مجلة جامعة تشرين للدراسات والبحوث العلمية - سلسلة العلوم الهندسية المجلد (19) العدد (5) 1998
Tishreen University Journal for Studies and Scientific Research –Engineering Science Series Vol. (19) No (5) 1998

الجدلية الديناميكية في الأنظمة الكهروميكانيكية
(دراسة إمكانية تأمين العمل المستقر كهربائياً)

الدكتور شفيق باصيل*

(قبل للنشر في 1998/1/27)

☐ ملخص ☐

تم في هذا البحث تحليل الجمل الكهروميكانيكية لآليات العمل المتكرر والقصير الزمن ومن ثم بنتيجة البحث تم إعطاء المقترحات التي يجب أن يتغير عزم المحرك وفقاً لها بدلالة بارمترات الجملة المذكورة والتي يتحقق عندها الحد الأدنى من الحمولات الديناميكية من دون الانخفاض الملحوظ في إنتاجية الآلية.

* مدرس في قسم الطاقة الكهربائية – كلية الهندسة الميكانيكية والكهربائية– جامعة تشرين – اللاذقية – سورية.

مجلة جامعة تشرين للدراسات والبحوث العلمية - سلسلة العلوم الهندسية المجلد (19) العدد (5) 1998
Tishreen University Journal for Studies and Scientific Research –Engineering Science Series Vol. (19) No (5) 1998

RESEARCH DYNAMIC LOADS OF ELECTROMECHANICAL SYSTEMS "Study the possibility of providing The Electrically stable work"

Dr. Shafik BASIL*

(Accepted 27/1/1998)

❐ ABSTRACT ❐

The paper presents several methods of analysis of Electromechanical systems, which consist of two parts: electric drive in speed feed back automatic control system and multimass mechanical part with its elastic shafts and ropes etc. these methods help to improve control system in order to provide desired technological process and protection of mechanisms against dynamic loads without reduction of quick operation.

* Lecturer at Electric Power Department, Faculty of Mechanical and Electrical Engineering, Tishreen University, Lattakia, Syria.

1- مقدمة:

إن الوضع الحالي لآلات الرفع والنقل لا يحتل مكاناً ضيقاً في اقتصاد السوق بل ويهدد توظيفها الحالي في القطاعات الأساسية الاقتصاد العام. لذلك فإن أهمية التوظيف والاستثمار في هذا المجال من وجهة نظرنا تتساوى بدرجة أهميتها مع إنتاج المواد الاستهلاكية الأساسية. فنظام عمل آلات الرفع والنقل يعتبر الأكثر تعقيداً أثناء الدراسة وتحديداً للتصميم والبحث لكونها تتصف بالمواصفات التالية:

أولاً: شروط عمل قاسية جداً ومجهدة:

من المعلوم أنه أثناء عمليات الإقلاع والفرملة في الآلات المتميزة بحلقات مرنة ستظهر في القسم الميكانيكي لآلية التشغيل الإنتاجية الصناعية حمولات ديناميكية إضافية وبشكل رئيسي ستصل هذه الحمولات إلى قيم كبيرة لا يمكن التغاضي عنها فيما لو توضعت بين حلقات الآلية خلوصات ميكانيكية أو عناصر متحركة ذات عزوم عطالة كبيرة متفاوتة منقولة إلى محور المحرك.

ثانياً: نظام العمل المتكرر والقصير الزمن:

بالطبع إن الحمولات المذكورة أعلاه تحتل أهمية كبيرة كونها تظهر في كل دورة عمل والتي تؤثر تأثيراً مباشراً على إنتاجية الآلية بسبب العدد الكبير من حالات الإقلاع والفرملة وعكس اتجاه الدوران والتي قد يصل عددها إلى 500 دورة عمل لكل ساعة.

تتضمن هذه المجموعة من الآلات كلاً من آليات الدوران بالروافع والحفارات بالإضافة إلى آليات النقل الأفقي كالروافع الجسرية المحتوية على عربة تتحرك على جسر.

