم مكونات نظام تبريد المحرك وتقنيات التحكم الحراري لمركبات الركاب والمركبات الخفيفة والمركبات الأرضية التجارية بشكل كبير لتحقيق كفاءة حرارية أكبر للمحرك [1]. على الرغم من أن تقنيات الميكاترونك في السيارات مثل حقن الوقود، والشرارة الإلكترونية، والفرامل المانعة للانغلاق، وأنظمة استقرار الانحراف تسمح بتحسين الاقتصاد في استهلاك الوقود، وانبعاثات العادم، وسلامة الركاب [2]، إلا أنه تم تنفيذ عدد قليل من التحسينات للنظام الحراري وبالتالي، هناك فرصة لإدخال صمام ذكي منظم للحرارة (ترموستات)، ومضخة مياه كهربائية، ومروحة مبرد متغيرة السرعة، وسخان مساعد لتعزيز عملية تنظيم تدفق السوائل [3]. يتميز نظام تبريد محرك الديزل التقليدي بصمام منظم للحرارة، ومضخة مياه، ومبرد، وسترة مائية لكتلة المحرك. حيث يتحكم الصمام المنظم للحرارة ذو الأساس الشمعي [4] بتدفق سائل التبريد عبر المبرد لتصريف الحرارة إلى البيئة المحيطة وتقوم مضخة الطرد المركزي التي تعمل بالحزام بتدوير سائل التبريد عبر كتلة المحرك والخراطيم والمبرد بناءً على سرعة العمود المرفقي، وبشكل عام، يجب أن تحافظ أنظمة التبريد هذه على درجات حرارة مكونات المحرك ضمن مختلف ظروف التشغيل ويجب تحسين كفاءة استهلاك الوقود وانبعاثات العادم [5]. يمكن أن توفر تقنيات النظام الحراري المتقدمة تحسينات في الاقتصاد باستهلاك الوقود بنسبة 1% إلى 3% من خلال تقليل الخسائر والضياعات، وضبط ارتفاع درجات حرارة التشغيل، وتقليل تقلبات درجة حرارة المكونات، وانخفاض الانبعاثات [6].

على سبيل المثال، يسمح صمام منظم الحرارة الذكي بتنظيم درجة حرارة تشغيل المحرك باستمرار عن طريق ضبط معدل تدفق السائل من خلال المبرد أو الممر الجانبي لنقل الحرارة المطلوبة ويمكن أيضاً استبدال مضخة المياه التقليدية بمضخة كهربائية متغيرة السرعة مفصولة عن العمود المرفقي لتقليل ضياعات الطاقة، مما يؤدي إلى رفع كفاءة استهلاك الوقود عن طريق خفض أحمال المحرك والى تحقيق قدر أكبر من المرونة (على سبيل المثال، استمرار دوران سائل التبريد أثناء إيقاف تشغيل المحرك وهو ساخن، والسماح بالحد الأدنى من تدفق سائل التبريد أثناء تشغيل المحرك البارد). علاوة على ذلك، توفر مروحة المبرد الكهربائية والسخان الإضافي تحكماً إضافياً في تشغيل النظام.



الشكل (1) النظام الحراري المبسط للسيارات

الدراسات المرجعية:

أكد الباحث (Hossein Salehi (2023) واخرون بأن تخفيض درجة حرارة الماء الداخل للمبرد بنحو 1.9 درجة مئوية، سوف يخفض استهلاك الوقود بنسبة 0.5% تقريباً في ظل ظروف دورة القيادة الأوروبية الجديدة (NEDC)، وسيخفض انبعاثات الغازات وتحديداً ثاني أكسيد الكربون بنحو 0.9%. وذلك عن طريق زيادة معدل تدفق الهواء الى المبرد باستخدام تصاميم مختلفة لمنحرفات للهواء [7]

قام (Amaechi O. Joseph (2016) واخرون في هذا البحث بالتعرف على الأسباب الشائعة لارتفاع حرارة المحرك وتم الخلوص انه عندما ترتفع درجة حرارة المحرك عن الموصلية الحرارية المصممة لها نتيجة للحرارة الزائدة الناتجة عن نظام معيب أو خلل في المحرك أو استخدام وقود غير مناسب، يحدث التمدد وعندما لا يتم التحكم فيه، يؤدي إلى مزيد من الأضرار لمكونات المحرك وبالتالي فإن ذلك يستدعي استخدام مواد ذات نسبة عالية جداً من المرونة والمتانة ولديها موصلية حرارية عالية جداً من أجل تقليل التعب الحراري [8]

قام الباحث (F. Caresana (2011) واخرون بإجراء تحليل أولي للمحرك باستخدام برنامج AVL's Boost لحساب استهلاك الوقود لمركبة مجهزة بنظام تبريد تقليدي على دورات قياسية ومقارنتها باستهلاك السيارة المزودة بنظام تبريد "مثالي"، لحساب التخفيض النظري في استهلاك الوقود [9]

اعتمد الباحث (Jung Woo Sohn (2023) واخرون على ترموستات قائم على سبيكة ذاكرة الشكل لتكوين نظام تبريد نشط جديد للمحرك وبعد مناقشة مبادئ التشغيل تمت صياغة المعادلات الحاكمة للحركة وتحليلها باستخدام COMSOL و Multiphysics و MATLAB. وتم مقارنة النتائج مع الترموستات الشمعي التقليدي [10].

قام (Neeraj Agarwal (2012) بتقديم نموذجاً مجمعاً لنظام الإدارة الحرارية للمحرك المتقدم، والذي يتمثل هدفه في توصيف سلوك النظام الديناميكي والحالة المستقرة لتحليل النظام وتحسينه وتصميم التحكم. تم تصميم النظام بدءاً من المكونات الفردية، وتمت معايرة كل نموذج بناءً على بيانات مكونات الحالة المستقرة، ثم تم التحقق من صحة نموذج النظام الحراري الكامل في دورة قيادة أجريت على مركبة اختبار، ومقارنة آثار درجة حرارة سائل التبريد وزيت المحرك أثناء مرحلة الإحماء. [11]

اعتمد (Richard Burke على إجراء اختبارات على محرك ديزل حديث لتقييم تأثيرات درجة حرارة سائل التبريد ومعدل EGR وتوقيت الحقن على استهلاك الوقود وانبعاثات أكاسيد النيتروجين وتمت مقارنة كل من الآليات الثلاث التي تم التحقيق فيها من حيث فوائدها. [12]

اعتمدت معظم الدراسات السابقة على استخدام مكونات كهربائية بدل المكونات التقليدية الميكانيكية، واعتمدت أيضاً على دراسة أسباب ارتفاع حرارة المحرك وتم وضع أنظمة تحكم مختلفة لتنظيم حرارة المحرك وتقليل استهلاك الطاقة وهذا ما سيتم اعتماده في الدراسة الحالية بالإضافة إلى وضع خوارزمية تحكم غير خطية قائمة على استقرار ليابونوف وبرمجتها باستخدام بيئة MATLAB للوصول الى نتائج حاسوبية تتم مقارنتها بالنتائج التطبيقية من التجارب العملية في الدراسات المرجعية

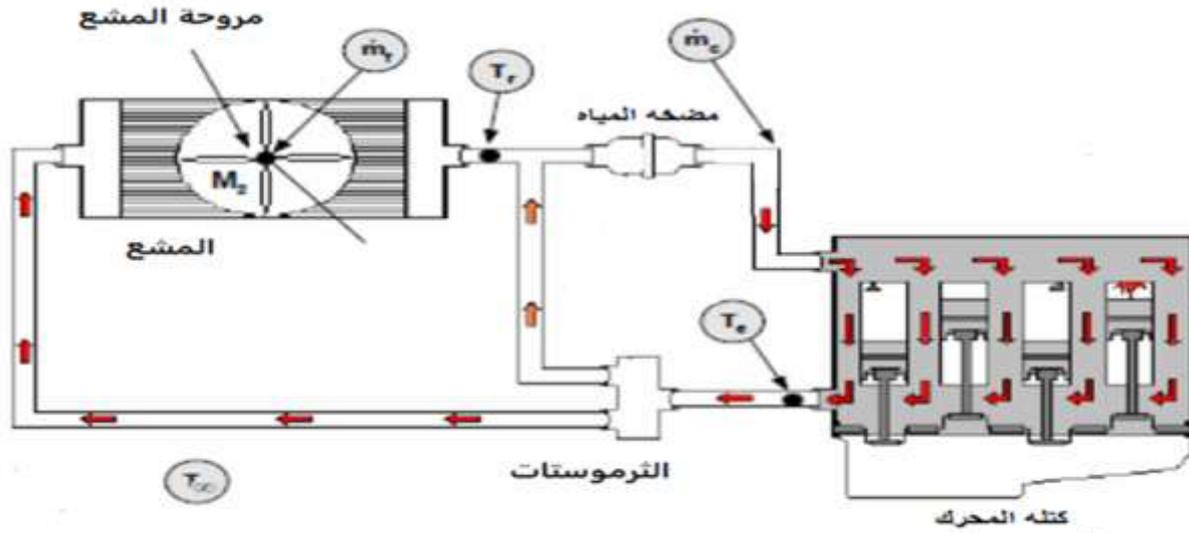
أهمية البحث وأهدافه:

نظراً للحاجة للوصول الى أفضل أداء للمحرك وإطالة عمر مكوناته وتقليل الانبعاثات الضارة بالبيئة كان لا بد من إعداد نموذج تحكم لنظام تبريد محرك ديزل بحيث يكون النموذج المعد بسيطاً ودقيقاً ويمكنه الحفاظ على درجة حرارة محرك ثابتة وبنسبة خطأ صغيرة. مما يقلل استهلاك الوقود والطاقة. وبالتالي يهدف البحث الى:

الحصول على نموذج تحكم رياضي يصف نظام تبريد محرك الديزل ومكوناته وقادر على تتبع درجة حرارة المحرك وتقليل خطأ التتبع عن طريق التحكم المتوافق بين مشغلات النظام وبالتالي يقلل من الطاقة الكهربائية التي تستهلكها المشغلات ويوفر الوقود ويقلل الانبعاثات الضارة بالبيئة.

