تصميم نظام تحكم تقليدي لقيادة الروافع الجسرية

توفيق المسعود* و عمار عبد البر الفاخوري**

* قسم هندسة التصميم والانتاج، كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية، جامعة البعث، الجمهورية العربية السورية، محافظة حمص، Meammar55@hotmail.com

** قسم هندسة التصميم والإنتاج كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية، جامعة البعث، الجمهورية العربية السورية، محافظة حمص

DOI: https://doi.org/10.47372/uajnas.2015.n2.a05

الملخص

أنَّ لعلم التحكم الآلي دوراً أساسياً في تقدم الهندسة والعلوم الحديثة. بالإضافة إلى أهميته الكبيرة في تشغيل سفن الفضاء وتوجيه الصواريخ وعلم الطيران، والأنَ تطبيقات التحكم الآلي أصبحت جزءاً هاماً ومكملاً لمختلف الصناعات و المعدات الهندسية ومنها الروافع الجسرية والتي تُعَّد من التطبيقات الصناعية المهمةوالمستخدمة في نقل الحمولات من مكان إلى أخر, وهي تخدم العمليات الإنتاجية في المصانع من خلال تركيب التجهيزات الصناعية في عمليات تحميل المواد وتفريغها في المستودعات وتعد الروافع عنصراً أساسياً في مكننة العمليات الإنتاجية المتكاملة, و أصبح هذا النوع من الروافع يستخدم بكثرة وسيما عند نقل الحمولات الكبيرة, لذلك برزت أهمية معرفة سلوك هذه الروافع قبل الاستثمار من خلال دراسة اهتزاز الحمولات والعمل على تخفيضها قدر الإمكان عن طريق اختيار سرعة مناسبة للحركة تخفض من تأثير القوى الديناميكية على الهيكل والأجزاء المتحركة للرافعة. ومن هنا أتت الحاجة إلى تصميم أنظمة تحكمية لضبط السلوك الديناميكي لحركة الرافعة الجسرية وتخميد اهتزازات الحمولات باستخدام نظريات التحكم للحصول على الخرج المرغوب وفقاً للمعايير القياسية.

الكلمات المفتاحية: رافعة جسرية، النموذج الرياضي، اهتزاز الحمولات، توليف متحكم PID.

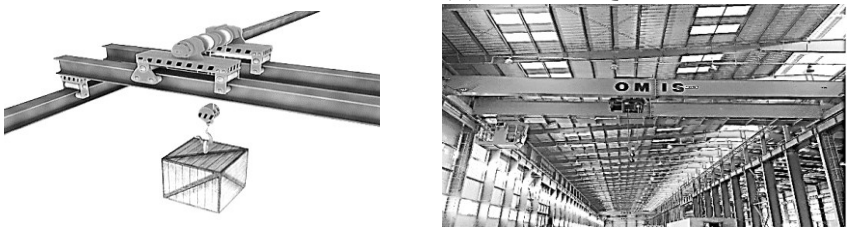
مقدمة:

تُعد الحمولات الديناميكية التي تظهر في الإنشاء المعدني للرافعة في أثناء إقلاع آلية الرفع ذات أهمية كبيرة وبشكل خاص للروافع ذات الفتحة الكبيرة ومسافة الرفع القصيرة، لذلك لا بد أن تتوافر للباحث الحلول التصميمية المثلى للتخفيف من هذه الحمولات مما يضمن تلبية الرافعة لشروط الأداء المطلوبة منها.

تنشأ الحمولات الديناميكية التي تؤثر في عناصر آلية الرفع والإنشاء المعدني للرافعة في حالات مختلفة لعمل الرافعة من أهمها:

1- عند إقلاع محرك آلية الرفع باتجاه رفع الحمولة المعلقة أو تنزيلها.
2- عند إقلاع محرك آلية الانتقال والحمولة معلقة.
3- تظهر عند عمل آليتي الرفع والانتقال في آن واحد.

غير أنَّ المشكلة الكبرى التي يمكن أن نواجهها عند استثمار الروافع ولاسيما في حالة الروافع الجسرية هي اهتزاز الحمولة أثناء عمل هذه الروافع **[1]** الشكل (1).



الشكل (1) اهتزاز الحمولة في الروافع الجسرية

هذه المشكلة يمكن تجنبها بكلفة قليلة قبل تصميم أية رافعة، ولذا فمعالجة هذه المشكلة يكلف اقتصادياً الكثير من المال حين تكون الرافعة منجزة. لأنَّ الإنتاجية العالية عند استثمار الرافعة تتطلب حركة سريعة للحمولة المعلقة والتي يمكن أن تنتج اهتزازاً للحمل أثناء الحركة مما يوجب العمل على تخميد هذه الاهتزازات و تقليل القوى الديناميكية المؤثرة**[10]**.

تبَّين بعد الرجوع إلى الأبحاث المنشورة في هذا المجال أنَّ مسألة الحمولات الديناميكية التي تظهر في الروافع الجسرية تم بحثها وتصميم أنظمة تحكمية من قبل العديد من الباحثين. غير أنَّ هذه الأعمال لم تراع عدداً من العوامل التي تنشأ في الظروف الحقيقية لعمل الروافع ولم لا تدرس الرافعة ككل وإنما تختص بدراسة آلية التحريك فقط ولا تعطي أية أهمية لحركة الرافعة ككل والتأثير الحاصل على عملها.

ففي البحث **[5]** تم نمذجة الرافعة ودراسة حركتها وذلك بعد تثبيت طول الحبل وبالتالي اعتمد البحث على أربعة درجات حرية واقتصرت الدراسة على حركة العربة والجسر فقط وتصميم نظام تحكم من نوع PD.

واعتمد الباحث في البحث **[11]** في النمذجة نموذج مخبري مصغر لرافعة جسرية، ومن ثم عمل على تصميم نظام تحكم PD للموضع فقط من دون السرعة ومعتبراً طول الحبل ثابتاً مما لم يُمكنَّ الباحث من معرفه نتائجه في حال تحريك العربة والجسر والحمولة معاً.