ثالثاً: هيكلية كهروميكانيكية متشعبة ومعقدة:

إن الآلات الحديثة في الروافع وآليات النقل تملك جملة كهروميكانيكية معقدة تتألف من جزأين: جزء كهربائي يتمثل بالقسم الكهربائي من المحرك مع نظام التحكم الخاص به بالإضافة إلى الجزء الميكانيكي الذي يتألف من عدد كبير من الأجزاء الميكانيكية التي تؤثر تأثيراً مباشراً على الجزء الكهربائي في الحالات الديناميكية المذكورة.

إن مجمل هذه المواصفات تؤثر على إنتاجية آلات الرفع والنقل وتؤدي إلى انخفاضها وذلك لابد من دراسة هذه الآلات كوحدة متكاملة الأمر الذي يتطلب من جهة أولى الحصول على إنتاجية عالية باعتبار أن زمن الحالة العابرة فيها كبير ومن جهة ثانية من المهم جداً الحد من أثر الحمولات الديناميكية الناشئة فيها وخاصة فقد أثبتت الدراسات المتعددة والإحصائيات

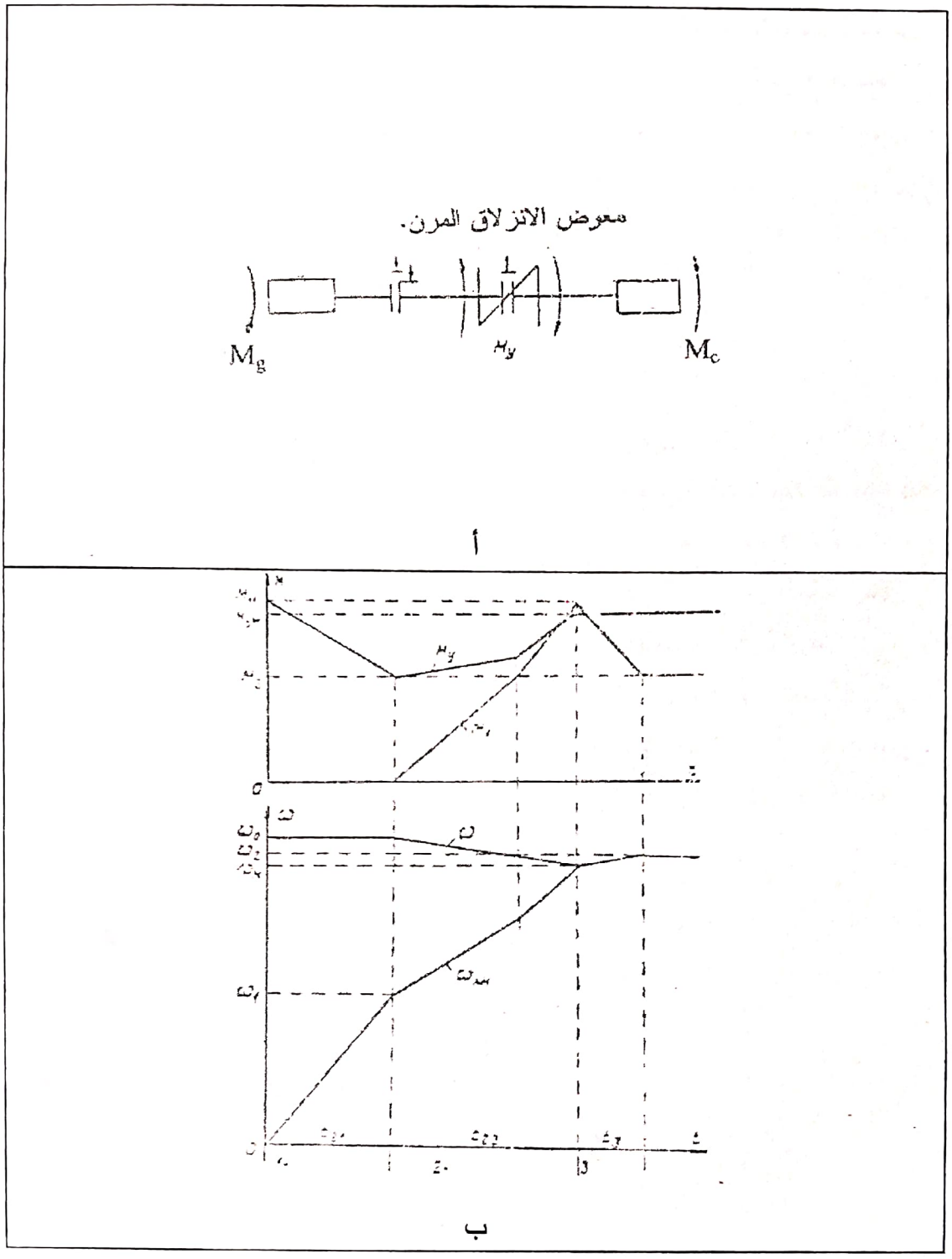
الجارية حول الموضوع أن حوالي 70% من تلف الآلات قبل انتهاء عمرها في الخدمة يعود إلى تأثير الحمولات الديناميكية المذكورة.