طرائق البحث ومواده:

تم وضع المعادلات الرياضية التي تصف سلوك نظام تبريد محرك الديزل وبالتالي معرفة متغيرات المعادلة تم وضع نموذج تحكم غير خطي لتتبع درجة حرارة المحرك لإثبات أداء وحدة التحكم وكفاءتها تم تحويل النماذج الى بيئة MATLAB من اجل محاكاة عمل محرك ديزل. النموذج الرياضي الذي يصف السلوك الديناميكي لنظام تبريد محرك الديزل: سيتم تقديم مجموعة من النماذج الرياضية لوصف السلوك الديناميكي لنظام التبريد المتقدم. حيث تشتمل مكونات النظام على محرك ديزل سعة 6.0 لتر وثرموستات كهربائي، ومضخة مياه كهربائية متغيرة السرعة، ومبرد مزود بمروحة كهربائية متغيرة السرعة.



الشكل (2) نظام تبريد متطور يتميز بصمام ذكي، ومضخة ومروحة متغيرة السرعة، وكتلة المحرك، ومبرد

يمكن وصف سلوك كتلة المحرك والمبرد بواسطة المعادلات التالية: [13]

$$C_e \dot{T}_e = Q_{in} - c_{pc} \dot{m}_r (T_e - T_r) \quad (1)$$

$$C_r \dot{T}_r = -Q_o + c_{pc} \dot{m}_r (T_e - T_r) - \epsilon C_{pa} \dot{m}_f (T_e - T_{\infty}) \quad (2)$$

حيث أن:

Q_{in} : كمية الحرارة الناتجة عن عملية الاحتراق. [Kw][Kw]

Q_{out} : كمية الحرارة المفقودة في المبرد بسبب تدفق الهواء [Kw]

$$\dot{m}_r: \text{معدل تدفق سائل التبريد} \left[\frac{Kg}{Sec} \right] \left[\frac{Kg}{Sec} \right]$$

$$C_e: \text{السعة الحرارية للمحرك} \left[\frac{Kj}{K} \right]$$

$$T_e: \text{درجة حرارة سائل التبريد عند مخرج المحرك [K]}$$

$$C_{pc}: \text{الحرارة النوعية لسائل التبريد} \left[\frac{Kj}{Kg K} \right] \left[\frac{Kj}{Kg K} \right]$$

$$T_r: \text{درجة حرارة سائل التبريد عند مخرج المبرد [K]}$$

$$C_r: \text{السعة الحرارية للمبرد} \left[\frac{Kj}{K} \right]$$

$$\varepsilon: \text{فعالية المروحة}$$

$$C_{pa}: \text{الحرارة النوعية للهواء} \left[\frac{Kj}{Kg K} \right]$$

$$\dot{m}_f: \text{معدل تدفق هواء المروحة} \left[\frac{Kg}{Sec} \right]$$

$$T_{\infty}: \text{درجة الحرارة المحيطة [K]}$$

إعداد نظام التحكم الحراري

لتسهيل تطوير وحدة التحكم وتحديد هدف التحكم في تتبع درجة الحرارة، يتم تعريف إشارات خطأ التتبع $e(t)$ و $\eta(t)$ على أنها:

$$e = T_{ed} - T_e, \quad \eta = T_r - T_{vr} \quad (3)$$

عن طريق إضافة وطرح $M T_{vr}(t)$ إلى (1)، وتوسيع المتغيرات $M = c_{pc} m_o$ و

$$m_r(t) = m_o + \bar{m} = H_o m_c + \bar{H} m_c$$

m_o : معدل تدفق سائل التبريد بحده الأدنى $\left[\frac{Kg}{Sec} \right]$ وهو ثابت تصميمي.

\bar{m} : مدخل إضافي للتحكم بمعدل تدفق سائل التبريد $\left[\frac{Kg}{Sec} \right]$

H_o : موضع الصمام عند حده الأدنى وهو ثابت تصميمي.

\bar{H} : موضع الصمام من أجل \bar{m} . يمكن إعادة كتابة معادلات المحرك والمبرد:

$$C_e \dot{T}_e = Q_{in} - M(T_e - T_{vr}) - c_{pc} \bar{m}(T_e - T_r) + M \eta \quad (4)$$

$$C_r \dot{T}_r = -Q_o + c_{pc}(m_o + \bar{m})(T_e - T_r) - \varepsilon C_{pa} \dot{m}_f (T_e - T_{\infty}) \quad (5)$$

لتطوير نظام خطأ الحلقة المغلقة وصياغة وحدة التحكم يمكن تحليل نظام خطأ الحلقة المفتوحة بأخذ مشتق المرة

الأولى من كلا التعبيرين في (3) ثم ضرب كلا جانبي المعادلات الناتجة بواسطة C_e و C_r لديناميكيات المحرك

والمبرد على التوالي.

وبالتالي يمكن استبدال معادلات النظام الموصوفة في (4) و (5) ثم إعادة تنسيقها لتحقيق:

$$C_e \dot{e} = c_e \dot{T}_{ed} - Q_{in} + M(T_e - T_{vro}) - u_e - M \eta \quad (6)$$

$$C_r \dot{\eta} = M(T_e - T_r) - Q_o + u_r - c_r \dot{T}_{vr} \quad (7)$$

T_{vro} : ثابت تصميمي مرجعي افتراضي موجب لدرجة حرارة المبرد [K].

مدخلات التحكم $\bar{m}(t)$ و $\bar{T}_{vr}(t)$ و $m_f(t)$ أحادية القطب. ومن ثم تم تصميم استراتيجيات التبديل لتتفيذ

المدخلات ثنائية القطب $u_e(t), u_r(t)$:

$$\bar{m} = \frac{u_e [\text{sgn}(u_e) - 1]}{2c_{pc}(T_e - T_r)}, \quad \bar{T}_{vr} = \frac{u_e [1 + \text{sgn}(u_e)]}{2M}$$

$$m_f = \frac{F[1 + \text{sgn}(F)]}{2\varepsilon C_{pa}(T_e - T_\infty)} \quad , \quad F(t) = c_{pc}\bar{m}(T_e - T_r) - u_r \quad (8)$$

حيث يتم تعريف الإشارات المساعدة $\tilde{N}_e(T_e, t)$, $\tilde{N}_r(T_e, T_r, t)$ على أنها:

$$\tilde{N}_e = N_e - N_{ed} \quad , \quad \tilde{N}_r = N_r - N_{rd} \quad (9)$$

علاوة على ذلك فإن الإشارات $N_e(T_e, t)$ و $N_r(T_e, T_r, t)$ تم تعريفها على أنها:

$$N_e = c_e \dot{T}_{ed} - Q_{in} + M(T_e - T_{vro}) \quad , \quad N_r = M(T_e - T_r) - Q_o \quad (10)$$

حيث أن كل من $N_{rd}(t)$ و $N_{ed}(t)$ يتم تقديمها على أنها:

$$\begin{aligned} N_{ed} &= N_e|_{T_e=T_{ed}} = c_e \dot{T}_{ed} - Q_{in} + M(T_{ed} - T_{vro}) \\ N_{rd} &= N_r|_{T_e=T_{ed}, T_r=T_{vr}} = M(T_{ed} - T_{vr}) - Q_o \end{aligned} \quad (11)$$

بناءً على (9) إلى (11) تم تصميم قوانين الرقابة $u_r(t)$ و $u_e(t)$ على أنها:

$$u_e = K_e \cdot e \quad , \quad u_r = -K_r \cdot \eta + \bar{u}_r \quad (12)$$

انطلقت جميع المعادلات من المعادلة (1) و (2) من المرجع [13] ثم تم وضع إشارة الخطأ التي تمثل الفرق بين القيمة المطلوبة والقيمة الفعلية وكل القوانين اللاحقة تمت عن طريق إضافة وطرح قيم وإجراء اشتقاقات للمعادلات والضرب بثوابت معينة

حيث تم إعطاء \bar{u}_r ك:

$$\bar{u}_r = \begin{cases} 2Me & \forall u_e \in (-\infty, 0) \\ \left(2M - K_e \frac{C_r}{C_e} - \frac{C_r K_e^2}{C_e M}\right) e - \frac{C_r K_e}{C_e} \eta, & \forall u_e \in (0, +\infty) \end{cases} \quad (13)$$

تسمح معرفة $u_e(t)$ و $u_r(t)$ ، بناءً على (12) و (13) بحساب علاقات التبديل (8) والتي توفر $m_f(t)$ و $m_r(t)$.

ويتم حساب متوسط الطاقة المستهلكة من قبل المشغلات:

$$P_M = \frac{1}{T} \int_{t_0}^t \left[\frac{1}{2\rho_c^2 \cdot A_c^2} \cdot m_c^3(\tau) + \frac{1}{2\rho_f^2 \cdot A_f^2} \cdot m_f^3(\tau) + P_V \right] d\tau \quad (14)$$

A_f : مساحة خروج الهواء من المروحة [m^2].

A_c : مساحة المقطع العرضي لمخرج المضخة [m^2].

ρ_f : كثافة الهواء [Kg/m^3].