في البحثين **[7]** و**[3]** عمل الباحثان على نمذجة حركة العربة فقط في الرافعة واستنتاج مخططات الحركة وزوايا الاهتزاز وتصميم نظام تحكم PID ونظام Fuzzy PID، ولكنهما أهملا الترابط الميكانيكي بين الأجزاء الأخرى للرافعة كحركة الجسر مع جهاز الرفع ولذا أهمل تأثير زاوية اهتزاز الجسر على العربة.

هدف البحث:

أنَّ اهتزاز الحمولات في الروافع الجسرية تؤدي الى نشوء قوى جديدة تعمل على شد الحبل بالإضافة الى نشوء قوى أخرى تؤثر على كل من العربة والجسر. لذلك كان لابد من الاتجاه نحو تخميد الاهتزازات التي تحصل عند الحركة وسيماعند عمل الأجزاء المتحركة للرافعة بنفس الوقت أي (حركة الجسر والعربة والحمولة معاً). وذلك بتصميم نظام تحكم تناسبي تكاملي تفاضلي (PID) للقيام بنقل الحمولات الى المكان المطلوب.

الجدول(1) مواصفات الرافعة الجسرية المدروسة

العنصر	القيمة
كتلة الحمولة m_Q	10000 Kg
كتلة الجسر m_B	8000 Kg
كتلة عربة الية الرفع m_T	1100 Kg
استطاعة محرك الرفع N	30 KW
عدد دورات محرك الرفع n	905 r.p.m
عزم عطالة محرك الرفع j	0.475 kg.m^2
سرعة رفع الحمولة V_Q	0.26 m/sec
سرعة انتقال الجسر V_B	1.5 m/sec
سرعة انتقال العربة V_T	0.7 m/sec

مواد وطرق البحث:

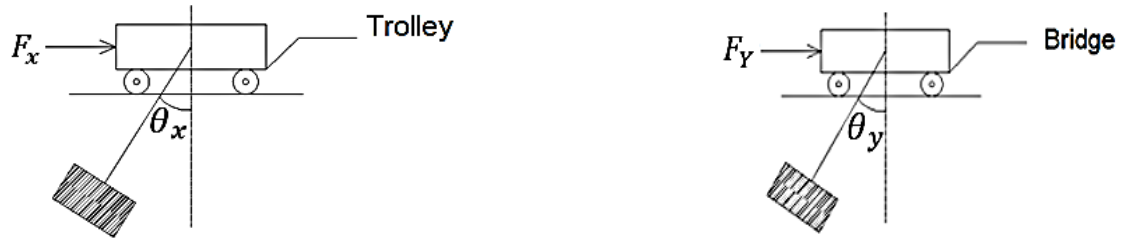
سيتم البحث من خلال بناء نموذج رياضي للرافعة الجسرية ذات المواصفات الموضحة في الجدول(1) ثم حل هذا النموذج عددياً باستخدام برنامج الـ MATLAB وفق بيئة SIMULINK في نظام الحلقة المفتوحة ثم تصميم نظام تحكم(PID) واستنتاج مخططات الانتقال واهتزاز الحمولة لكل حالة من الحالات قبل وبعد التحكم .

النمذجة:

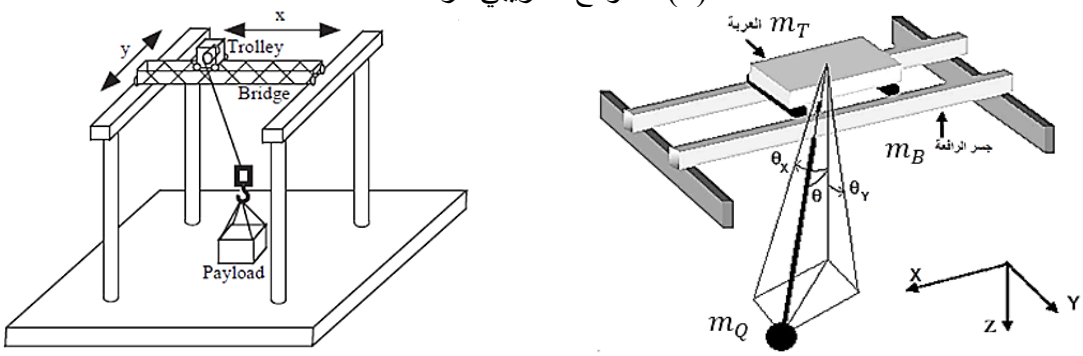
هي عبارة عن جزء من حل المشاكل الهندسية وتهدف إلى إيجاد وصف رياضي للمشكلة لدراسة السلوك الديناميكي لنظام ما بهدف تحسين أداء هذا النظام[9]. يمكن أن نحصل على الوصف الرياضي للأنظمة الهندسية باستخدام قوانين الفيزياء المعروفة ، فالنمذجة توفر في الوقت والمال عند تحسين المنتجات وتطويرها أو في حالة خلق منتجات جديدة من خلال المحاكاة التي تغنينا عن محطات الاختبار المكلفة وتساعد في توضيح الظواهر الفيزيائية (الاهتزازات -الضوضاء) أو التأثيرات غير المرغوبة وتمكننا من تحديد البارامترات الكاملة المطلوبة عند التصميم وبشكل دقيق[6] . وفي هذا البحث سيتم تطبيق النمذجة والمحاكاة الحاسوبية.

استنتاج النموذج الرياضي وإيجاد المعادلات الرياضية:

حتى نقوم بإيجاد المعادلات الرياضية المنُظِمة لحركة هذه الرافعة يجب أولا اختيار النموذج الفيزيائي المشابه للنموذج الحقيقي بشكل دقيق. وقد تم اختيار النموذج الموضح بالشكل(2) والشكل (3).



الشكل (2) النموذج التقريبي للرافعة



الشكل (3) توضع زوايا الاهتزاز والحمولة

يتألف هذا النموذج من هيكل الرافعة الذي يتألف من جسر رئيسي تتحرك على سكة عن طريق العربات الحاملة للجسر وتؤمن حركة الرافعة ككل وذلك عن طريق المحركين الرئيسيين اللذين يولدان القوة F_y وهي القوة اللازمة لتحريك الرافعة، ومن العربة التي تتحرك على سكة متوضعة على الجسر بواسطة أربعة دواليب مقادة بواسطة محركين موزعين على هذه الدواليب ومولدة القوة F_x قوة الدفع اللازمة لدفع العربة.

