استخدام عناصر اهتزازية حديثة في أنظمة التسخين والتبريد

د.محمد إبراهيم خنيسي*

(قبل للنشر في 1998/6/17)

❐ ملخص ❐

يتناول البحث دراسة ديناميكية لنموذجي آلة مكبسية عندما تعمل في نظام عمل كمضخة حرارية وآلة تبريد لا تستخدم الفريون الذي يضر بطبقة الأوزون في طبقات الجو العليا.

يمكن استخدام هذه الدراسة من أجل التصميم الأول التجريبي لمثل هذه الآلات والتي تنقل الحرارة من مستوى حراري إلى آخر مرتفع أو العكس حسب نظام العمل وهي آلات ممتعة للغاية عندما تستخدم كمضخة حرارية حيث يتحقق الاقتصاد في الوقود والطاقة لأن جزءاً كبيراً من الحرارة يؤخذ من الوسط الخارجي (بحيرة – هواء – أرض).

* كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية – جامعة تشرين – اللاذقية – سوريا.

مجلة جامعة تشرين للدراسات والبحوث العلمية - سلسلة العلوم الهندسية المجلد (20) العدد (6+7) 1998
Tishreen University Journal for Studies and Scientific Research –Engineering Science Series Vol. (20) No (6+7) 1998

USING MODERN VIBRATIONAL ELEMENTS IN HEATING AND COOLING SYSTEMS

Dr. Khnissi Mohammad*

❐ ABSTRACT ❐

This paper presents a dynamic study of two types of a piston machine when functioning in a working-system as a heat pump and a cooling machine that does not use fraion gas.

This study could be used for the experimental preliminary designing of such machines, which change heat from a particular level to a higher one, or vise versa, a cording to the working-system. These machines could really be useful when used as heat pumps as they provide a notable economy in petrol and power. This is due to the fact that a large amount of heat can be acquired from external surroundings (a lake, air, the ground, etc).

*Electrical Engineering – Tishreen University – Lattakia - Syria.

مقدمة:

نظراً للتطور السريع في مجال تصميم آلات جديدة أكثر اقتصادية وأكثر حماية للبيئة، فإن هذا البحث يتناول دراسة ديناميكية لآلات ستيرلينغ الحرة المكابس عندما تعمل في نظام عمل كمضخات حرارية وآلات تبريد لا تستخدم الفريون وقد تم تحديد القيم الضرورية لزوايا فرق الصفحة من أجل نسب انضغاط مختلفة بالاعتماد على دراسة دارة ستيرلينغ الترموديناميكية المثالية وذلك بطريقة نشر حركة انتقال المكابس في حيزي الانضغاط والتمدد وفق سلسلة فوريه.

تم تشكيل المعادلات التفاضلية للحركة من أجل نظامين اهتزازيين رباعي الكتل وثنائي الكتل، ومن ثم حل هذه المعادلات التفاضلية (أو الموديل الرياضي) بوساطة الحاسوب.

كما تم الحصول على علاقات التوابع الانتقالية وزوايا فرق الصفحة باعتماد برنامج بحث مجال المتغيرات ليصار إلى إيجاد القيم الديناميكية لمخططات الآلتين المقترحتين (رباعية الكتل وثنائية الكتل). واللتين تؤمنان تحقيق دارة ستيرلينغ الترموديناميكية المعروفة في آلة ستيرلينغ المكبسية، يمكن استخدام الطريقة المقترحة من أجل التصميم الأولي التجريبي لمثل هذه الآلات.

إلى جانب محركات الاحتراق الداخلي، والعنفات البخارية والغازية هناك نوع من الآلات المكبسية الحرارية الغازية ذات الاحتراق الخارجي يحقق دارة ستيرلينغ الترموديناميكية وهو معروف تحت اسم ستيرلينغ[1]. تملك الآلات الحرارية التي تعمل وفق دارة ستيرلينغ الترموديناميكية آفاق تطور واسعة لاستخدامها كآلات تبريد بدون فريون ومضخات حرارية وهذا ما يعتبر مسألة هامة من أجل حماية البيئة حيث يمكن الابتعاد عن استخدام الفريون الذي يضر بطبقة الأوزون[2].

كما أن استخدام الآلات الحرة المكابس لهذه الغاية يسمح بتبسيط الحلول التقنية المعقدة والتي تظهر عند استخدام ميكانيزمات معروفة (آلية الذراع والمرفق) واستخدام عناصر اهتزازية حديثة بدلاً عنها.