رابعاً: استخدام المحركات التحريضية:

إضافة لما تقدم نجد أن أغلب الآلات المذكورة تستخدم المحركات التحريضية والتي تتصف بما يلي:

أثناء الإقلاع المباشر لها عبر الشبكة لتأمين العمل على محاورها تُستخدم فقط نصف الطاقة المنقولة إلى محور دورانها باعتبار أن النصف الآخر من هذه الطاقة كما هو معلوم من نظرية القيادة والتحكم[1] تصرف في دارة الدوار. فإذا أخذنا بالحسبان أيضاً أن ضياع الطاقة على سبيل المثال في المحرك التحريضي ذي القفص المقصور تقريباً مساوياً لضياعات دوراه عندئذٍ بكل بساطة نستنتج أن ثلثي الطاقة المستخدمة في حالة إقلاع المحرك تصرف على الضياعات. لذلك انطلاقاً من مجمل ما تقدم بدأت الدراسات العديدة حول الحد من هذه الضياعات والتي بشكل عام يمكن تسميتها بالطرق الميكانيكية ومن أهمها طريقة تقليل ضياعات الانزلاق عن طريق استخدام المعوض لطاقة الانزلاق حيث تم سير الدراسة عبر ثلاثة مراحل لفترة الإقلاع والتي كان من أهم نتائجها التالي:

"إن استخدام المعوض المرن لطاقة الانزلاق في المحرك التحريضي يسمح عدة مرات بتقليل ضياع الطاقة في أنظمة الإقلاع دون الزيادة الكبيرة في فترة تأثيرها عن طريق تعويض طاقة الانزلاق أثناء الإقلاع المشروطة بوجود آلية التشغيل والتي يمكن استخدامها من أجل الإقلاع اللاحق للآلية ذاتها".



الشكل (1): يبين الطريقة الميكانيكية باستخدام معوض الانزلاق المرن.

أ- الدارة الكهروميكانيكية ثنائية الكتل بوجود المعوض.

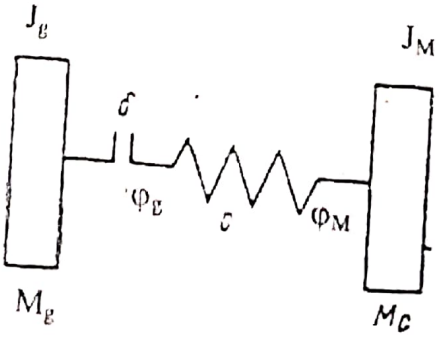
ب- مراحل إقلاع النظام (آ) عبر أقسامه الثلاثة.

طبعاً أجريت ونشرت هذه الدراسة عام 1990 في مجلة إلكتروميكانيكا العدد الثامن[2]. ولكن كما ذكرنا سابقاً أن الجمل الكهروميكانيكية لآلات الرفع والنقل متشعبة ومعقدة وبالتالي فإن إضافة أي عنصر ميكانيكي خارجي إلى الجملة المذكورة سيزيد من صعوبة دراستها وسيقلل من إنتاجيتها بآن واحد كذلك نحن ككهربائيين نحاول قدر الإمكان الابتعاد عن الأنظمة المعقدة والاستعاضة عنها بطرق التحكم الكهربائية البسيطة والسهلة والمستخدمة للإشارات الكهربائية فقط بمساعدة دارات التغذية الخلفية.