درجة حرية هذه الرافعة المدروسة خمس درجات كما يأتي:

X: المسافة التي تقطعها العربة.

Y: المسافة التي تقطعها الرافعة.

α: زاوية دوران المحرك المخصص لرفع الحمولة.

θ_x: زاوية انحراف الحبل مع الحمولة على المحور x.

θ_y: زاوية انحراف الحبل مع الحمولة على المحور y.

يتم استنتاج معادلات الحركة لهذه الرافعة باستخدام طريقة لاغرانج وذلك من خلال إيجاد الطاقة الكامنة الكلية والطاقة الحركية الكلية للنظام ثم تطبيق معادلة لاغرانج للحصول على معادلات تفاضلية غير خطية تصف لنا حركة هذه الرافعة والتي تمثل النموذج الرياضي لها ولذا علينا حل هذه المعادلات أو حل النموذج الرياضي للرافعة**[8]**. يتم استنتاج معادلات الحركة لهذه الرافعة باستخدام طريقة لاغرانج **[7]**:

$$\frac{d}{dt}\frac{dT}{dq_i'} - \frac{dT}{dq_i} + \frac{dU}{dq_i} = Q_i \qquad i = 1 \to 5 \qquad (1)$$

المعادلة الأولى بدلالة المتحول $q_i = x \qquad \dot{q}_i = \dot{x}$

$$(2)\left\langle \begin{array}{l} (m_T + m_Q)\ddot{x} + 0\,\ddot{y} - m_Q D\ddot{\alpha}\,Cos\theta_y\,Sin\theta_x - m_Q D\alpha\ddot{\theta}_x\,Cos\theta_y\,Cos\theta_x \\ + m_Q D\alpha\ddot{\theta}_y\,Sin\theta_y\,Sin\theta_x \\ = \\ F_x - F_{Rx} - 2m_Q D\dot{\alpha}\dot{\theta}_y\,Sin\theta_y\,Sin\theta_x + 2m_Q D\dot{\alpha}\dot{\theta}_x\,Cos\theta_y\,Cos\theta_x \\ - 2m_Q D\alpha\dot{\theta}_x\dot{\theta}_y Sin\theta_y\,Cos\theta_x - m_Q D\alpha\dot{\theta}_y^2\,Cos\theta_y\,Sin\theta_x - m_Q D\alpha\dot{\theta}_x^2\,Cos\theta_y\,Sin\theta_x \end{array} \right\rangle$$

المعادلة الثانية بدلالة المتحول $q_i = y \qquad \dot{q}_i = \dot{y}$

$$(3)\left\langle \begin{array}{l} 0\,\ddot{x} + (m_B + m_T + m_Q)\ddot{y} - m_Q D\ddot{\alpha}\,Sin\theta_y + 0\ddot{\theta}_x - m_Q D\alpha\ddot{\theta}_y\,Cos\theta_y \\ = \\ F_y - F_{RY} + 2m_Q D\dot{\alpha}\dot{\theta}_y\,Cos\theta_y - m_Q D\alpha\dot{\theta}_y^2\,Sin\theta_y \end{array} \right\rangle$$

المعادلة الثالثة بدلالة المتحول $q_i = \alpha \qquad \dot{q}_i = \dot{\alpha}$

$$(4)\left\langle \begin{array}{l} -m_Q D\ddot{x}\,Cos\theta_y\,Sin\theta_x - m_Q D\ddot{y}\,Sin\theta_y + (m_Q D^2 + J)\ddot{\alpha} + 0\ddot{\theta}_x + 0\ddot{\theta}_y = T - T_R \\ + m_Q D^2\alpha\dot{\theta}_x^2\,Cos^2\theta_y + m_Q D^2\alpha\dot{\theta}_y^2 - m_Q g\,D + m_Q g\,D\,Cos\theta_y\,Cos\theta_x \end{array} \right\rangle$$

المعادلة الرابعة بدلالة المتحول $q_i = \theta_x \qquad \dot{q}_i = \dot{\theta}_x$

$$(5)\left\langle \begin{array}{l} -m_Q D\alpha\ddot{x}\,Cos\theta_y\,Cos\theta_x + 0\ddot{y} + 0\ddot{\alpha} + m_Q D^2\alpha^2\ddot{\theta}_x\,Cos^2\theta_y + 0\ddot{\theta}_y = \\ 2m_Q D^2\alpha^2\dot{\theta}_x\dot{\theta}_y\,Cos\theta_y\,Sin\theta_y - 2m_Q D^2\alpha\dot{\alpha}\dot{\theta}_x\,Cos^2\theta_y \\ - m_Q g\,D\alpha\,Cos\theta_y\,Sin\theta_x \end{array} \right\rangle$$

المعادلة الخامسة بدلالة المتحول $q_i = \theta_y \qquad \dot{q}_i = \dot{\theta}_y$

$$(6)\left\langle \begin{array}{l} + m_Q D\alpha\ddot{x}\,Sin\theta_y\,Sin\theta_x - m_Q D\alpha\ddot{y}\,Cos\theta_y + 0\ddot{\alpha} + 0\ddot{\theta}_x + m_Q D^2\alpha^2\ddot{\theta}_y = \\ \\ - 2m_Q D^2\alpha\dot{\alpha}\dot{\theta}_y - m_Q D^2\alpha^2\dot{\theta}_x^2 Cos\theta_y\,Sin\theta_y - m_Q g D\alpha\,Cos\theta_x\,Sin\theta_y \end{array} \right\rangle$$

حل النموذج الرياضي:

يعد برنامج الـ (MATALB) من البرامج المختصة بالنمذجة والحسابات العددية، ومن لغات البرمجة القادرة على معالجة المسائل المعقدة ومجهزة بكل الأدوات الضرورية لذلك، ومن أهم الأدوات الملحقة والتي تُعَد من الميزات االمهمة لبرنامج الـ (MATALB) هي أداة (SIMULINK) والتي تستخدم لنمذجة الأنظمة الديناميكية الخطية أو اللاخطية عن طريق رسم تمثيلي للنظام المراد نمذجته.