ρ_c : كثافة الماء [Kg/m^3].

إن استراتيجية التحكم المتبعة هي استراتيجية تحكم غير خطية قائمة على تحليل استقرار ليايونوف حيث بعد وضع المعادلات والقوانين تم التأكد من فعاليتها ومن قدرتها على تحقيق الاستقرار للنظام عن طريق إجراء تحليل استقرار ليايونوف حيث تم فرض دالة ليايونوف والتأكد من أن هذه الدالة تلبى شروطاً معينة وبالتالي تضمن بذلك أن النظام مستقر ومتناسك في ظل وجود الاضطرابات

النتائج والمناقشة:

يوضح الشكل (3) نموذج ال MATLAB لمحرك احتراق داخلي يعمل على الديزل ذو ثمان أسطوانات بسعة 6000cc مزود بمضخة طاردة مركزية نحاسية (3,2 cm المخرج و3,8 المدخل) يقودها محرك كهربائي ثلاثي الطور ومروحة كهربائية للمبرد قطرها d=45,7 cm وتتعامل مع معدلات تدفق تصل الى $850[l/Sec]$ ذات ثمان شفرات

حيث تم إنشاء وتنفيذ مجموعة من عمليات محاكاة MATLAB / Simulink لاستراتيجية التحكم، المقدمة في الفصول السابق. حيث أنه بعد الحصول على قوانين التحكم والتأكد من أنها تحقق الاستقرار للنظام المدروس قمنا بتحويل هذه النماذج الرياضية الى بيئة عمل (Matlab-simulink) وذلك من أجل الحصول على المخططات اللازمة لدراستها وتحليلها حيث تم الاعتماد بشكل رئيسي على بلوك موجود ضمن مكتبة user defined functions يدعى s-function builder وبعد اضافته الى صفحة Simulink نقوم بالنقر عليه مرتين ونختار الاسم المناسب له ثم ننقر على خيار outputs ونقوم بكتابة المعادلة مع مدخلاتها و مخرجاتها لهذا البلوك باستخدام لغة C وهذا يجنبنا تعقيدات استخدام بلوكات أخرى ك sum او product و if وغيرها من البلوكات والتي تؤدي بالنهاية الى تعقيد النموذج النهائي ثم ننقر على build وبالتالي نكون انتهينا من هذا البلوك ونقوم بتحديد الثوابت باستخدام بلوك يدعى constant ثم الحصول عليه من sources ضمن مكتبة Simulink وبالنقر عليه مرتين نقوم بإدخال القيمة المناسبة وبعد ذلك يتم ربط الثوابت ببلوك يدعى go to حيث انه مقابل كل بلوك go to يوجد بلوك يدعى from الذي نستخدمه لإدخال الثوابت الى بلوك s-function builder وبعد كتابة جميع المعادلات ضمن البلوكات (s-function builder) نقوم بربطها ببلوك يدعى scope نحصل عليه من sinks وذلك لعرض النتائج عند النقر عليه ونحدد زمن المحاكاة من خلال simulation stop time ثم ننقر على run وبذلك نكون قد انهينا المحاكاة

. وكانت ثوابت النموذج الحراري المقترحة المستخدمة في المحاكاة هي:

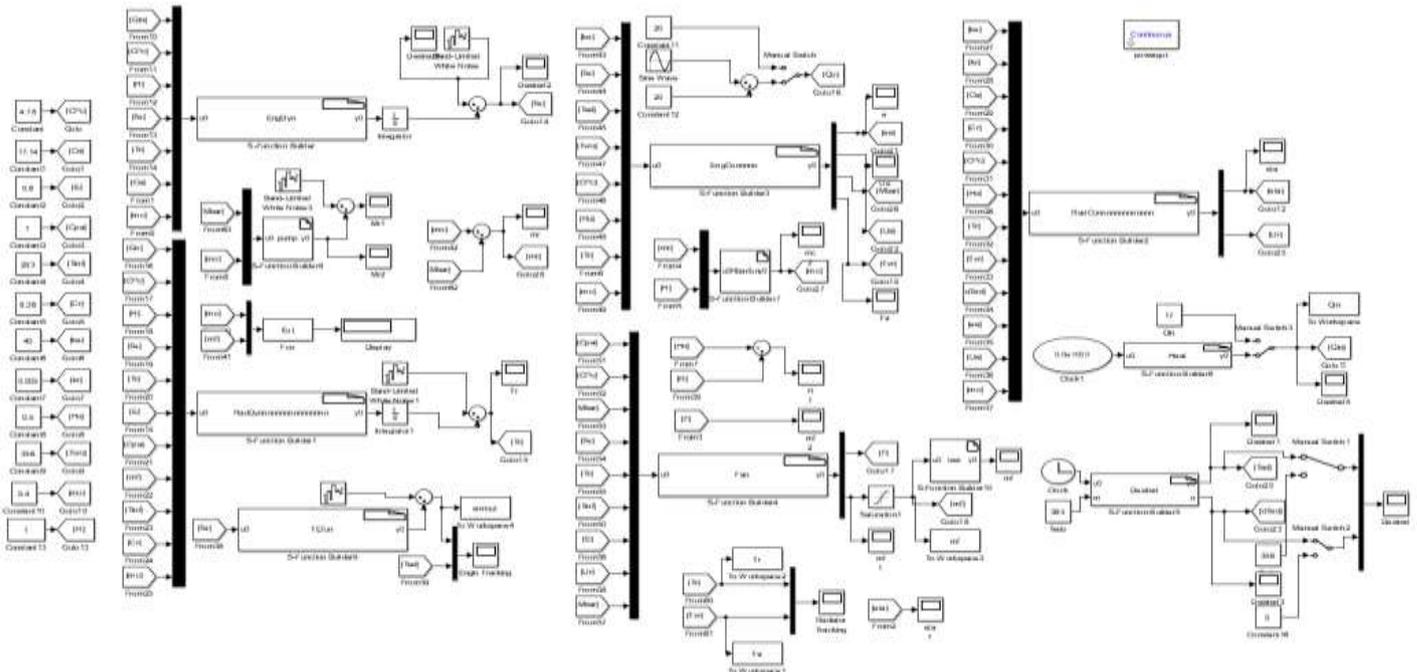
$$c_{pa} = 1[kJ / kg.K], c_{pc} = 4.18[kJ / kg.K], c_r = 63.53[kJ / K], c_e = 63.52[kJ / K]$$

مع $\varepsilon = 0,6, T_{\infty} = 293[K]$ حرارة إدخال متغيرة من $Q_{in}(t) = [50kW, 40kW, 20kW, 35kW]$

كانت ظروف المحاكاة الأولية $T_e(0) = 350 [K]$ و $T_r(0) = 340 [K]$. ثوابت تصميم التحكم هي $T_{vro} = 356 [K]$ و $m_o = 0.4$ وبالمثل، تم اختيار مكاسب التحكم عن طريق التجربة ك $K_e = 4$ و $K_r = 0.005$.

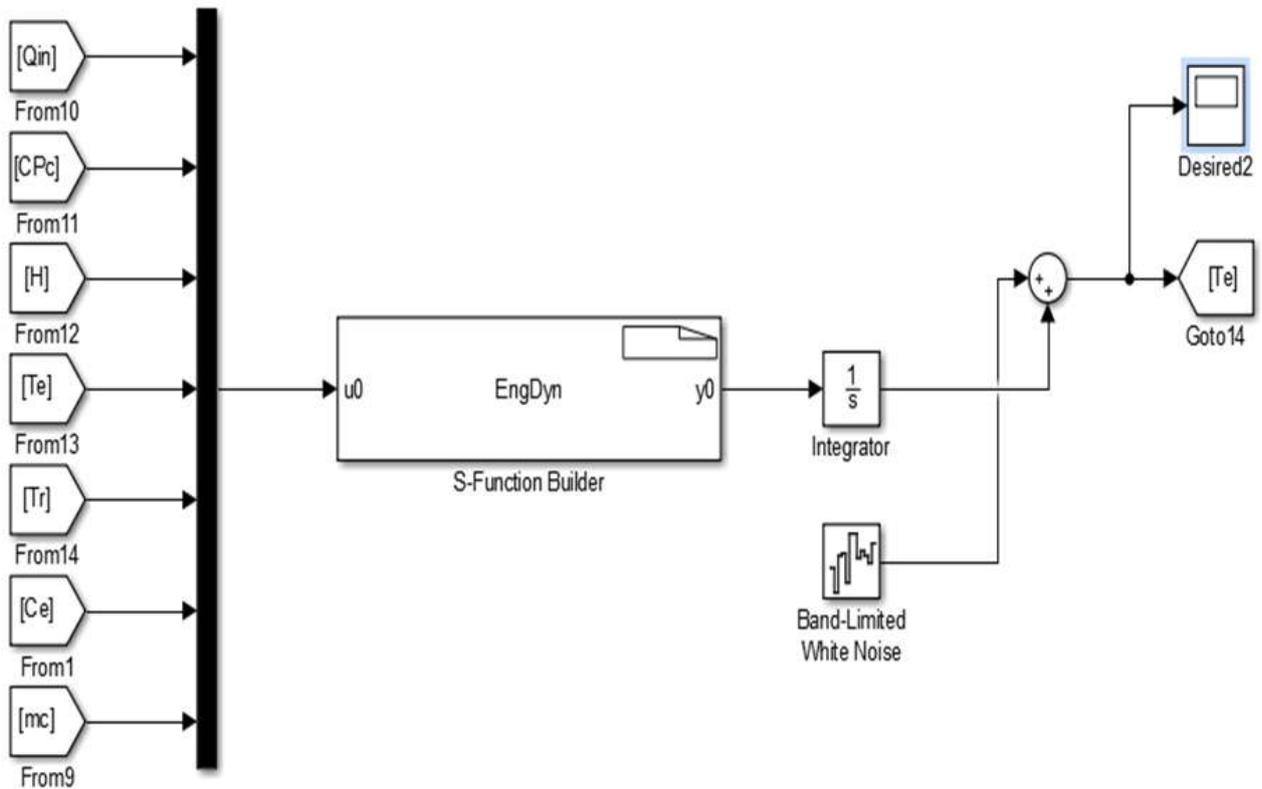
بما ان النظام الذي نتعامل معه هو نظام غير خطي أي لا يلتزم بمبدأ التراكب والذي يعتبر جوهر تعريف الأنظمة الخطية وتوابع التحويل الخاصة بها وبما أن تابع التحويل يمثل بشكل أساسي علاقة خطية بين المدخلات والمخرجات وبما أن الطريقة المختارة لصياغة قوانين التحكم هي طريقة تحكم غير خطية قائمة على استقرار ليايونوف لا تعتمد على تقريب النظام الى الخطية إنما تعتمد بشكل أساسي على دالة ليايونوف لضمان الاستقرار ولا تتطلب تابع تحويل للنظام وبالتالي تسمح هذه الطريقة بالتعامل المباشر مع اللاخطية والشكوك دون الحاجة إلى التحليل الخطي أو مجال التردد وبالنسبة ل K_r, K_e هما عبارة عن ثوابت موجبة تحدد معدل تناقص دالة ليايونوف، مما يؤثر بشكل مباشر على استقرار النظام.