إن استخدام الوصلة المغناطيسية في مثل هذه الآلات لتنظيم زاوية فرق الصفحة ولمنع تصادم المكبسين العامل والمزيح يعتبر اتجاهاً متطوراً في مجال إنشاء آلات النموذج الجديد والتي تعمل وفق دارة ستيرلينغ الترموديناميكية العكسية.

يدرس هذا البحث آلة ستيرلينغ الحرة المكابس والتي فيها الحركة الترددية للعناصر توافق دارة ستيرلينغ الترموديناميكية المعروفة ويتم ذلك بتتابع التأثير المتبادل لهذه العناصر مع قوى المرونة للجسم العامل بدون وصلة ميكانيكية بين المكبسين العامل والمزيح.

إن أهم محاسن هذه الآلات هي بساطة الحركة والتصميم وقدرتها على الإقلاع الذاتي.

يهدف البحث إلى إنشاء أنظمة اهتزازية ميكانيكية رباعية الكتلة وثنائية الكتلة عن طريق بحث مجال العناصر الديناميكية لآلات ستيرلينغ الحرة المكابس والتي تعمل وفق دارة ستيرلينغ الترموديناميكية في نظام عمل كمضخات حرارية وآلات تبريد، كما في عمل (أوكر)[3].

يبين الشكل (1) دارة ستيرلينغ المثالية بالنسبة للزمن، حيث توضح المخططات $1_C, 2_C, 3_C$ مسار مكبس حيز الانضغاط بينما $1_E, 2_E, 3_E$ تشير إلى مسار مكبس التمدد من أجل نسب انضغاط مختلفة.

δa: نصف المسار.

T: دور الحركة ويقاس بالثانية.

نجري تسامح وهو بأن الحجوم الميتة = الصفر، عندئذٍ من المخططات من أجل سرعة واحدة للحركة على المسارات المباشرة والعكسية وبالمطابقة نجد:

المخطط (1): فإن نسبة الانضغاط $\alpha = 2$.

المخطط (2): فإن نسبة الانضغاط $2 < \alpha < \infty$.

المخطط (3): فإن نسبة الانضغاط $\alpha = \infty$.

نحدد الدور على أنه مجموعة أزمنة: المسار المباشر + التوقف + المسار العكسي.

أي: $T = t_{dir} + t_{stop} + t_{inve}$

وبالتالي من أجل المخطط (1) لدينا:

$$t_{dir} = t_{inve} = 2/5T$$

$$t_{stop} = 1/5T$$

من المخطط (2) لدينا:

$$t_{dir} = t_{inve} = 1/3T$$

من المخطط (3) لدينا:

$$2/5T \geq t_{dir} = t_{inve} \geq 1/3T$$

$$T/5 < t_{stop} < T/3$$

من أجل حركة توافقية (Harmonic Motion) للمكابس فإن كل مجال الدارة يحقق المقاطع المحددة في الوقت نفسه وفي أكثر المخططات الكينماتيكية لآلات ستيرلينغ فإن حركة المكابس تعتبر توافقية وبالتالي من تحليل المخططات السابقة تيمكن تحديد زاوية فرق الصفحة بوساطة النسبة بين الحركة في حيزي الانضغاط والتمدد عن طريق نشر هذه المخططات وفق سلسلة فورييه وتحديد المكونات التوافقية الأولية وهذا التحليل تم إجراؤه من أجل المخططات (1) و(3) وتم تحديد مجال زاوية فرق الصفحة.

نفرض بأن: $\delta a = 1, t = \varphi, T = 2\pi$

من المخططات 1_C يمكن أن نكتب للمطال الأول sin & cos بعد النشر وفق سلسلة فورييه:

$$a_{1_C} = \frac{1}{\pi}\int_0^{4\pi}\left(-1+\frac{5\varphi}{2\pi}\right)\sin\varphi d\varphi + \frac{1}{\pi}\int_{4\pi/5}^{6\pi/5}\cos\varphi d\varphi + \frac{1}{\pi}\int_{6\pi/5}^{2\pi}\left(1-\frac{5\varphi}{8\pi}\right)\cos\varphi d\varphi$$