2- هدف البحث وطريقته:

إن هدف هذا البحث يتمثل بدراسة النظام الكهروميكانيكي ذي عزم العطالة الكبير والمنقول إلى محور المحرك التحريضي القائد للحركة ومن ثم وضع المقترحات المتمثلة بخوارزميات التحكم التي تؤمن الحد من الحمولات الديناميكية الصدمية في الحالات العابرة عن طريق الاختيار الأمثل لقيمة عزم المحرك التي تؤمن الحد الأدنى من زمن الحالة العابرة مع الحفاظ على إنتاجية الآلية المطلوب تأمينها مسبقاً وفقاً لشروط العملية التكنولوجية.

إن معظم الجمل الكهروميكانيكية لآلات الرفع والنقل يمكن التعبير عنها بنظام ثنائي الكتل[3]. على الشكل رقم (2) تظهر الدارة الحسابية للنظام الكهروميكانيكي ثنائي الكتل التي تتضمن القسم الميكانيكي من المحرك الكهربائي المتمثل بالدوار.



الشكل (2): الدارة الحسابية للنظام ثنائي الكتل في الجملة الكهروميكانيكية.

حيث أن:

M_g: عزم المحرك.

φ_M: المسار الزاوي للآلية.

M_c: العزم الستاتيكي.

J_g: عزم عطالة دوار المحرك مع عنصر الكبح.

φ_g: المسار الزاوي للمحرك. J_M: عزم عطالة عضو التشغيل.

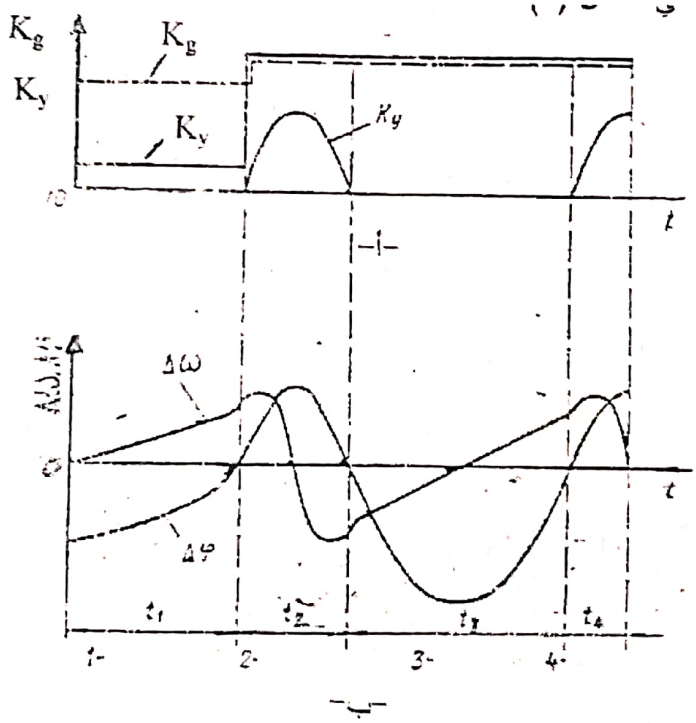
C: قساوة الوصلات الميكانيكية بين الكتلتين منقولة إلى محور المحرك.

δ: الخلوص الميكانيكي.

أثناء تحليل العمليات الجارية على النظام المذكور وفقاً للمتطلبات التكنولوجية يفترض الحفاظ على تسارع محدد للآلية (ε) وباعتبار أن سرعة العمل المستقرة (ω) معلومة عندئذٍ سيكون زمن الحالة العابرة (عند الحركة المنتظمة مع إهمال الخلوصات المرنة في وسائط الحركة) مساوياً إلى:

$$t = \frac{\omega}{\varepsilon}$$

في الشروط المثالية لعمل النظام المبين على الشكل رقم (2) يمكن اعتبار الحالة الاضطرابية للإقلاع مؤلفة من سلسلة من الأقسام كما في الشكل رقم (3).