وبناء عليه تم تمثيل المعادلات باستخدام برنامج(MATALB/SIMULINK) وبعد تطبيق القوة اللازمة لتحريك العربة والجسر والعزم اللازم لتنزيل الحمولة مع الأخذ بعين الاعتبار قوى الاحتكاك والمقاومة التي

تتعرض لها الرافعة وتطبيق قوه الكبح اللازمة لتوقف العربة والجسر وفق المسافات المطلوبة وعزم الكبح اللازم لإيقاف حركة الملفاف من خلال الأخذ بعين الاعتبار مواصفات الرافعة المحددة بالجدول(1).

تصميم نظام للتحكم بالرافعة الجسرية باستخدام متحكم PID: (PROPORTIONAL+INTEGRAL+ DERIVATIVE CONTROLLERS)

أنَّ الغرض من التحكم الآلي هو تحسين استجابة النظام في الحالة العابرة والمستقرة عن طريق إجبار الخطأ أن يتقارب باتجاه الصفر**[4]**، النظام الخاضع للتحكم أي الرافعة الجسرية هو نظام غير خطي متغير مع الزمن. تم في هذا البحث تصميم متحكم رقمي (تناسبي تكاملي) من نوع PI controller للتحكم بسرعة العربة، حيث يعمل المتحكم على تحسين أداء جملة التحكم وحذف التجاوز over-shoot أثناء الحالة العابرة. تم أيضاً استخدام متحكم رقمي (تناسبي تفاضلي) نوع PD controller للتحكم بالمسافة التي تقطعها العربة.

تعتبر هذه المتحكمات من أبسط أنواع المتحكمات لتنظيم السرعة والموقع في أنظمة التحكم الحركي وأنظمة نقل الحركة الآلية (السيارات). تُعَد مسألة تصميم ثوابت منظم الـــ PID هامة للغاية حيث يسبب التصميم الخاطئ أو غير الدقيق إلى فشل في استجابة النظام وفي أغلب الحالات إلى فقدان استقرار النظام لذلك تم في هذا البحث استخدام طريقة (Ziegler-Nichols) لمعايرة ثوابت المتحكمات المستخدمة **[4]**. الشكل الرياضي العام لمتحكمات الـــPID يمكن وصفه بالعلاقة الأتية [**2**]:

$$u(t) = K_p e(t) + \frac{K_p}{T_i}\int_0^t e(t)dt + K_p T_d \frac{de(t)}{dt} \quad (7)$$

حيث $e(t)$ يمثل دخل المتحكم وهو عبارة عن الخطأ بين الإشارة المرجعية (المرغوبة) وإشارة خرج النظام المراد التحكم بها.

أنَ حساب ثوابت المتحكم يتطلب معرفة تحويل النموذج الديناميكي للنظام غير الخطي إلى نموذج ديناميكي خطي. وهذا يتطلب في الواقع وضع فرضيات أهمها اعتبار أن الاهتزاز في النظام مهمل جداً ولذا فإنه يمكن اعتبار أنَ:

الزوايا (θ_x ,θ_y) صغيرة

$$\sin\theta_x = \varphi_x \;;\; \cos\theta_x = 1$$
$$\sin\theta_x = \varphi_y \;;\; \cos\varphi_y = 1$$

$$\left\langle \begin{matrix} (m_T + m_Q)\ddot{x} - m_Q D\ddot{\alpha}\theta_x - m_Q D\alpha\ddot{\theta}_x + m_Q D\alpha\ddot{\theta}_y\theta_y\theta_x = \\ F_x - F_{Rx} - 2m_Q D\dot{\alpha}\dot{\theta}_y\theta_y\theta_x + 2m_Q D\dot{\alpha}\dot{\theta}_x - 2m_Q D\alpha\dot{\theta}_x\dot{\theta}_y\theta_y \\ - m_Q D\alpha\dot{\theta}_y^2\theta_x - m_Q D\alpha\dot{\theta}_x^2\theta_x \end{matrix} \right\rangle \quad (8)$$

$$\left\langle \begin{matrix} (m_B + m_T + m_Q)\ddot{y} - m_Q D\ddot{\alpha}\theta_y - m_Q D\alpha\ddot{\theta}_y = \\ F_y - F_{RY} + 2m_Q D\dot{\alpha}\dot{\theta}_y - m_Q D\alpha\dot{\theta}_y^2\theta_y \end{matrix} \right\rangle \quad (9)$$

$$\left\langle \begin{matrix} -m_Q D\ddot{x}\theta_x - m_Q D\ddot{y}\theta_y + (m_Q D^2 + J)\ddot{\alpha} = T - T_R \\ + m_Q D^2\alpha\dot{\theta}_x^2 + m_Q D^2\alpha\dot{\theta}_y^2 \end{matrix} \right\rangle \quad (10)$$

$$\left\langle \begin{matrix} m_Q D\alpha\ddot{x} + m_Q D^2\alpha^2\ddot{\theta}_x = 2m_Q D^2\alpha^2\dot{\theta}_x\dot{\theta}_y\theta_y - 2m_Q D^2\alpha\dot{\alpha}\dot{\theta}_x \\ - m_Q g D\alpha\theta_x \end{matrix} \right\rangle \quad (11)$$

$$\left\langle \begin{array}{l} +m_Q D\alpha \ddot{x}\theta_y \theta_x - m_Q D\alpha \ddot{y} + m_Q D^2 \alpha^2 \ddot{\theta}_y = \\ -2m_Q D^2 \alpha\dot{\alpha}\dot{\theta}_y - m_Q D^2 \alpha^2 \dot{\theta}_x^2 \theta_y - m_Q gD\alpha\theta_y \end{array} \right\rangle \qquad (12)$$

تصميم المتحكم التناسبي التكاملي التفاضلي (PID) اللازم لحركة العربة:

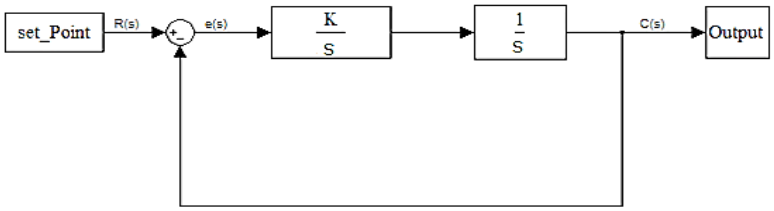
من المعادلة السابقة(8) لدينا وفق الشروط الابتدائية لحركة العربة: $\ddot{x} = K(F_x - F_{Rx})$ حيث: $K = \frac{1}{(m_T + m_Q)}$

وبعد إجراء تحويل لابلاس نحصل على التابع التحويلي : $G(s) = \frac{x(s)}{(F_x - F_{Rx})(s)} = \frac{K}{s^2}$ وبناء علية سنقوم بتصميم متحكم (PD) للتابع التحويلي $\frac{1}{s}$ ومتحكم من نوع (PI) يتحكم بالتابع التحويلي $\frac{K}{s}$.