$$b_{1_C} = \frac{1}{\pi}\int_0^{4\pi}\left(-1+\frac{5\varphi}{2\pi}\right)\sin\varphi d\varphi + \frac{1}{\pi}\int_{4\pi/5}^{6\pi/5}\sin\varphi d\varphi + \frac{1}{\pi}\int_{6\pi/5}^{2\pi}\left(1-\frac{5\varphi}{8\pi}\right)\sin\varphi d\varphi$$

$$tg\varphi_1 = \frac{b_1 c}{a_1 c}$$

$$\varphi_1 = arctg\varphi_1 = -8^\circ$$

بالتشابه من أجل مخطط التمدد نحصل على:

$$\varphi_2 = 121^\circ$$

وبالتالي فإن زاوية فرق الصفحة هي:

$$\Phi = \varphi_1 - \varphi_2 = -8 - (-121) = 113^\circ$$

بعد ذلك ندرس المخطط رقم (2) أي تغير زاوية الصفحة وبتسامحات مشابهة لدينا:

$$tg\varphi_1 = \frac{b_{2_C}}{a_{2_C}}$$

$$\varphi_1 = arctg\varphi_1 = 69^\circ$$

$$\varphi_2 = -152^\circ$$

وبالتالي فإن فرق الصفحة يكون:

$$\Phi = \varphi_1 - \varphi_2 = -69^\circ + 152^\circ$$

بهذا الشكل فإن مجال تغير الصفحة الحقيقي من أجل نسب مختلفة للانضغاط يكون من 115° : 80.

هذه النتائج تم الحصول عليها باستخدام نظام الحسابات التحليلي REDUSE (CAB)[4].

بتحليل مخططات الآلات الحرة المكبسية ذات الوصلة المغناطيسية بين المكبسين العامل والمزيح يمكن دراسة الأنظمة الميكانيكية التالية:

1- مخطط رباعي الكتلة: الشكل (2)

يتمتع هذا المخطط بوجود وصلة مرنة بين حيزي التمدد والانضغاط، يتألف الهيكل من كتلتين أساسيتين m_1 والتي تتصل بمنبع للقوة التحريضية الخارجية، و m_2 المرتبطة بـ m_1 بوساطة النابض ذي الصلابة $F(t),k_{12}$ مولد الاهتزاز.

المكبس العامل يعبر عنه بالكتلة m_3.

المكبس المزيح يعبر عنه بالكتلة m_4.

نابض غازي ذو صلابة k_{gc} بين m_1 و m_3.

نابض غازي ذو صلابة k_{gc} بين m_2 و m_4.

وبين m_3 و m_4 يوجد وصلة مغناطيسية ذات صلابة K_M وعامل إخماد C_M، والتي تعبر عن الخواص الاهتزازية للوصلة المغناطيسية. إن مسألة جهاز مولد الاهتزاز لم تدرس، ونعبر بأن مولد الاهتزاز هذا يعطي حركة هرمونية للهيكل بتردد معين وبمطال معين فمن أجل التردد 10 هرتز يمكن أن يكون مولد الاهتزاز هيدروليكي ومن أجل تردد 50 هرتز يمكن أن يكون كهرومغناطيسياً.

2- مخطط ثنائي الكتلة:

من أعمال وليام بيل يتضح إمكانية استخدام مولد اهتزاز يرتبط بشكل مباشر مع أحد المكبسين ويبقى الهيكل ثابتاً في هذه الحالة يقترح المخطط الموضح على الرسم (3) حيث أن الهيكل m_1 ثابت وتوضع القوة $F_{(t)}$ أي مولد اهتزاز إلى الكتلة m_3 مباشرة.

C_{gc} التأثير المتبادل بين m_3 والهيكل m_1.

C_{gE} التأثير المتبادل بين m_4 والهيكل m_1.