اختلفت درجة حرارة المحرك المطلوبة مثل $T_{ed}(t) = 363 + \sin(0.05t) [K]$. حيث تسمح نقطة الضبط المتغيرة هذه بدراسة أداء التتبع لوحدة التحكم.



الشكل (3) نموذج Simulink block المستخدم في برنامج MATLAB لوحدة التحكم

نموذج درجة حرارة سائل تبريد المحرك:



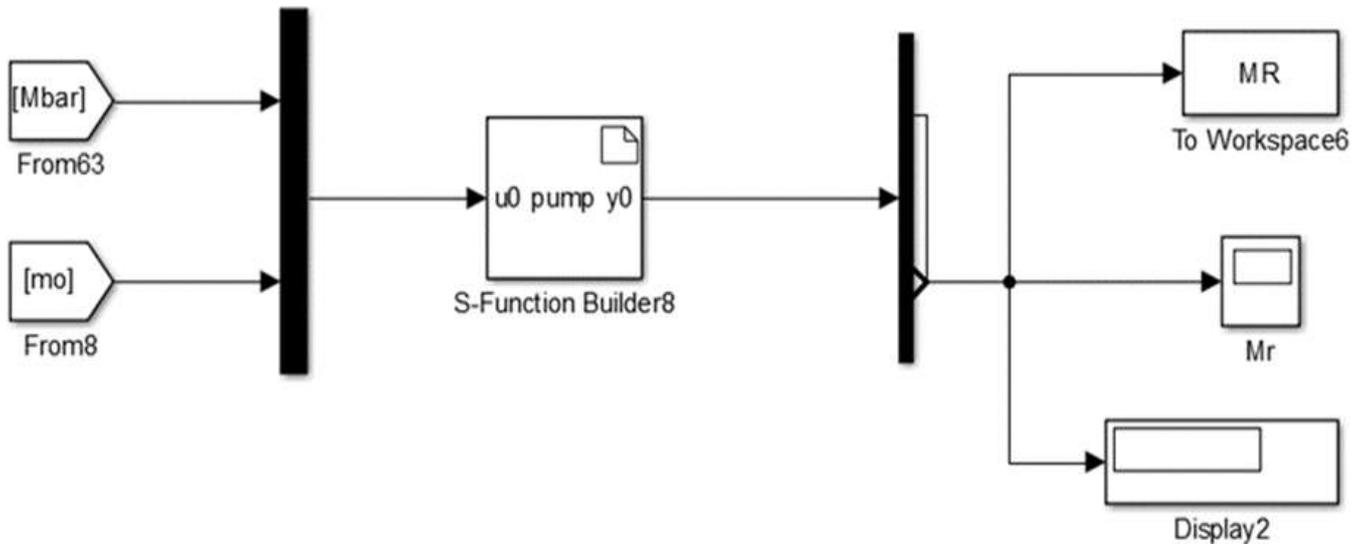
الشكل (4) نموذج البلك لدرجة حرارة المحرك الفعلي

S-Function builder block for “Eng Dyn”

```

double Qin, Cpc, H, Te, Tr, Ce, CeTe_dot, mc;
Qin = u0[0];
Cpc = u0[1];
H = u0[2];
Te = u0[3];
Tr = u0[4];
Ce = u0[5];
mc = u0[6];
CeTe_dot = Qin - Cpc * H * mc * (Te - Tr);
y0[0] = CeTe_dot/Ce;
    
```

نموذج معدل تدفق الماء



الشكل (5) نموذج تدفق سائل التبريد

S-Function builder block “Pump”

```

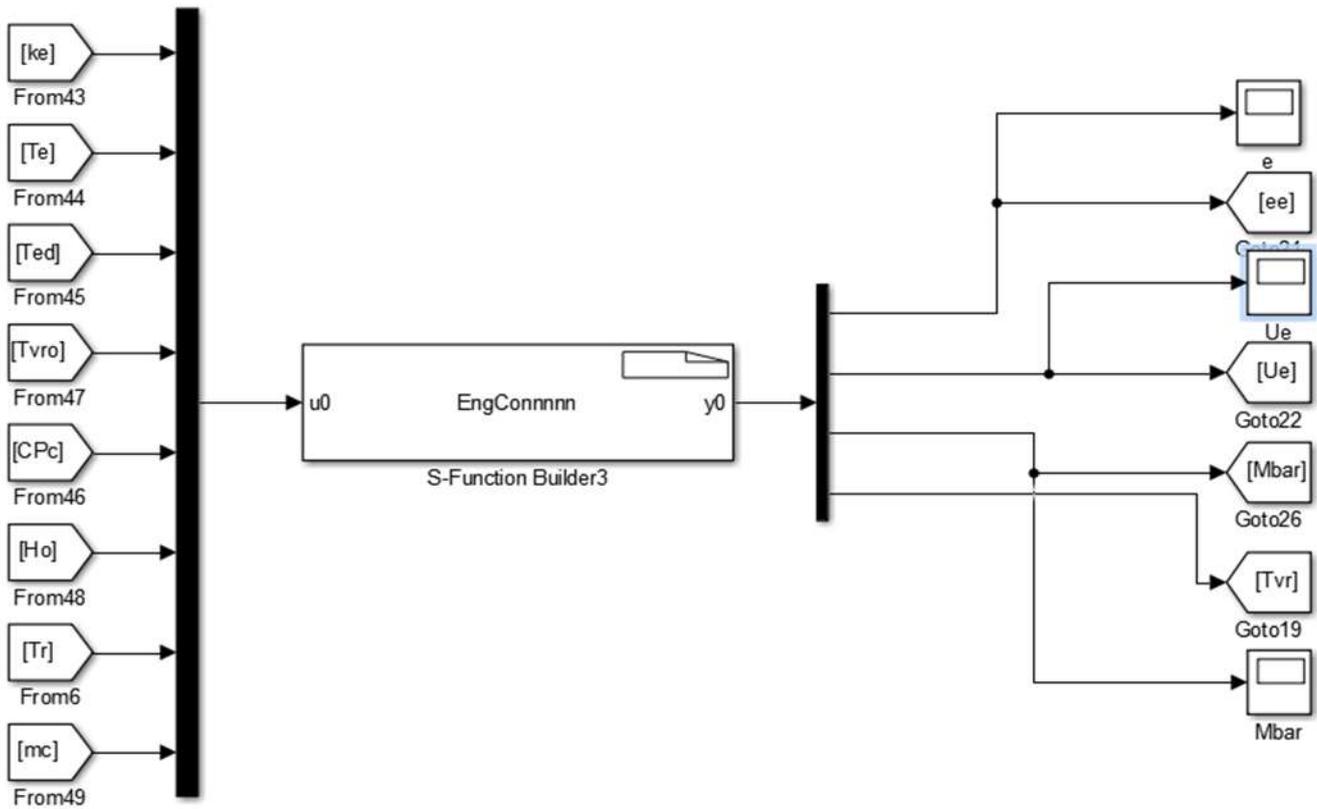
double mb, mo, mc, F, H;
mbar = u0[0];
mo = u0[1];
mc = mb + mo;
F = 0.17 - mc;
if (F >= 0) {H = F/0.085;}
else {H = 0;}
y0[0] = mc;
    
```