يبين الشكل (3): طبيعة تغير ثابت عزم المحرك K_g والديناميكي K_y (أ) ثم تغير فرق سرعتي ومساري الكتلتين خلال الحالة الاضطرابية (ب).

لقد أجري تحليل الحالة الاضطرابية من خلال دراسة الأقسام التالية:

2-1: القسم الأول:

خلال هذا القسم يدرس إقلاع المحرك على فراغ في مرحلة اختيار الخلـوص حيـث اعتبرنا أن $C = \infty$ بين المحرك وعضو التشغيل.

أما شروط انتهاء هذا القسم فيتمثل بتساوي المسار الزاوي للمحرك مع قيمة الخلوص $\varphi = \delta$ عندئذٍ وفقاً لذلك بافتراض أن $M_g = const$ وأن الحركة متسارعة منتظمة سـيكون زمن استمرار هذا القسم مساوياً:

$$t_1 = \frac{2\delta}{\omega_{g12}} \quad (1)$$

حيث ω_{g12}: سرعة المحرك في نهاية القسم الأول والتي تحسب كما يلي:

$$\omega_{g12} = \sqrt{\frac{(K_{g1} - K_{co})M_n.2\delta}{J_g}} \quad (2)$$

حيث $K_{co} = \frac{M_{co}}{M_n}$, $K_{g1} = \frac{M_{g1}}{M_n}$

M_n: العزم الاسمي للمحرك.

الآن إذا وضعنا العلاقة (2) في (1) سنحصل على زمن إقلاع المحرك حسب اختيار الخلوص والمساوي:

$$t_1 = \sqrt{\frac{.2\delta.J_g}{(K_{g1} - K_{co})M_n}}$$

2-2: القسم الثاني:

يبدأ القسم الثاني على الشكل رقم (3) من اللحظة التي ينتهي عندها اختيار الخلـوص حيث يحدث فيها الاتصال المباشر بين المحرك والآلية وتبدأ بالتالي ظاهرة حدوث الاحتكـاك للعناصر المرنة.

بالطبع شرط انتهاء هذا القسم يتمثل بتساوي المسارين $\varphi_g = \varphi_M$ أي عندما يصـبح عزم المرونة مساوياً $M_y = 0$. أي خلال زمن إغلاق الخلوص تظهر في وسائط نقل الحركة حمولة ديناميكية $M_y = C(\varphi_g - \varphi_M)$ والتي نستطيع تحديدها بحل جملة المعادلات التفاضـلية الواصفة لنظام ثنائي الكتل المبين على الشكل رقم (2)

$$M_g - M_y = J_g.\frac{d^2\varphi_g}{dt^2}$$

$$M_y - M_c = J_M.\frac{d^2\varphi_M}{dt^2} \quad (3)$$

بالطبع هذه المعادلات صحيحة فقط عند شروط ابتدائية غير صفرية (من اللحظة التي ينتهي فيها الخلوص). أي في اللحظة t = 0 سيكون لدينا ما يلي:

$$t=0, M_y=0, \frac{dM_y}{dt}=C\Delta\omega 12=C\omega_{g12}$$

حيث $\Delta\omega 12$: فرق سرعتي الكتلتين الأولى والثانية عند حدود القسمين الأول والثاني. عندئذ حل جملة المعادلات (3) وفقاً للشروط المذكورة يعطي قيمة عزم المرونة كما يلي:

$$M_y = M_{y_{mid}}(1-\cos\Omega t)+\frac{C\Delta\omega_{12}}{\Omega}\sin\Omega t \quad (4)$$

سرعة المحرك:

$$\omega_g=\omega_{g12}+\varepsilon_{mid}t+\frac{(J_M\varepsilon_{mid}\pm M_c)}{J_g\Omega}\sin\Omega t-\frac{C\Delta\omega 12}{J_g\Omega^2}(1-\cos\Omega t) \quad (5)$$