M_3 و m_4 ترتبطان بوساطة الوصلة المغناطيسية ذات الصلابة K_M وعامل الإخماد C_M والتي هي عبارة عن مغناطيس أحادي القطبية SS أو NN ومولد الاهتزاز في هذه الحالة يجب أن يكون كهروميكانيكي لذلك فإن التردد 50Hz يعتبر مناسب جداً، يمكن اعتماد ما يلي من أجل المخططات السابقة الموضحة في البحث[5]:

1- الموديل المعتمد خطي حيث هذا التسامح لا يأخذ بعين الاعتبار التغير اللاخطي المستمر للصلابات K_{gc} وK_{gE}، والتغير المستمر لكتلة الغاز في كل حيز من جراء التسرب خلال معيد التوليد والطبيعة اللاخطية لتأثير القوة المغناطيسية، بعد حل مسألة تركيب البارامترات الديناميكية هذه علماً بأن الاعتبارات القادمة يمكن أن تنفذ في عملية تجريب الآلة المقترحة. والتي يعبر عنها بواسطة جملة المعادلات التفاضلية السابقة وعبارات القيم المعيارية الضرورية من أجل حل مسألة إيجاد الحل الأمل.

تكتب معادلات الحركة من أجل الموديل رباعي الكتلة بالمعادلات التفاضلية التالية:

$$m_1 x_1'' + k_{gc}(x_1 - x_2) + k_{12}(x_1 - x_2) = F_{(t)}$$
$$m_2 x_2'' + k_{gE}(x_2 - x_4) + k_{12}(x_2 - x_1) = 0$$
$$m_3 x_3'' + k_{gc}(x_3 - x_1) + C_M(x_3' - x_4') + k_M(x_3 - x_4) = 0$$
$$m_4 x_4'' + k_{gE}(x_4 - x_2) + C_M(x_4' - x_3') + k_M(x_4 - x_3) = 0$$

حيث:

K_{gc}: صلابة النابض في حيز الانضغاط.

K_{gE}: صلابة النابض الغازي في حيز التمدد.

K_M: صلابة الوصلة المغناطيسية.

C_M: ثابت إخماد الوصلة المغناطيسية.

K_{12}: صلابة الوصلة المرنة بين الأسطوانتين الأولى والثانية.

هذه المعادلات تكتب بالشكل الجبري بمساعدة تحويل لابلاس AX=F.

من أجل الحصول على العلاقات النهائية من الضروري اعتماد الانتقالات النسبية كما في المخطط بربط تغير حجوم حيزي الانضغاط والتمدد.

ثم باعتماد اتجاهات محددة $\delta_1, \delta_2, \delta_3$ ضرورية من أجل المطابقة مع عملية تحديد زاوية فرق الصفحة.

$$x_1 = x_1$$
$$x_2 = x_1 - \delta_1 + \delta_2 - \delta_3$$
$$x_3 = x_1 - \delta_1$$
$$x_4 = x_1 - \delta_1 - \delta_3$$

من المعادلات المتريسية تم تحديد المتريس Δ والذي يحتوي على العبارات الضرورية من أجل إيجاد الحل الأمثل:

$$\Delta = (A.B)^{-1}.f \Rightarrow B^{-1}.A^{-1}, F$$

من أجل الموديل ثنائي الكتلة يعبر عنه رياضياً بالمعادلات التالية التفاضلية:

$$m_3\delta_1'' + (k_{gc} + k_M)\delta_1 - k_M\delta_2 + C_M(\delta_1' - \delta_2') = F_{(t)}$$
$$m_4\delta_2'' + (k_{gc} + k_M)\delta_2 - k_M\delta_1 + C_M(\delta_2' - \delta_1') = 0$$

تملك الحلول الممكنة للنظام ثنائي الكتلة الطبيعة نفسها كما في حالة نظام رباعي الكتلة.

الاستثناء الوحيد هو أن الانتقالات δ_1, δ_2 انتقالات مطلقة، بإصلاح المعادلات الأساسية السابقة، وحل المعادلات المتريسية، وتحديد التابع الانتقالي $W_{(s)}$، وسرعة حركة الاسطوانة الأولى V_1 وأيضاً القيم المعيارية التي تصف النظام السابق باستخدام نظام الحسابات التحليل REDUSE والتي تعطي إمكانية الحصول على العلاقات بواسطة الكمبيوتر الشخصي بشكل عام لأجل التابع الانتقالي للنظام لدينا:

$$W_{(s)} = \frac{\delta_{1(s)}}{\delta_{2(s)}}$$

وأيضاً من أجل سرعة حركة الاسطوانة الأولى:

$$V_1 = S.X_1$$

تحل المسألة بشكل جزئي أي في المرحلة الأولى تحدد عبارات التابع الانتقالي $W_{(s)}$ & V_1.

نجري تحويل لابلاس S = J(W).

نجزئ القسم التخيلي والحقيقي ونحدد زاوية الطور φ.