$$y0[1] = H;$$

نموذج إشارة الخطأ

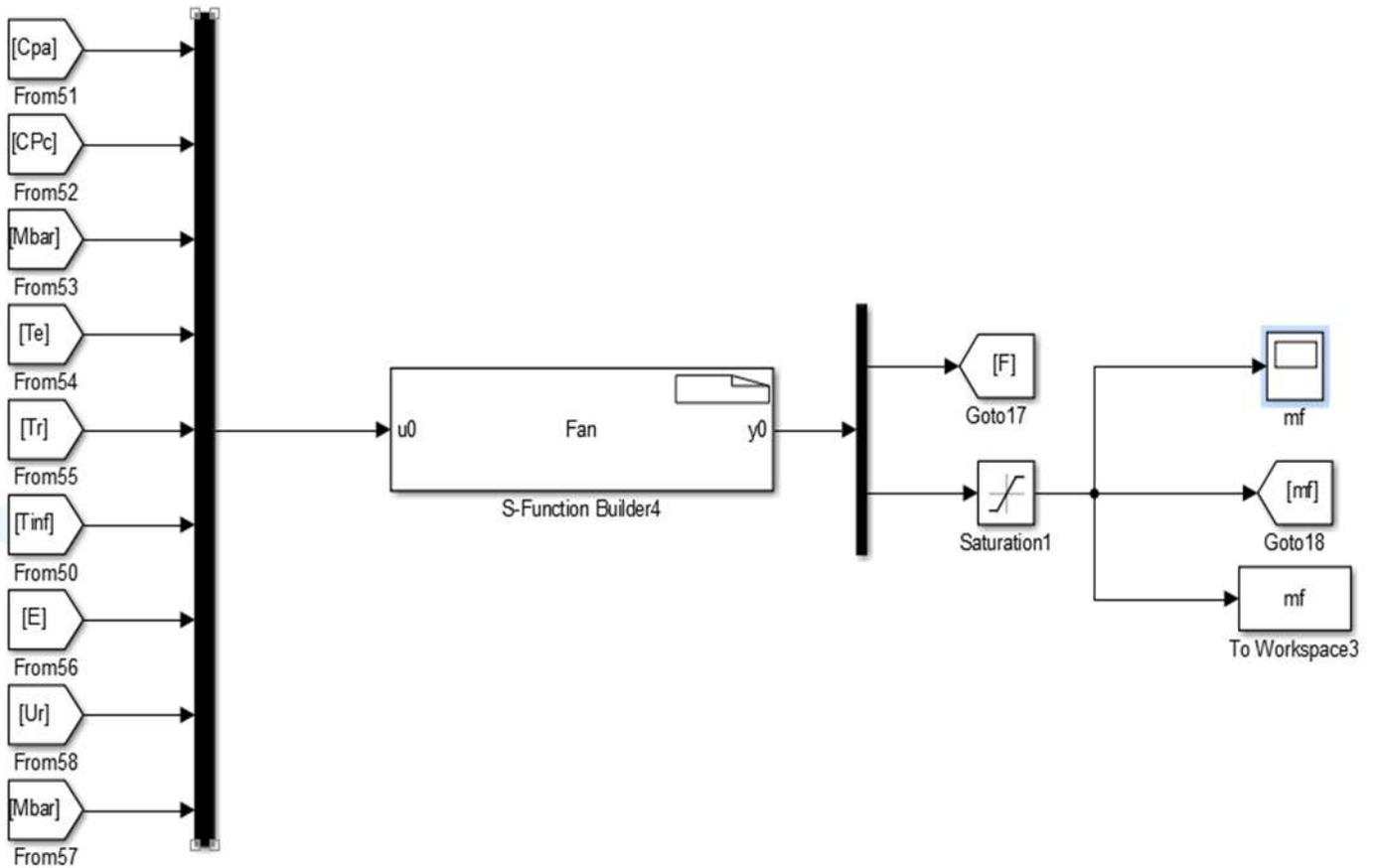
S-Function builder block "Eng Con"

```
double Ke, Te, Ted, Tn, Cpc, Ho, Tr, e, Ue, Mb, Tvr b, Tvr, mc;
Ke = u0[0];
Te = u0[1];
Ted = u0[2];
Tn = u0[3];
Cpc = u0[4];
Ho = u0[5];
Tr = u0[6];
mc = u0[7];
e = Ted - Te;
Ue = Ke * e;
if (Ue < 0) {Mb = -Ue/(Cpc * mc * (Te - Tr)); Tvr b = 0;}
else {Mb = 0; Tvr b = Ue/(Cpc * Ho * mc);}
Tvr = Tn + Tvr b;
y0[0] = e;
y0[1] = Ue;
y0[2] = Mb;
y0[3] = Tvr;
```



الشكل (6) نموذج إشارة الخطأ

نموذج معدل تدفق الهواء

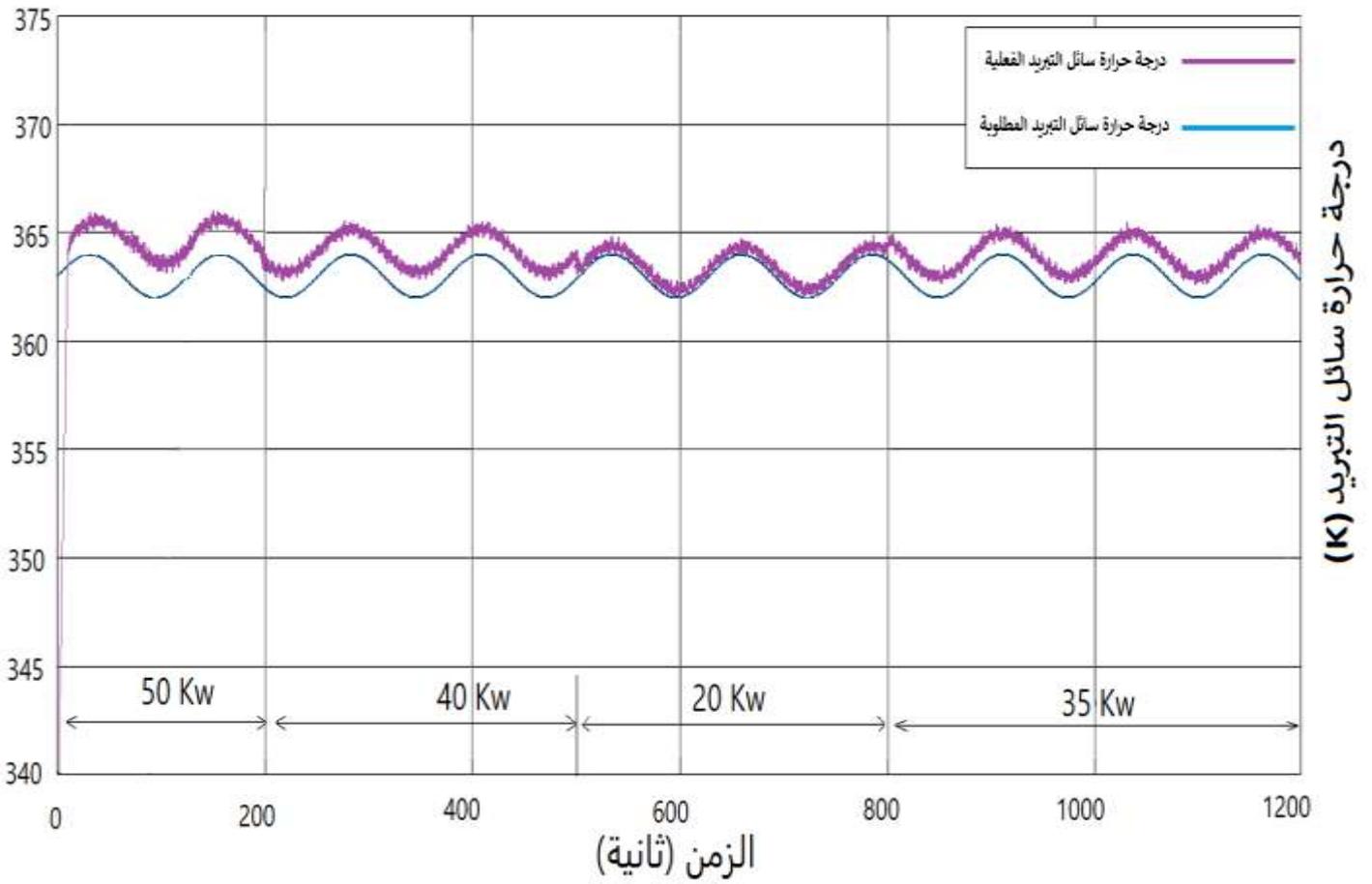


الشكل (7) نموذج تدفق الهواء عبر المروحة

S-Function builder block "Fan"

```

double Cpa, Cpc, Hbar, Te, Tr, Tinf, E, mc, Ur, F, denom, mf;
Cpa = u0[0];
Cpc = u0[1];
Hbar = u0[2];
Te = u0[3];
Tr = u0[4];
Tinf = u0[5];
E = u0[6];
Ur = u0[7];
mc = u0[8];
F = Cpc * Hbar * mc * (Te - Tr) - Ur;
denom = E * Cpa * (Te - Tinf);
if (F >= 0) {mf = F/denom;}
else {mf = 0;}
y0[0] = F;
y0[1] = mf;
    
```



الشكل (8) محاكاة استجابة درجة حرارة المحرك الفعلية لدرجة حرارة المحرك المطلوب خلال زمن التجربة