سرعة الآلية:

$$\omega_m=\varepsilon_{mid}t-\frac{(J_M\varepsilon_{mid}\pm M_c)}{J_g\Omega}\sin\Omega t-\frac{\Delta\omega_{12}}{\gamma}(1-\cos\Omega t) \quad (6)$$

في العلاقات (4–6) قيمة تردد الاهتزاز الذاتي للنظام ثنائي الكتل (Ω) والتسارع الوسطي (ε_{mid}) بالإضافة إلى قيمة العزم الوسطي المنقول بوسائط نقل الحركة عند غياب الخلوص مع اعتبار أن الاتصالات ذات قساوة لا نهائية هي على التوالي:

$$\Omega=\frac{C\gamma}{J_M}, \varepsilon_{mid}=\frac{M_g\pm M_c}{J_\Sigma}$$

$$M_{y_{mid}}=J_M\varepsilon_{mid}\pm M_c=\frac{J_M M_g\pm J_g M_c}{J_\Sigma}$$

حيث:

J_Σ: عزم العطالة الكلي المنقول إلى محور المحرك

$$\gamma=\frac{J_\Sigma}{J_g}=\frac{J_M+J_g}{J_g}$$

إن صيغة العلاقات (4–6) تبرهن بوضوح على أن الحمولة الديناميكية الاهتزازية تمثل عاملاً سيئاً لزيادة القيم العظمى لحمولات وسيط النقل مقارنة مع قيمها الوسطى. إن هذه الزيادة يعبر عنها بالثابت الديناميكي:

$$K_y=\frac{M_{y_{max}}}{M_{y_{mid}}}=1+\sqrt{1+\frac{C\Delta\omega_{12}^2}{\Omega^2 M_{y_{mid}}}} \quad (7)$$

حيث:

$$M_{y_{max}}=M_{y_{max}}+\sqrt{M_{y_{mid}}^2+\frac{C\Delta\omega_{12}^2}{\Omega^2}}$$

بالطبع استمرارية القسم الثاني على الشكل رقم (3) تتحدد من الشرط التالي:

تساوي المسارات الزاوية للآلية والمحرك $\varphi_g = \varphi_M$ أي عندما $M_y = 0$ ومع الأخذ بالحسبان الشرط الأخير نجد أن قيمة الزمن الثاني وفقاً لذلك ستكون مساوية:

$$t_2 = \frac{2}{\Omega}\left[\pi - arc\,tg\sqrt{\frac{2\delta c\left(K_{g1} - K_{co}\right)M_n J_M}{J_\Sigma M_{y_{mid}}}}\right] \quad (8)$$

من العلاقة (8) نستنتج أن زيادة القساوة C أو الثابت K_{g1} يؤديان الغرض نفسه وهو تناقص قيمة t_2 في حين زيادة K_{g2} المحددة لقيمة $M_{y_{mid}}$ يسبب في زيادة هذا الزمن.

2-3: القسم الثالث:

على هذا القسم يفتح الخلوص من جديد وبالتالي قيمة $M_g = 0$ (على الشكل رقم 3 فتح الخلوص يوافق لـ $\Delta\varphi < 0$) مما ينتج للمحرك التسارع حتى القيمة ω_{g34} في حين تدخل الآلية في اللحظة المذكورة نفسها في نظام الكبح تحت تأثير العزم الستاتيكي $K_c M_c$ حتى السرعة ω_{M34}.

إن تغير كلتي السرعتين على هذا القسم يتحدد بالعلاقتين التاليتين:

$$\omega_{g_3} = \omega_{g23} + \varepsilon_{g3} t$$

$$\omega_{M_3} = \omega_{M23} + \varepsilon_M t \quad (9)$$

حيث:

ε_{g3}: التسارع الزاوي للمحرك. $\varepsilon_{g3} = \left(K_{g3} - K_{co}\right)M_n / J_g$