فيما بعد تبقى مسألة اختيار المعطيات للأنظمة الميكانيكية الاهتزازية التي تؤمن العلاقات التحريكية والحركية الضرورية لتحقيق النماذج السابقة والتي بواسطتها تتحقق دارة ستيرلينغ الترموديناميكية.

إن حل مسألة تركيب المعطيات للأنظمة الميكانيكية المقدمة مع الأخذ بعين الاعتبار تحقيق كافة المتطلبات بشكل مجموعة القيم المعيارية والتي تؤمن عن طريق بحث مجال المتغيرات طريقة (ستاتنيكوف.ر.ب)[6]. هذه الطريقة مبنية على أساس تنظيم برنامج من أجل الحل الأمثل لمسألة التركيب الديناميكي لهذه المعطيات في مجالات متعددة الأبعاد في الأنظمة الميكانيكية المقترحة ندرس مسألة التركيب من أجل نظام رباعي الكتلة، إن هدف مسألة التركيب تكمن في اختيار مثل هذه البارمترات والتي بواسطتها تتحقق دارة ستيرلينغ الترموديناميكية من أجل النظام السابق تؤثر القوة: $F_{(t)} = F_0\cos(\omega.t)$ على الهيكل (الكتلة m_1) إن مطال القوة $F_{(t)}$ هو F_0 ويمكن كتابته على الشكل التالي:

$$F_0 = F_0' + F_0''$$

حيث أن F_0' تضيع في اهتزاز النظام ككل.

بينما F_0'' هي التي تحقق العمل المفيد أي تعطي الطاقة للحمل.

وبالتالي هي الاستطاعة الضائعة من أجل تدوير مولد الاهتزاز المربوط مع الكتلة m_1 وتحدد بالشكل:

$$N_{vib} = F_0' R_e V_{1(W)}$$

حيث $V_{1(W)}$ السرعة التي يتحرك بها الهيكل m_1 بعد إجراء تشكيل فوريه، من أجل تقليل الضياعات الطاقية أي Emin بالنسبة للقوة F_0' للآلة يجب أن تعمل في حالة الطنين أي $ReV_{1(W)}$ يجب أن تكون وقدر الإمكان قليلة اعتماداً على حل المعادلات والتي تصف ديناميك آلة ستيرلينغ الحرة المكبسية تأخذ الشكل:

$$T^2_{(W)} > 1$$

$$\varphi_{(W)} \to 110^\circ$$

$$Re V_{1(W)} \to \min$$

من أجل أن يكون ديناميك الآلة السابقة متوافق مع دارة ستيرلينغ الترموديناميكية، موديل التابع الانتقالي، زاوية فرق الصفحة يجب أن تتطابق مع الحدود الوظيفية.

$$0.9 \le T_{2(W)} \le 1.1$$

$$80^\circ \le \varphi_{(W)} \le 115^\circ$$

انطلاقاً من الخصائص الفيزيائية لآلة ستيرلينغ من أجل تردد 10 هرتز فإن الحدود البارمترية تصاغ من بارامترات متغيرة (باراليليبيد $\prod_1$) الجدول (1) حيث أن كتل الاسطوانات m_1, m_2 كانت متساوية وبالتالي فإن التغير يحصل فقط في m_1 أي دراسة وبحث مجال المتغيرات في الباراليليبيد المتشكلة في عملية إيجاد الحل الأمثل $\prod_2$, $\prod_3$ الجدول (1) والتي أدت إلى إيجاد 4 معطيات لموديلات مثالية تحقق المعايير الوظيفية وتعتبر حلولاً للمسألة المدروسة، حيث رقم وبارامترات الموديل موضحة في الجدولين (2،3).