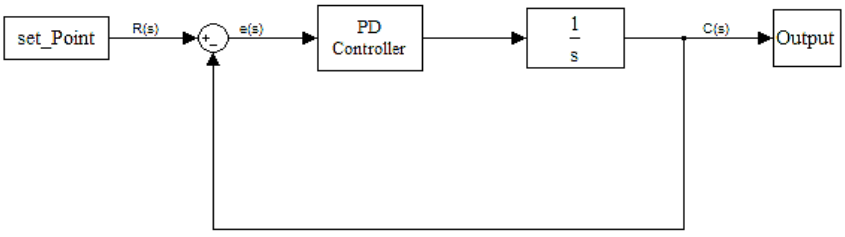
وبناءً على نظرية القيمة النهائية: $\lim_{t\to\infty} e(t) = \lim_{s\to 0} se(s)$ تم برهنة أنَّ هذين المتحكمين يلغيان إشارة الخطأ

وبالتالي: $\lim_{t\to\infty} e(t) = \lim_{s\to 0} \frac{s}{s(1+K_d)+K_p} = 0$ وأيضاً: $\lim_{t\to\infty} e(t) = \lim_{s\to 0} \frac{s}{s^2 + KK_p.s + K_i} = 0$.

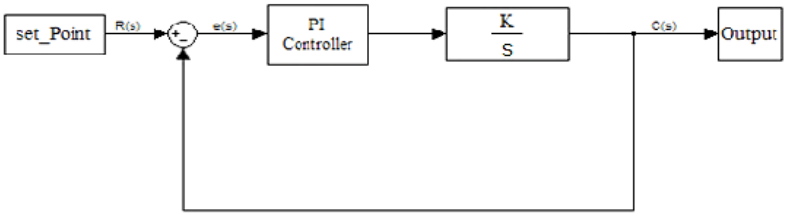
وبنفس الطريقة سيتم تصميم المتحكم اللازم لحركة جسر الرافعة والمتحكم اللازم لتحريك الية تخفيض مستوى الحمولة. حيث أن التوابع التحويلية للمعادلات الممثلة لتلك الحركات هي مشابهة للتابع التحويلي لحركة العربة.وجميع هذه المتحكمات تلغي إشارة الخطأ.



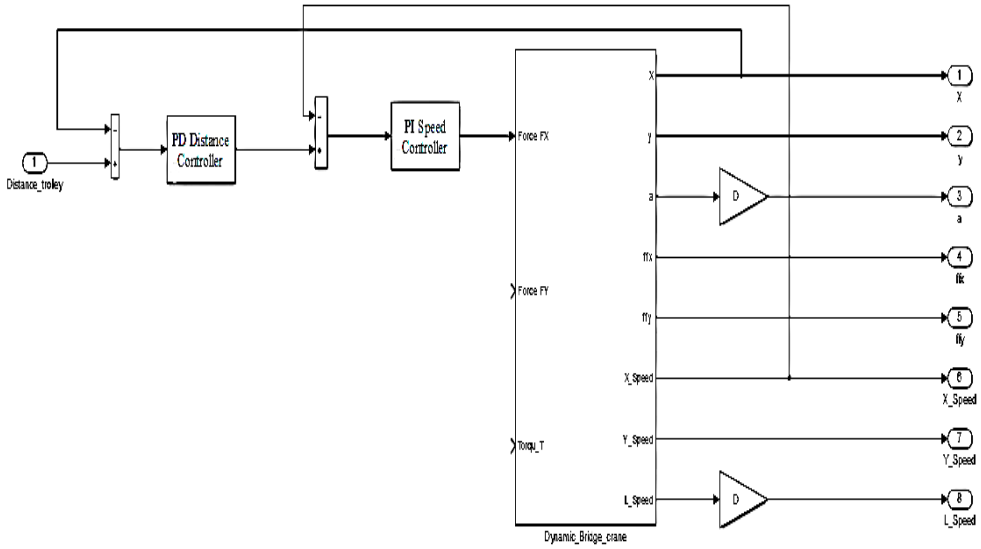
الشكل (4) تمثيل التابع التحويلي $G(s) = \frac{K}{s^2}$



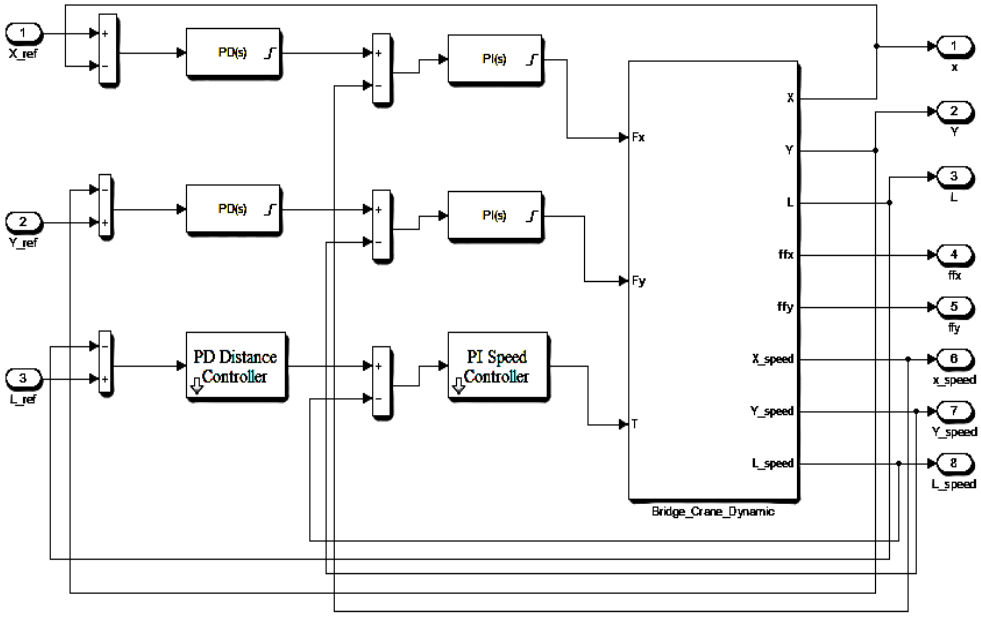
الشكل (5) متحكم PD للتحكم بالتابع التحويلي (1/s)