نلاحظ من الشكل السابق أن وحدة التحكم تتعامل بسهولة مع تقلبات الحرارة في النظام حيث بدأت عملية المحاكاة من اللحظة 0 حتى زمن قدره 1200 ثانية وتبدلت خلال هذه الفترة الزمنية كمية الحرارة المطبقة على المحرك كما يلي:

$$Q_{in} = 50 \text{ Kw} \text{ كان الحمل الحراري المطبق } 0 \leq t \leq 200$$

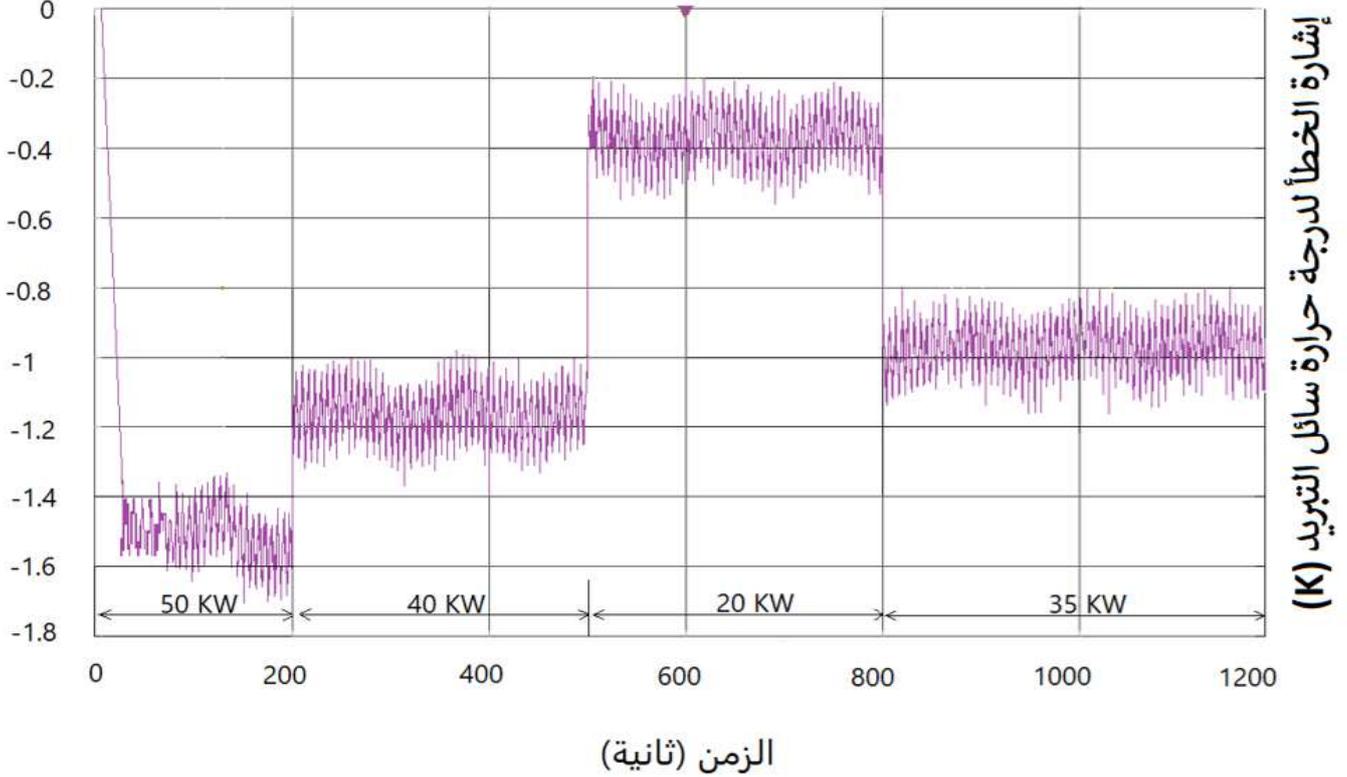
$$Q_{in} = 40 \text{ Kw} \text{ كان الحمل الحراري المطبق } 200 \leq t \leq 500$$

$$Q_{in} = 20 \text{ Kw} \text{ كان الحمل الحراري المطبق } 500 \leq t \leq 800$$

$$Q_{in} = 35 \text{ Kw} \text{ كان الحمل الحراري المطبق } 800 \leq t \leq 1200$$

نلاحظ أيضا أن درجة حرارة سائل التبريد الفعلية انطلقت من قيمة 67°C واستمرت بالارتفاع حتى الوصول الى درجة حرارة سائل التبريد المطلوبة ونتيجة للحمل الحراري المرتفع الذي يتعرض له المحرك خلال هذه الفترة الزمنية استمرت الحرارة بالارتفاع وتجاوزت درجة الحرارة المطلوبة بحوالي 1.5°C ويعتبر هذا التجاوز ضمن الحدود المطلوبة وجيدا كون هذا الحمل الحراري يعتبر مرتفعا جدا وبعد زمن 200 ثانية تم تطبيق حمل حراري اخر وقدره 40 Kw مما أدى الى تناقص مقدار تجاوز درجة حرارة سائل التبريد المطلوبة حيث كان الفرق بين درجة حرارة سائل التبريد المطلوبة والفعلية حوالي 1.1°C وتقريبا تم المحافظة على هذا الفارق حتى وصولنا الى زمن 500 ثانية عندها تم تطبيق حمل حراري حوالي 20 Kw مما أدى الى اقتراب درجة الحرارة الفعلية من درجة الحرارة المطلوبة لسائل التبريد وكان الفرق يبلغ حوالي 0.2°C ويعتبر جيد جدا وتعود هذه النتيجة الى كون الحمل الحراري المطبق يعتبر منخفضا عن الحمل السابق وعند زمن 800 ثانية تم تطبيق حمل حراري يبلغ $Q_{in} = 35 \text{ Kw}$ مما أدى الى ارتفاع درجة حرارة سائل التبريد الفعلية واصبح الفرق بينها وبين درجة الحرارة المطلوبة حوالي 1°C ومن

الشكل السابق نلاحظ ان درجة حرارة سائل التبريد المطلوبة استمرت خلال فترة المحاكاة بالتراوح ما بين قيمة 362 K و 364 وذلك بسبب المعادلة الحاكمة لها حيث تسمح هذا المجال المتغير بتحسين دراسة تتبع النظام لنقطة الضبط المتغيرة هذه



الشكل (9) محاكاة خطأ التتبع لدرجة حرارة المحرك

إن الشكل السابق يمثل إشارة خطأ تتبع درجة حرارة سائل التبريد للمحرك والتي تمثل الفرق بين درجة حرارة سائل التبريد المطلوبة ودرجة حرارة سائل التبريد الفعلية في كل لحظة حيث نجد من المخطط أنه وتقريباً عند:

$0 \leq t \leq 200$ كان الحمل الحراري المطبق $Q_{in} = 50 \text{ Kw}$. كانت قيمة الخطأ تبلغ تقريباً حوالي 1.5K

$400 \leq t \leq 500$ كان الحمل الحراري المطبق $Q_{in} = 40 \text{ Kw}$. كانت قيمة الخطأ تبلغ تقريباً حوالي 1.1K

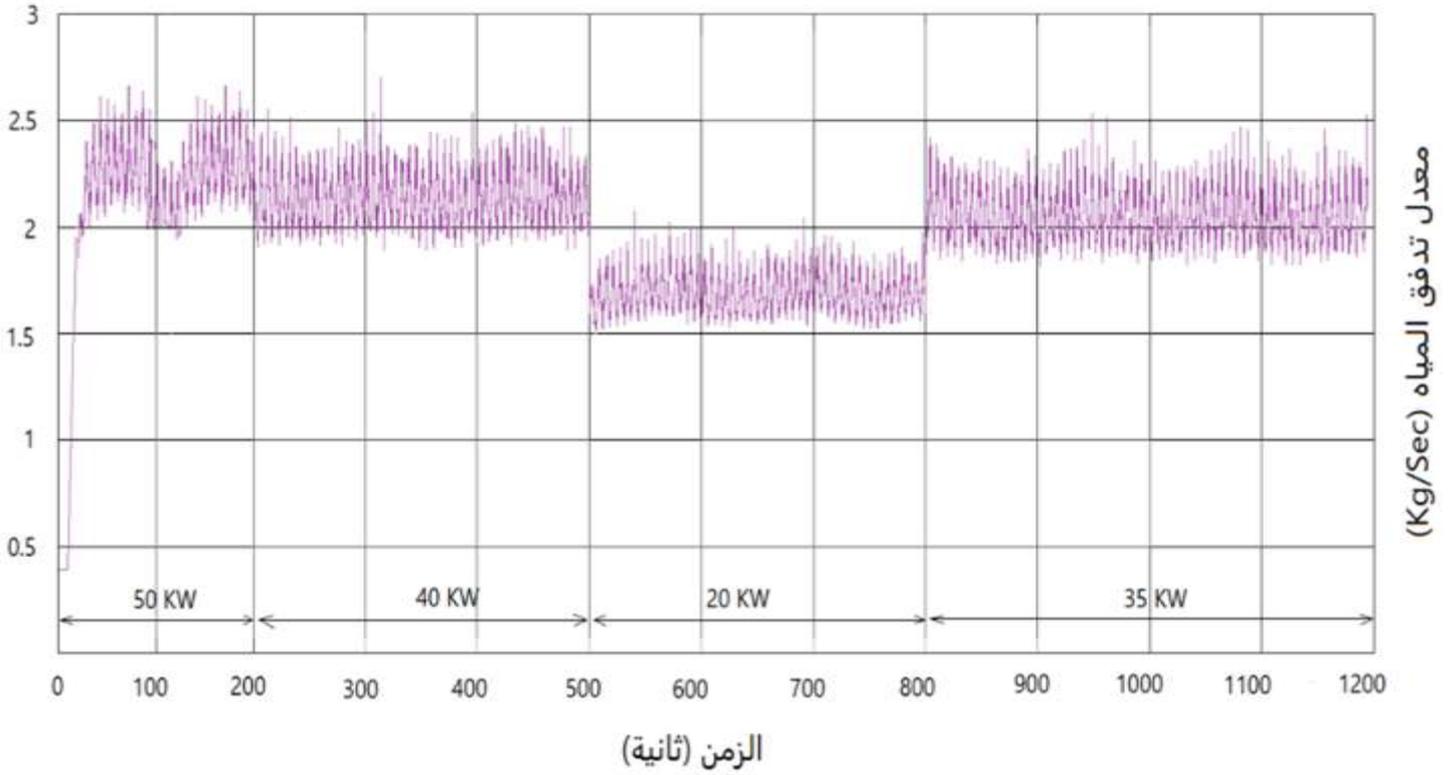
$500 \leq t \leq 800$ كان الحمل الحراري المطبق $Q_{in} = 20 \text{ Kw}$. كانت قيمة الخطأ تبلغ تقريباً حوالي 0.2K

$800 \leq t \leq 1200$ كان الحمل الحراري المطبق $Q_{in} = 35 \text{ Kw}$. كانت قيمة الخطأ تبلغ تقريباً حوالي 0.9K

في ظل ظروف التشغيل المقدمة، يتأرجح الخطأ في الشكل السابق بين -0.4 كلفن و -1.5 كلفن. يعد تقلب الأخطاء جيداً جداً عند مقارنته بكمية الحرارة الإجمالية التي تعالجها مكونات نظام التبريد.