نضع في الباراليليبيد $\prod_1$ القيم العددية الناتجة المثالية للبارمترات ويوضح ذلك الشكل (4) من أجل التردد 50Hz للقوة المحرضة $F_{(t)}$، اعتماداً على نظرية التشابه[7] وعلى أساس الباراليليبيد $\prod_3$ تم تشكيل الباراليليبيد $\prod_4$. الجدول (1) الذي تم الحصول عليه بواسطة 4 معطيات للموديلات المثالية والتي تحقق الحدود الوظيفية الجداول (2،3) وتركيب آلة ستيرلينغ الحرة المكبسية تنتهي بتحديد القيم العددية لـ F_0', F_0'' والمخمد $C = F_0''/V_1$ والتي يعبر عنها بالجدول (4) عند ذلك من أجل التردد (10) هرتز فإن استطاعة الآلة 90 وات (WATT) بينما من أجل التردد 50 هرتز فإن الاستطاعة 11250 وات، وعند تركيب آلة ستيرلينغ الحرة المكبسية للنظام ثنائي الكتلة فإن الترددين 10 هرتز و50 هرتز للقوة المحرضة (مولد الاهتزاز) تبحث وفق عملية بحث مجال المتغيرات بطريقة مشابهة تماماً كما في حالة النظام رباعي الكتلة.

في النتيجة فإن النظامين الاهتزازيين رباعي الكتلة وثنائي الكتلة وباستخدام طريقة بحث مجال المتغيرات تم الحصول على العلاقات الضرورية التي تحدد كتلة الهيكل وكتل المكابس (العامل والمزيح) أي تحديد m_1, m_2, m_3, m_4 وأيضاً قيم الوصلة المغناطيسية كثابت صلابة الوصلة المغناطيسية K_M وثابت الإخماد المغناطيسي C_M وثابت النابض K_{12} والقوى F_0', F_0''.

ومعنى المخمد C بهذا الشكل يقترح لوغاريتم اختيار البارامترات العاملة للمخططات الديناميكية للآلة الحرة المكبسية والتي تعمل وفق دارة ستيرلينغ في نظام عمل آلة تبريد ومضخة حرارية في مرحلة التصميم الأولي المقترح.

الجدول (1): نظام رباعي الكتلة

	F = 10Hz			F = 50Hz
	π_1	π_2	π_3	π_4
m_1*kg	5	3	3	3
m_1**kg	15	8	8	8
m_3**kg	0.8	0.6	1.25	1.25
m_3**kg	2.2	1.6	1.6	1.6
m_4*kg	0.3	0.15	0.22	0.22
m_4**kg	0.5	0.4	0.32	0.32
Cm*N.sec/m	5	5	2.5	12.5
Cm**N.sec/m	50	30	15	75
Km*N/m	50	300	300	7500
Km**N/m	500	109	550	13750
K_{gE}N/m	9×102	…	9×102	22500
K_{gE}N/m	1.8×109	…	1.8×109	45000
K_{12}*N/m	10^4	5×10^4	4×10^4	10^7
K_{12}**N/m	10^5	10^6	10^6	2.5×10^7

* الحد الأدنى للحدود البارامترية.

** الحد الأعلى للحدود البارامترية.

نظام رباعي الكتل

الجدول (2): (بارامترات الأنظمة)