الشكل (6) متحكم (PI) للتحكم بالتابع التحويلي $\frac{K}{s}$



الشكل (7) نظام التحكم نوع (PI-PD Controller) المقترح للتحكم بالعربة



الشكل (8) نظام التحكم المصمم لحركات الرافعة بالكامل

الجدول (2) قيم ثوابت المتحكم PID وفق طريقة نيكولس زيغلر

ثوابت المتحكمات		K_P	K_I	K_D
نظام التحكم بعربة الرافعة	PI	40	2	-
	PD	100	-	300
نظام التحكم بالرافعة (الجسر)	PI	80	10	-
	PD	50	-	200
نظام التحكم بمحرك الرفع	PI	150	30	-
	PD	100	-	60

النتائج والمناقشة:

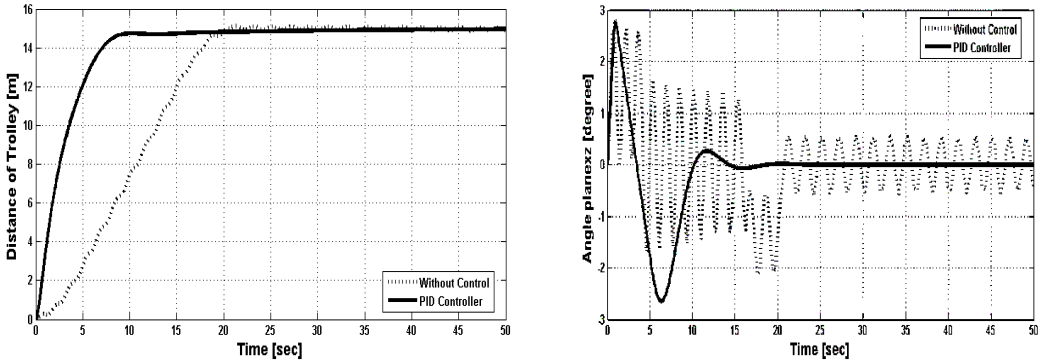
ستتم دراسة الحالات التالية:

الحالة الأولى حركة العربة والحبل:

في هذه الحالة تتحرك العربة مسافة (15 m) وإنزال الحمولة بمقدار (5 m) وتم دراسة هذه الحركات في حال عدم وجود نظام التحكم (حلقة مفتوحة) وبوجود نظام التحكم (حلقة مغلقة).

تتحرك العربة في حال الحركة من دون تحكم (حلقة مفتوحة) مسافة (15 m) خلال زمن (20 sec) ومع وجود تذبذب في انتقال العربة ناتج عن تأثير الحمولة الديناميكية بسبب اهتزاز الحمولة أما بعد استخدام نظام التحكم (PID Controller) فنلاحظ تلاشي هذه التذبذبات أي حركة مستقرة للعربة وسرعة في الوصول إلى المسافة المطلوبة الشكل (A- 9).

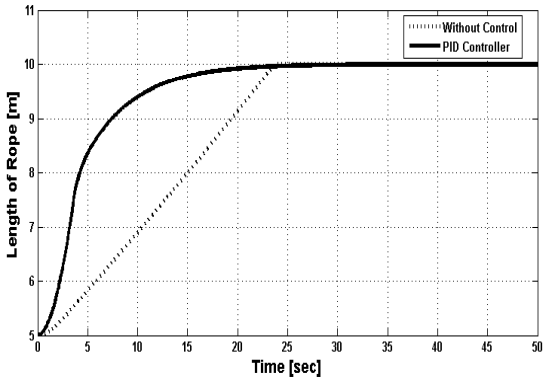
تهتز الحمولة في حالة حركة العربة من دون تحكم عند الإقلاع ويستمر هذا التأرجح أثناء الحركة حتى بعد توقف العربة أما وجود المتحكم التناسبي التكاملي التفاضلي يخمد هذه الاهتزازات أثناء حركة العربة مما يؤدي خفض الحمولات الديناميكية التي كانت تتعرض لها المحركات في أثناء حركتها في حال عدم وجود المتحكم الشكل (B- 9).



(B) (A)

الشكل (9) انتقال العربة وزاوية تأرجح الحمولة في المستويXZ

يبيِّنً الشكل (10) ازدياد طول حبل الرافعة من (5m) إلى (10m) وذلك بتطبيق عزم دوران للملفاف للقيام بتخفيض مستوى الحمولة أثناء انتقال العربة. هنا لا يظهر أي تأثير لاهتزاز الحمولة على طول الحبل غير أنً استخدام المتحكم التناسبي التكاملي التفاضلي أدى إلى إيصال الحمولة للمكان المطلوب بشكل أسرع.

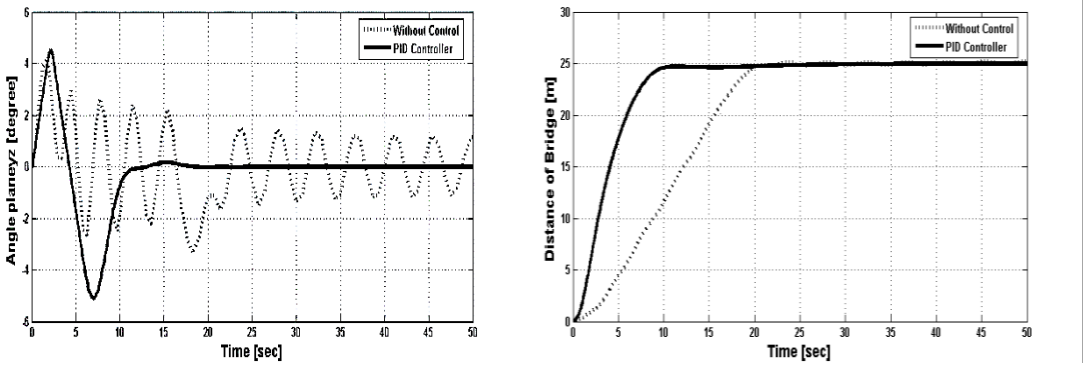


الشكل (10) طول الحبل

الحالة الثانية حركة الجسر مع الحبل:

في هذه الحالة يتحرك الجسر مسافة (25 m) وإنزال الحمولة بمقدار (5 m) وتم دراسة هذه الحركات في حال عدم وجود نظام التحكم (حلقة مفتوحة) وبوجود نظام التحكم (حلقة مغلقة).