ε_{M3}: التسارع الزاوي للآلية $\varepsilon_{M3} = -K_c M_n / J_M$

وتبعاً لذلك نستطيع ببساطة إيجاد مساري المحرك والآلية كما يلي:

$$\varphi_{g3} = \frac{\left(K_{g3} - K_{co}\right)M_n t^2}{2J_g} + \omega_{g23} t + \varphi_{g23}$$

$$\varphi_{M3} = \frac{-K_c M_n t^2}{2J_M} + \omega_{M23} t + \varphi_{M23}$$

مع الأخذ بالاعتبار أن نهاية القسم الثالث تتحقق عند تساوي $\varphi_{g34} = \varphi_{M34}$ نستطيع عندئذ تحديد زمن استمرارية هذا القسم كما يلي:

$$t_3 = \frac{-2J_g J_M \Delta\omega_{23}}{\left[\left(J_{g3} - K\subset o\right)\frac{M_n}{J_M} + \frac{M_c}{J_g}\right]} \quad (10)$$

من العلاقة (10) نستنتج أن زمن القسم الثالث يتحدد مسبقاً لتغير J_g ، J_M ، $\Delta\omega_{23}$ كما أنه باستطاعتنا الإثبات بمساعدة العلاقات (4-6)، (9-10) أن فرق السرعتين في نهاية كل قسم متساوية بالقيمة المطلقة:

$$\Delta\omega_3 = \Delta\omega_{12} = \Delta\omega_{23} \quad (11)$$

2-4: القسم الرابع:

في هذا القسم يعود الخلوص من جديد للإغلاق وبالتالي تخضع الوصلات الميكانيكية لتأثير العزوم الديناميكية مما يسبب في الزيادة الواضحة لمطال الاهتزاز لنظام الكهروميكانيكي المدروس وللعزم المنقول عبر عناصره. طبعاً القيمة الأكثر اهتماماً لنا على هذا القسم هي القيمة الأعظمية لعزم المرونة $M_{y_{max}}$ مع زمن استمرارية تأثيره t_4. لذلك من أجل تحديد $M_{y_{max}}$ يجب استخدام العلاقة $\frac{dM_y}{dt} = 0$ وفقاً للعلاقات (4-6) وعندئذٍ يساوي زمن تأثير $M_{y_{max}}$:

$$t_y = \frac{1}{\Omega}\left[\pi - arc\,tg\frac{C\Delta\omega_{34}}{\Omega M_{y_{mid}}}\right]$$

وبشكل مشابه للعلاقة (7) نحصل على قيمة الثابت الديناميكي كما يلي:

$$K_y = \frac{M_{y_{max}}}{M_{y_{mid}}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{C^2\Delta\omega_{34}^2}{\Omega^2 M_{y_{mid}}^2}}$$

مما سبق نستنتج أن العزم $M_{y_{max}}$ يتحدد كما هو الحال في القسم الثاني تبعاً لـ $M_{y_{mid}}$ وبفرق السرعتين في نهاية القسم الذي يسبقه $\Delta\omega_{34}$.

ولكن كما تظهر العلاقة (11) أن $\Delta\omega_{12} = \Delta\omega_{34}$ وهذا يعني أن القيم الأعظمية لعزوم المرونة ستكون متساوية على الأقسام المتشابهة (الزوجية).

نظرياً يمكن الاستمرار بتحليل مشابه للشكل رقم (3) حيث يفتح الخلوص على الأقسام الفردية وبالتالي تختفي الحمولات الديناميكية $M_y = 0$ في حين يغلق الخلوص على الأقسام الزوجية وتظهر بنتيجة ذلك الحمولات الديناميكية. في هذه اللحظة القيمة الأكثر اهتماماً لنا تمثلها القيمة العظمى للحمولات الديناميكية $M_{y_{max}}$ من زمن استمرارية الأقسام الأربعة t_Σ ولكن على الرغم من أنه في الشروط العملية ونتيجة للضياع على الاحتكاك ستتخامد الاهتزازات وبالتالي ستنخفض قيمة العزم M_y. أثبتت التجارب أنه خلال الأدوار الثلاثة سيتوقف الخلوص عن الفتح والإغلاق. إلا أن هذه الاهتزازات على الأدوار المذكورة يمكنها أن تزيد من زمن الحالة العابرة كله ومنه يمكن التوصل إلى النتيجة التالية:

من المفضل تخفيض زمن الأقسام عند ظهور الاهتزازات أي المهم هنا يعني تخفيض الحمولات الديناميكية $M_{y_{max}}$ على القسم الثاني والتي تؤثر سلباً وبشكل مباشر على موثوقية عمل الجملة بمجملها.