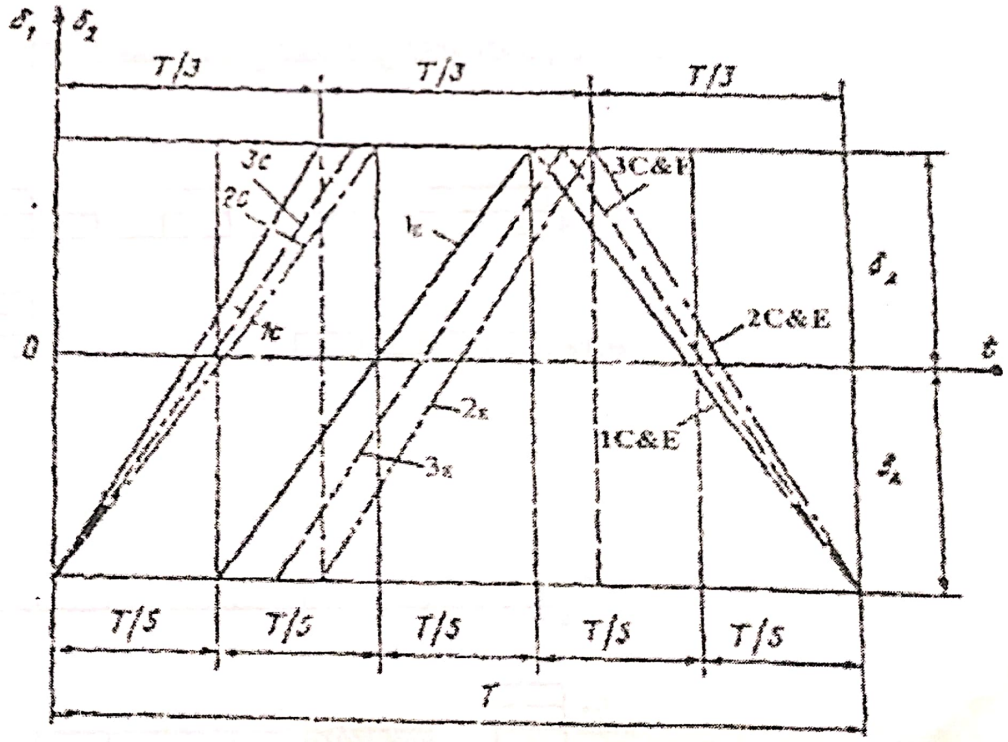
F = 10Hz									
	N	m_1	m_3	M_4	Cm	Km	K_{gE}	K_{gc}	K_{12}
Π_3	529	5.661	1.525	0.256	5.881	368.1	900	1800	8.97×10^5
	1058	4.331	1.486	0.302	5.179	469.3	900	1800	9.53×10^5
	1364	3.833	1.472	0.270	5.399	389.7	900	1800	8.66×10^5
	1966	5.302	1.342	0.277	4.996	383.1	900	1800	6.15×10^5
F = 50Hz									
Π_4	529	5.661	1.525	0.256	29.41	9203	22500	45000	2.24×10^7
	1058	4.331	1.486	0.302	25.90	11733	22500	45000	2.38×10^7
	1364	3.833	1.472	0.270	27.00	9743	22500	45000	1.16×10^7
	1966	5.302	1.342	0.277	24.98	9578	22500	45000	1.45×10^7

الجدول (3): القيم النوعية – نظام رباعي الكتلة

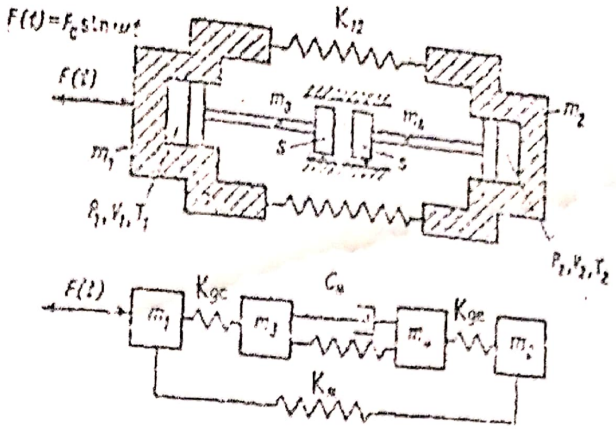
	N	$T^2(W)$	$\varphi_{(W)}$	Rev_1
F = 10Hz				
Π_3	529	1.051	110.24	-0.71×10^{-5}
	1058	0.992	111.04	-0.39×10^{-5}
	1364	1.020	108.98	-0.14×10^{-4}
	1966	0.973	109.34	-0.48×10^{-5}
F = 50Hz				
Π_4	529	1.051	110.24	-0.71×10^{-5}
	1058	0.992	111.04	-0.39×10^{-5}
	1364	1.020	108.98	-0.14×10^{-4}
	1966	0.973	109.34	-0.48×10^{-5}

الجدول (4): دلالات القوى لنظام رباعي الكتلة

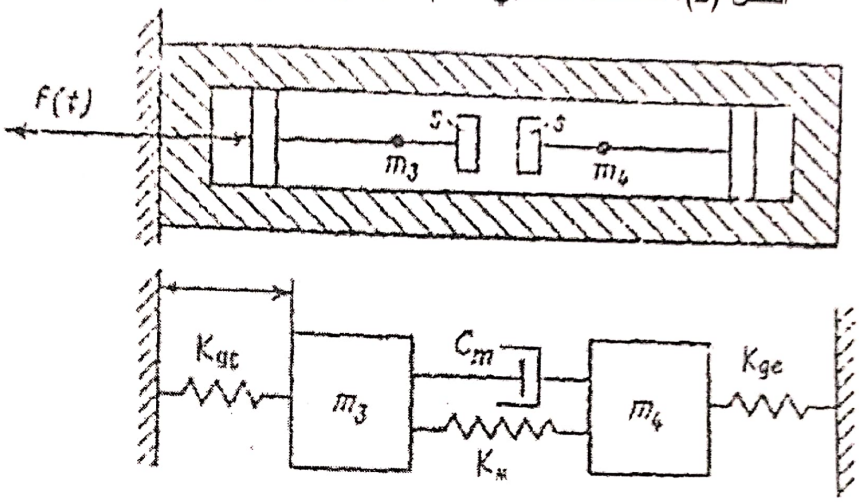
f = 10Hz				f = 50Hz			
N°Model	F_0'	F_0''	C	N°Model	F_0'	F_0''	C
529	272	492	1346	529	6237	11875	6250
1058	204	520	1503	1058	4508	12125	6550
1364	171	505	1420	1364	3915	12636	6550
1966	213	516	1479	1966	5331	12900	7400