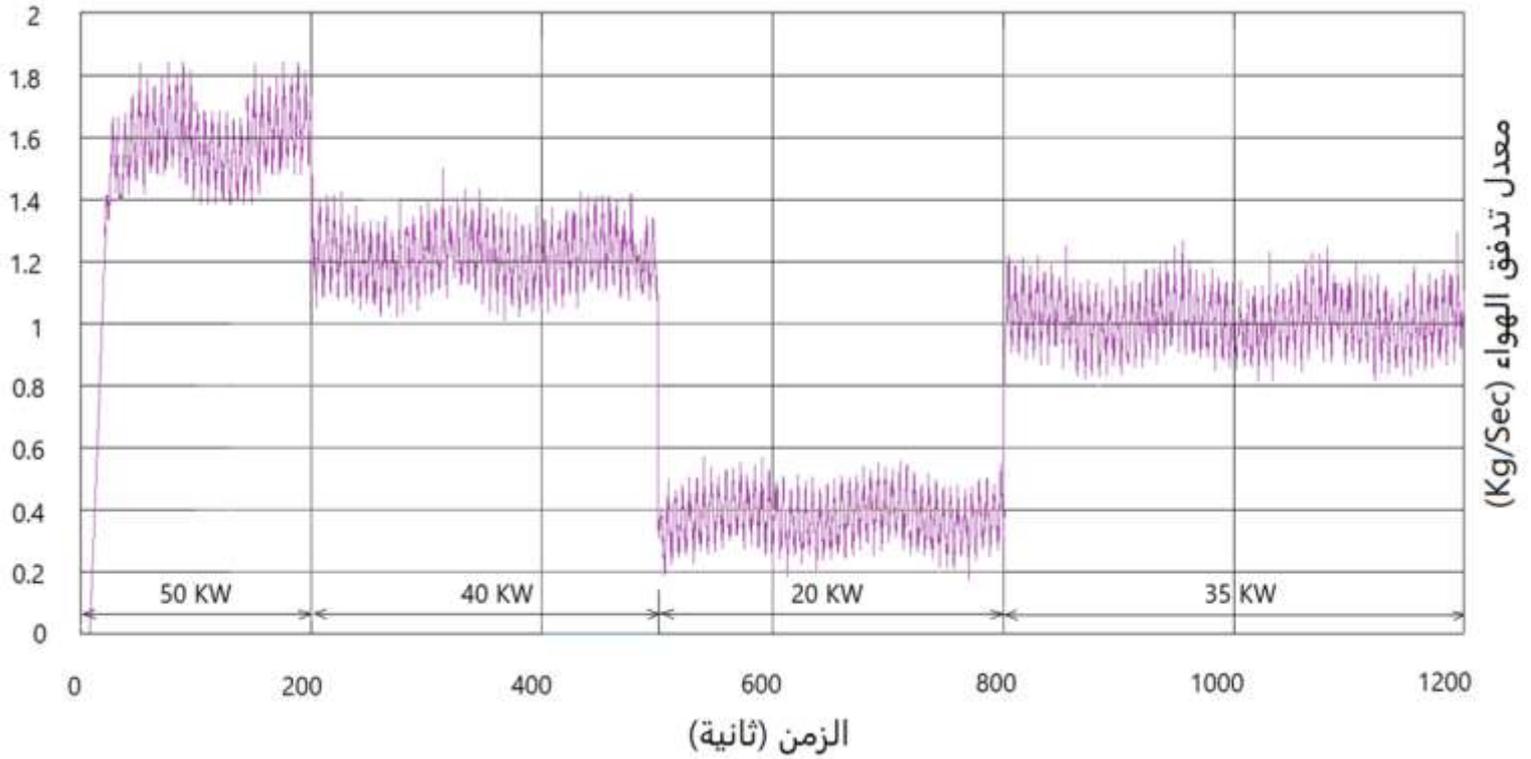
وسبب التذبذبات في المخططات هو إضافة بلوك أثناء عملية Simulink يدعى band-limited white noise

حيث تم اضافتها لإعطاء مزيد من الواقعية



الشكل (10) محاكاة معدل تدفق المياه من خلال المضخة

إن الشكل السابق يمثل معدل تدفق سائل التبريد عبر المضخة خلال زمن إجراء المحاكاة حيث نلاحظ أنه عند بداية المحاكاة قد كان معدل تدفق المياه عند قيمته الدنيا والتي تبلغ حوالي $0.5 \frac{Kg}{Sec}$ وارتفع بشكل مباشر وشديد الى أقصى قيمة والتي تبلغ حوالي $2.5 \frac{Kg}{Sec}$ وذلك نتيجة تعرض المحرك خلال هذه الفترة الى حمل حراري عالي والذي أدى لارتفاع درجة حرارته الفعلية وتجاوزها للقيمة المطلوبة مما فرض على المضخة القيام برفع تدفقها وطاقتها الى قيم مرتفعة وبعد الوصول الى زمن قدره 200 ثانية انخفض الحمل الحراري المطبق على المحرك مما أدى الى تخفيض معدل تدفق المضخة قليلا الى حوالي $2.1 \frac{Kg}{Sec}$ وبعد الوصول الى زمن قدره 500 ثانية انخفض معدل تدفق سائل التبريد عبر المضخة الى حوالي $1.7 \frac{Kg}{Sec}$ وذلك نتيجة لانخفاض الحمل الحراري المطبق على المحرك وادى هذا التخفيض في معدل التدفق والمحافظة عليه الى المحافظة على درجة حرارة سائل التبريد ضمن المجال المطلوب حتى الفترة 800 ثانية عندها تم تطبيق حمل حراري قدره 35 KW مما أدى الى ارتفاع معدل تدفق المياه عبر المضخة حتى $1 \frac{Kg}{Sec}$ وذلك للمحافظة على درجة حرارة سائل التبريد ضمن القيم المناسبة.



الشكل (11) محاكاة معدل تدفق الهواء من خلال مروحة المبرد

يمثل الشكل السابق معدل تدفق الهواء عبر مروحة المبرد حيث نلاحظ أنه عند بداية المحاكاة كان معدل تدفق الهواء عبر المروحة يساوي $0 \frac{Kg}{Sec}$ وبسبب تطبيق الحمل الحراري العالي حتى الفترة 200 ثانية على المحرك وتجاوز درجة الحرارة الفعلية درجة الحرارة المطلوبة لسائل التبريد ومحافظة المضخة خلال هذه الفترة على طاقتها القصوى وأيضا كون الصمام مفتوحا بالكامل كان لابد من عمل المروحة لكي توازن النظام في عملية التحكم بدرجة حرارة سائل التبريد حيث عملت المروحة خلال هذه الفترة بطاقة مرتفعة وكان معدل التدفق عبر المروحة يبلغ حوالي $1.6 \frac{Kg}{Sec}$ مما أدى الى ضبط درجة الحرارة الفعلية لسائل التبريد والمحافظة على فرق يبلغ حوالي $1.5 K$ وبعد مرور زمن قدره 200 ثانية تم تطبيق حمل حراري على المحرك يبلغ حوالي $40 Kw$ أي تم تخفيض الحمل الحراري مما أدى على الفور الى تخفيض معدل تدفق الهواء عبر المروحة وذلك من أجل تخفيض الطاقة الكهربائية المستهلكة من قبل المروحة حيث تعتبر المروحة أكثر مكون يستهلك الطاقة الكهربائية في النظام مقارنة مع المكونات الكهربائية الأخرى وبعد مرور زمن قدره 300 ثانية من بداية الفترة السابقة تم تطبيق حمل حراري $20 Kw$ والذي يعتبر حمل حراري منخفض مقارنة مع الأحمال السابقة حيث أدى ذلك أيضا الى انخفاض تدفق الهواء عبر المروحة الى حوالي $0.3 \frac{Kg}{Sec}$ وكان هذا أخفض معدل تدفق للهواء عبر المروحة خلال زمن المحاكاه وعند زمن قدره 800 ثانية من بداية المحاكاة تم تطبيق حمل حراري قدرة $35 Kw$ مما أدى الى ارتفاع معدل تدفق الهواء عبر المروحة الى $1 \frac{Kg}{Sec}$ وذلك من أجل المحافظة على درجة حرارة سائل التبريد ضمن المجال المطلوب.

نلاحظ أن معدل تدفق الهواء يتراوح بين $(0.3 - 1.8) \frac{Kg}{Sec}$ وبالتالي تعمل مروحة المبرد بجهد أقل من مضخة المياه والتي تعتبر مثالية لتقليل الطاقة.