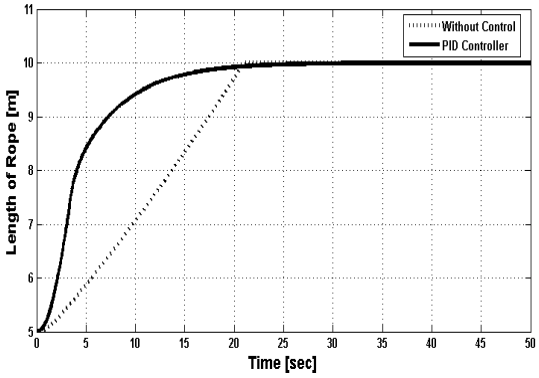
يتحرك الجسر في حال الحركة من دون تحكم (حلقة مفتوحة) مسافة (25 m) خلال زمن (10 sec) ومع وجود تذبذب في انتقال الجسر ناتج عن تأثير الحمولة الديناميكية بسبب اهتزاز الحمولة أمًا بعد استخدام نظام التحكم (PID Controller) فنلاحظ تلاشي هذه التذبذبات أي حركة مستقرة للجسر وسرعة في الوصول إلى المسافة المطلوبة الشكل (A- 11).تهتز الحمولة في حالة حركة الجسر من دون تحكم عند الإقلاع ويستمر هذا التأرجح أثناء الحركة حتى بعد توقف الجسر وجود المتحكم التناسبي التكاملي التفاضلي يخمد هذه الاهتزازات أثناء حركة الجسر وويؤدي إبى خفض الحمولات الديناميكية التي كانت تتعرض لها المحركات أثناء حركتها في حال عدم وجود المتحكم الشكل (B- 11).



(B) (A)

الشكل(11) انتقال الجسر و زاوية تأرجح الحمولة في المستويYZ

يبين الشكل (12) منحني إنزال الحمولة بمقدار (5m) في حالة الحلقة المغلقة والمفتوحة وكما في الحالة السابقة فإن استخدام المتحكم حسَّن من شكل استجابة منحنى تخفيض مستوى الحمولة وتسريع في الوصول للقيمة المطلوبة.

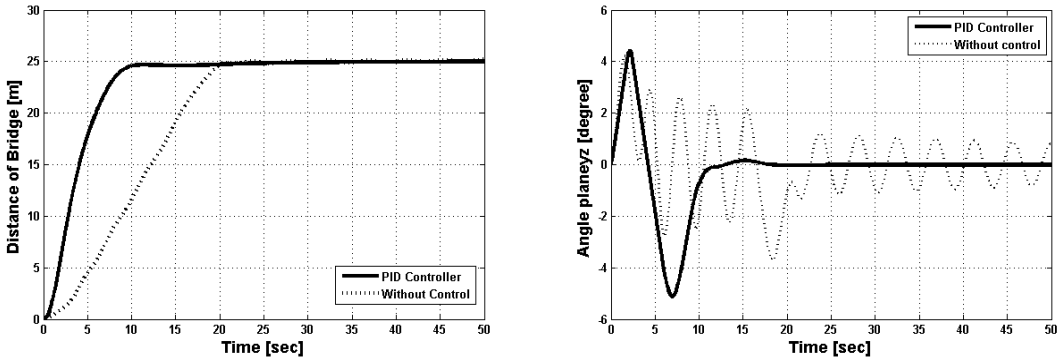


الشكل(12) طول الحبل

الحالة الثالثة حركة العربة والجسر والحبل:

في هذه الحالة تم تحريك العربة والرافعة والجسر في آن واحد معاً وتعد هذه الحالة هي الأخطر من الحالات السابقة حيث تم تحريك الجسر مسافة (25m) والعربة بمقدار (15m) والحبل تم تنزيله بمقدار (5m) وتم مقارنة النتائج بين حالة التحكم حلقة مغلقة والحلقة المفتوحة.

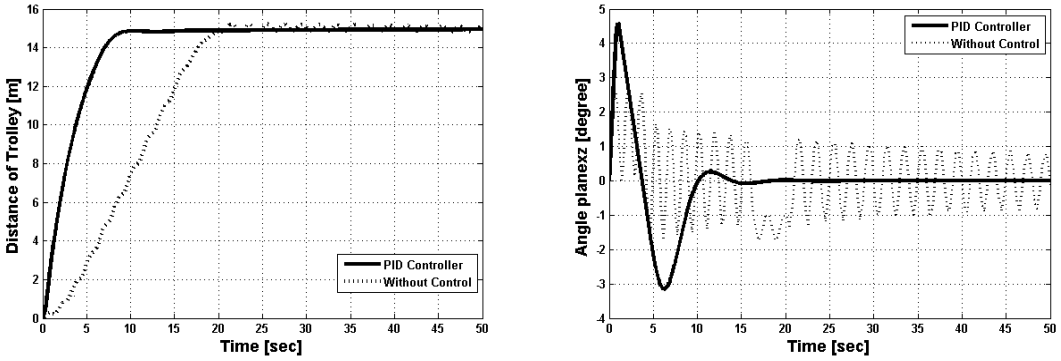
نلاحظ بأنَه لا تغير يذكر في مخططات انتقال العربة والجسر وتنزيل الحمولة مقارنة بالحالتين الأولى والثانية الأشكال (B- 13) (B- 14) والشكل(15) أنَّ زاوية اهتزاز الحمولة وفق المحور X بحالة الحلقة المفتوحة قد ازدادت في هذه الحالة-مقارنة بحركة العربة مع تنزيل الحمولة-(الحالة الأولى) وذلك بسبب تأثير اهتزاز الحمولة وفق المحور Y على الحبل و على العربة كون كتلة العربة والية الرفع أقل من كتلة الرافعة بالكامل الشكل(A- 14) .