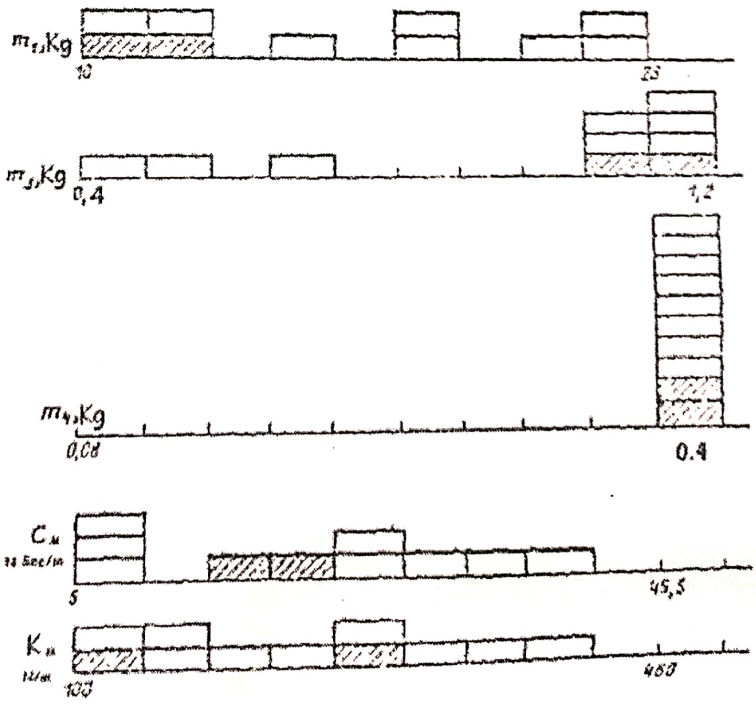
الشكل (1): مخطط تغير الحجوم العاملة في أسطوانتي الانضغاط والتمدد لدارة ستيرلينغ المثالية من أجل نسب انضغاط مختلفة



الشكل (2): المخطط الحسابي لنظام اهتزازي رباعي الكتلة لآلة ستيرلينغ المكبسية.



الشكل (3): المخطط الحسابي لنظام ثنائي الكتلة لآلة ستيرلينغ المكبسية.



الشكل (4): توزع القيم العددية الناتجة للبارامترات المثالية ضمن مجالات التحول.

Reference المراجع

[1]- أوكر. غ. الآلات التي تعمل بدارة ستيرلينغ – موسكو الطاقة 1978–198 صفحة (باللغة الروسية).

[2]- WURM J., FINAST J., ROOSE., STAATS W., stirling and vuileumier heat pumps. desing and application. McGrow-Hill. 1991, 252p.p.

[3]- رادر – ت. خوبر. ش. آلات ستيرلينغ. دار مير 1986، 464 صفحة (باللغة الروسية).

[4]- غورين. ن. سكماخوف.أ – الحسابات التحليلية في نظام راديوس – مينسك العلم والتقنية 1989، 419 صفحة (باللغة الروسية).

[5]- أوكر. غ. محركات ستيرلينغ – موسكو بناء الآلات 1985، 460 صفحة (باللغة الروسية).

[6]- سابول. م. ستاتنيكوف. إ. اختيار المعطيات المثالية في المسائل ذات المعايير المتعددة – موسكو – العلم 1981، 108 صفحات (باللغة الروسية).

[7]- SHOCK AND VIBRATION HANDBOOK. EDITED BY CIRIL. M. HARRIS AND CHARLES E. CREDE. Vol.1, McGrow-Hill. New York, 1961.