عند دراسة درجة حرارة سائل التبريد لمحرك الاحتراق الداخلي، غالبًا ما يُفضل التركيز على أحمال المحرك المتغيرة على سرعات السيارة المتغيرة. حيث في البداية يجب فهم حمل المحرك مقابل سرعة السيارة

1- حمل المحرك: يشير هذا إلى الحمل الواقع على المحرك، والذي يمكن أن يتأثر بعوامل مثل موضع الخانق، وكمية الوقود الذي يتم احتراقه، والعمل الميكانيكي الذي يتطلبه المحرك. يؤثر حمل المحرك بشكل مباشر على كمية الحرارة المتولدة في عملية الاحتراق.

2- سرعة المركبة: تشير إلى مدى سرعة تحرك المركبة. في حين أن سرعة السيارة تؤثر على تشغيل المحرك (السرعات الأعلى تعني عمومًا عدد دورات أعلى في الدقيقة وربما أحمالاً أعلى)، إلا أنها مقياس غير مباشر لضغط المحرك وتوليد الحرارة. وتتأثر سرعة السيارة أيضًا بعوامل خارجية مثل مقاومة الرياح وانحدار الطريق ونسب التروس.

وبالتالي نركز على أحمال المحرك المتغيرة بسبب علاقتها المباشرة بتوليد الحرارة حيث ترتبط أحمال المحرك الأعلى بشكل مباشر بزيادة احتراق الوقود وبالتالي توليد حرارة أكبر. تعطي دراسة حمل المحرك فهمًا مباشرًا لكمية الحرارة التي ينتجها المحرك في أي وقت. في حين أن السرعات الأعلى يمكن أن تشير إلى أحمال أعلى، إلا أنها لا تقدم بالضرورة صورة واضحة عن إجهاد المحرك. على سبيل المثال، السيارة التي تسير بسرعة عالية على منحدر قاس قد يكون حمل محركها أقل مقارنة بسيارة تتسارع صعودًا بسرعة أقل. وأيضًا يمكن أن تختلف أحمال المحرك بشكل كبير عند السرعات المنخفضة للمركبة (على سبيل المثال، الاستخدام المكثف لمكيف الهواء أو تسلق تلة بسرعة منخفضة). يمكن أن تؤدي ظروف قيادة معينة (على سبيل المثال، سحب مقطورة لأعلى) إلى زيادة أحمال المحرك عند سرعات السيارة المنخفضة نسبيًا وبالتالي توفر دراسة درجة حرارة المحرك تحت أحمال المحرك المتغيرة المزيد من البيانات المباشرة وذات الصلة لفهم وإدارة السلوك الحراري لمحرك الاحتراق الداخلي. فهو يسمح بتصميم وتحسين أنظمة التبريد ومكونات المحرك والأداء العام بشكل أفضل

وتم حساب متوسط الطاقة المستهلكة من قبل المشغلات باستخدام المعادلة (14) والثابت التالية:

$$A_f = 114 [mm^2], A_c = 1,14 [mm^2], \rho_f = 1,2 [Kg/m^3],$$

$$\rho_c = 1000 [Kg/m^3], P_v \cong 0$$

يحسب متوسط الطاقة المستهلكة من قبل مشغلات النظام خلال الوقت $T = 20$ دقيقة.

يتم إجراء قياس القوة لمدة المحاكاة (T) باستخدام طريقة شبه منحرف للتكامل. وتعتبر الطاقة التي يستهلكها الصمام الكهربائي صغيرة جدًا لذا يتم إهمالها.

الجدول (1) تم تلخيص المحاكاة في الجدول التالي لمقارنة استراتيجيات وحدة التحكم مع دراسة مرجعية سابقة [14]

جدول (1) ملخص مقارنة طرق المحاكاة

نموذج المحاكاة	الخطأ [K]	الطاقة $P_M [W]$
المحاكاة المستخدمة في البحث	0.716	164.49
التحكم التكميلي	1.003	188.80
التحكم القوي	0.905	177.95

تعتبر استراتيجية التحكم المنفذة هي الأفضل حيث تمت مقارنة الاستراتيجية لدينا باستراتيجيات سابقة قدمت في دراسة مرجعية [14] حيث كانت الثوابت والشروط الأولية هي نفسها المتبعة في دراستنا وكمية الحرارة المطبقة هي نفسها حيث تجمع استراتيجية التحكم المتبعة بين نقاط القوة في كل من أساليب التحكم التكميلية والقوية مع توفير منهج منظم مناسب بشكل خاص للأنظمة غير الخطية المعقدة. وذلك بسبب قدرتها على التعامل مع اللاخطية بشكل مباشر، ودمج المتانة في مواجهة حالات عدم اليقين، والتكيف مع الظروف المتغيرة وهذه الأسباب تجعلها استراتيجية تحكم قوية ومتعددة الاستخدامات لمجموعة واسعة من التطبيقات.

كلما زادت درجة حرارة سائل التبريد عن 90 °C سوف يؤدي ذلك الى انخفاض CO_2 و HC وبالمقابل سوف يرتفع NOx [15] وفي هذا البحث بمقارنة حالة المكونات التقليدية مع المكونات الكهربائية وجدنا أن درجة حرارة المحرك بقيت محدودة بالقرب من درجة الحرارة المثالية 91°C أما في الحالة التقليدية فإن درجة الحرارة لم تصل إلى الدرجة المطلوبة وقيمت أخفض من 90 °C بسبب الروابط الميكانيكية بين المضخة والمروحة والمحرك.

الاستنتاجات والتوصيات:

الاستنتاجات:

في هذه الدراسة، تم تجميع مجموعة من مكونات نظام التبريد المعتمدة على محرك كهربائي مؤازر والتحكم فيها باستخدام تقنية التحكم غير الخطية المعتمدة على Lyapunov. تم دراسة خوارزمية التحكم باستخدام اختبارات المحاكاة وبشكل عام، تعتبر استراتيجية التحكم في هذا البحث هي الأفضل عند مقارنتها باستراتيجيات التحكم في الدراسة المرجعية حيث تبين انها: _ حققت تحسن بإشارة خطأ التتبع بمقدار 38.58% بالمقارنة مع استراتيجية التحكم adaptive control و 28.9% بالنسبة لrobust control. _ بالنسبة لاستهلاك الطاقة أيضا أظهرت تحسنا بمقدار 15.66% و 7.922% بالنسبة لrobust و adaptive على التوالي.

التوصيات:

- 1- تم محاكاة أحداث الاحتراق بشكل أساسي من خلال توفير حمل حراري ثابت لسائل التبريد ولكن في المحرك الفعلي، -تدخل العديد من المتغيرات في مقدار الحرارة التي يتم إدخالها إلى سائل التبريد وهي بالتأكيد ليست ثابتة لذلك ولزيادة فعالية أدوات التحكم والمشغلات، يجب إجراء الاختبار على محرك فعلي.
- 2- تم إجراء الجزء الأكبر من هذا البحث في درجات حرارة التشغيل المحيطة من الناحية المثالية، يجب اختبار درجات الحرارة المرتفعة والمجمدة لرسم خريطة كاملة لأداء أنظمة الإدارة الحرارية.
- 3- لم يتم دراسة كمية الحرارة المنتقلة إلى غرفة القيادة ولزيادة دقة وفعالية المحاكاة يجب إضافة نموذج يعبر عن كمية الحرارة المنقولة عبر سائل التبريد إلى مقصورة القيادة
- 4- اختبار استجابة نظام التبريد باستخدام برامج محاكاة مختلفة ك Ansys و solid works واستخدام متحكمات أكثر تطوراً PID أو الذكاء الصناعي أو المنطق الضبابي

References:

- [1] Visnic, B. Thermostat, thy days are numbered, *Wards Auto World*, Jun 2001, vol. 37, no. 6, pp. 53–54.
- [2] Barron, B. The role of electronic controls for future automotive mechatronic systems, *IEEE/ASME Trans, Mechatron*, Mar 1996, vol. 1, no. 1, pp. 80–88.
- [3] Wagner, J. Enhanced automotive engine cooling systems, A mechatronics approach, 2002, vol. 28, no. 1/2/3, pp. 214–240.
- [4] Zou, X, Jordan, A, Shillor, M. A dynamic model for a thermostat, *J. Eng. Math*, 1999, vol. 36, pp. 291–310.
- [5] Fairbanks, W. The diesel engine's challenge in the new millennium, in *Proc. 6th Diesel Engine Emissions Reduction Workshop*, Aug 2000.
- [6] Wagner, R, Srinivasan, V, Dawson, M. Smart Thermostat and Coolant Pump Control for Engine Thermal Management Systems, *Soc. Automot. Eng.*, SAE paper 2003-01-0272, 2003.
- [7] Salehi, H. Experimental and simulation study of an automobile cooling system Performance improvement using passive flow control, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, December 2023.
- [8] Amaechi, O. Effect of heat Expansion in an Internal combustion Automotive Engine, *The International Journal of Engineering and Science (IJES)*, 2016, Volume. 5, Issue. 1, Pages PP 30-35.
- [9] Caresana, F. Numerical method for assessing the potential of smart engine thermal management: Application to a medium-upper segment passenger car, *ScienceDirect*, 2011.
- [10] Jung Woo Sohn. A Novel Active Cooling System for Internal Combustion Engine Using Shape Memory Alloy Based Thermostat, *journal sensor*, 2023
- [11] Agarwal, N. Control-Oriented Modeling of an Automotive Thermal Management System, *ScienceDirect*, 2012, Volume 45, Issue 30, Pages 392-399
- [12] Burke, R. The Effects of Engine Thermal Conditions on Performance, Emissions and Fuel Consumption, *SAE International*, 2010.

- [15] Kyung.wo Choi, Hyung. Investigation of Emission Reduction Effect by Controlling Cooling System in a Diesel Engine, *SAE International*, 2007