(B) (A)

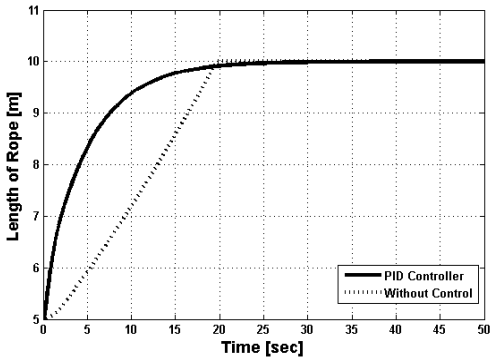
الشكل(13) انتقال الجسر و زاوية تأرجح الحمولة في المستويYZ

أما الشكل(A- 13) فلا تغير يذكر على مخطط اهتزاز الحمولة وفق المحور Y مقارنة بالحالة الثانية



(B) (A)

الشكل (14) انتقال العربة وزاوية تأرجح الحمولة في المستويXZ



الشكل(15) طول الحبل

تم في هذه الحالة دراسة الحركات الثلاثة معاً لآليات الرافعة لذا فالنتائج التي حصلنا عليها بنيت على أساس الترابط الميكانيكي الحاصل عند تحريك الية انتقال العربة والية انتقال الجسر والية تنزيل الحمولة مع بعضهم البعض.

الاستنتاجات والتوصيات:

- تمت في هذا البحث دراسة سلوك الرافعة الجسرية من خلال بناء نموذج رياضي يمثل التصميم الميكانيكي لها ومن ثم محاكاة حل هذا النموذج عن طريق الحاسب و معرفة فيما إذا كان هذا السلوك يوافق المواصفات المطلوبة منها وذلك قبل استثمار الرافعة ووضعها بالخدمة مما يجنبنا تعديلات مكلفة اقتصادياً وتستغرق وقتا طويلاً.
- بينت الدراسة أنَّ أداء الرافعة في نظام الحلقة المفتوحة غير مرض بسبب حدوث اهتزازات مرتفعة جداً من شأنها أن تسبب خطورة على الأشخاص العاملين عليها بالإضافةً إلى انخفاض وثوقيه الرافعة في أثناء الإقلاع والحركة والتوقف.
- الاهتزازات في الحمولة تؤدي إلى نشوء قوى جديدة تعمل على شد الحبل بالإضافة الى نشوء قوى أخرى تؤثر على كل من العربة والجسر.
- تم تصميم نظام تحكم بالرافعة باستخدام متحكم نوع PID، وذلك من خلال تصميم متحكم نوع PD لتحسين استجابة الرافعة في أثناء الحركة الخطية بالإضافة لاستخدام متحكم نوع PI من أجل تحسين استجابة سرعة الانتقال الخطي للرافعة.

المراجع:

1- مطانس شحادة زلمة ,(1990) آلات النقل والرفع, منشورات جامعة حلب
2- Abid Ali, Derek Atherton, Carsten Fritsch, Arnd Grosse-Frintrop, Christoph Hackstein, Norman Markgraf, Andrea Marschall, Tom Robert, Heinz Unbehauen. (2004). Course on Dynamics of multidisplicinary and controlled Systems, Ruhr-Universit¨at Bochum.
3- Amanpreet Kaur ,Priyahansha ,Shashiprabha Kumari,and Tanvi Singh,(2014). ,Position Control of Overhead Cranes Using fuzzy Controller, Uttarpradesh, India
4- Åström ,K. J., T. Hägglund, (1995), PID Controlles: Theory, Design, and Tuning, Instrument Society of America, 2nd Edition, 339 pages.
5- Dongkyoung Chwa and Keum-Shik Hong, (2005). NONLINEAR CONTROL OF 3-D OVERHEAD CRANES: ENERGY-BASED DECOUPLING, Pusan National University.
6- Dresig, H and HolzweIbig, F, (2010), Dynamics of Machinery Theory and Applications, Springer, London, 544p..
7- Housner ,W. ,G and E. HUDSON D, (1991), APPLIED MECHANICS DYNAMICS. Second Edition, California Institute of Technology, THE UNITED STATES OF AMERICA, 392p.
8- Krokiewski, J.M. (2008), MECHANICAL VIBRATION, the University of Melbourne, Australia, 247p
9- Nazemizadeh, (2013) A PID Tuning Method for Tracking Control of an Underactuated Gantry Crane, Islamic Azad University.
10-Verschoof, J. (2002), Cranes – Design, Practice, and Maintenance, Second Edition, p328.
11- Yang, Jung Hua , (2009),On the Adaptive Tracking Control of 3-D Overhead Crane Systems, National Pingtung University of Science and Technology.

.

Designing of classic control system to drive a bridge cranes

Tawfik Al-massoud * and Ammar Abdulber fakhoury**

* Department of Design and Production Engineering, Faculty of Mechanical and Electrical Engineering, AL-Baath university, Homs, Syrian Arab Republic.

** Department of Design and Production Engineering, Faculty of Mechanical and Electrical Engineering, AL- Baath university, Homs, Syrian Arab Republic.

DOI: https://doi.org/10.47372/uajnas.2015.n2.a05

Abstract

Automatic control has a key role in the progress of modern engineering and science, in addition to the great importance in the operation of space and missile guidance and aeronautics ships. Automatic control applications, has become an important and integral part of various industries and engineering equipment such as Bridge crane which is one of the important industrial applications used in carrying cargo from one place to another, thus serving the production processes in factories as installation of industrial equipment. Bridge cranes are used for unloading and loading in warehouses, and are considered as a key element in the mechanization of integrated production processes. So, this kind of cranes has been widely deployed, especially for high loads. Therefore, the importance of knowing the behavior of this type of cranes becomes important in installation phase before real install and investment through the study of vibration loads to reduce as much as possible, by choosing the appropriate speed, the impact of the movement of the dynamic forces on the structure and motion of the crane parts. So we need to design control system to adjust the dynamic behavior, of bridge cranes and damping the load vibration using control theory to have desirable output according to standard specification.

Key words: Mathematic Modeling, Bridge crane Model, load vibration, Tuning PID controller.