3- القسم العملي:

بناءً على العلاقات الناتجة في الدراسة التحليلية نستطيع تحليل الأزمنة المطلوبة مع $M_{y_{max}}$ بالإضافة إلى علاقتها تبعاً لقيمة القساوة الميكانيكية C ومن ثم تغير هذه القيم مع عزم العطالة الكلي t_Σ بعد أن نستطيع أيضاً تحديد تغير الأزمنة المطلوبة مع قيم عزوم المحرك على القسمين الأول والثالث. وبالنسبة لمسألة محددة كما هو في حالتنا المدروسة سنفترض أنه عند تغير عزم العطالة للآلية J_M يجب بالتأكيد اختيار محرك آخر وباستطاعة مختلفة بحيث نحافظ على التسارع المطلوب نفسه والمحدد مسبقاً بشروط العمل التكنولوجي ε لمجموعة من الآليات.

لاحقاً في الجدول رقم (1) نورد المعطيات الموافقة لثلاث حالات من تغير J_M.

الجدول (1)

	نوع المحرك	MTH 211-6	MTH 411-6	MTH 512-6
المواصفات الاسمية				
M_n	(N_M)	72.7	221.1	547.3
J_M	$Kg.m^2$	2	7.77	19.07
J_g	$Kg.m^2$	0.115	0.5	1.025
J_Σ	$Kg.m^2$	2.115	8.27	20.1
γ	-	18.4	16.54	19.5
$M_{y_{mid}}$	(N_M)	113.6	404.1	993.4
$M_{y_{mid}}/M_n$	-	1.55	1.82	1.82

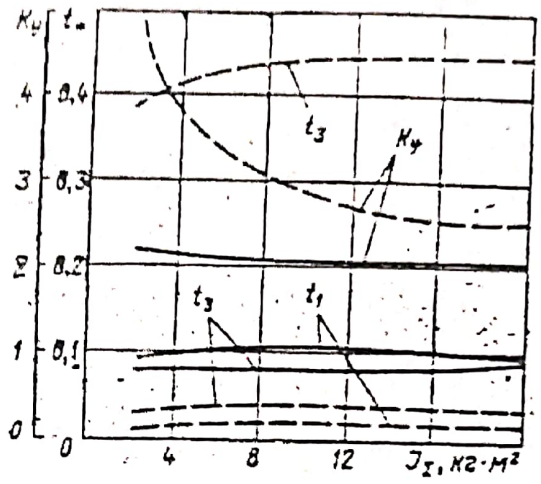
وبافتراض أن العملية التقنية المدروسة تتطلب تسارعاً مقداره $\varepsilon = 35\frac{rad}{\sec^2}$ وأن السرعات الاسمية للمحركات هي واحدة (السرعات التزامنية متساوية) ووفقاً لذلك كان زمن الحالة العابرة (الإقلاع) مساوياً $t_p = 2.84$ sec. كما نفترض أن ثابت العزم الديناميكي الذاتي للمحرك $K_{co} = 0.05$ وللآلية $K_c = 0.6$. عندئذٍ وفقاً للشروط المذكورة تم حساب القيم الواردة في الجدول رقم (2) والمحسوبة بالواحدات النسبية لكل من زمن الأقسام بشكل مستقل بالإضافة إلى الزمن الكلي $t_\Sigma = t_1 + t_2 + t_3$ (عند اعتبار القيمة الأساسية هي $t_p = 2.84$ sec

اعتماداً على العلاقات الواردة سابقاً. بالإضافة إلى تحديد قيم الثابت الديناميكي K_y من أجل قيمة المحرك MTH 411-6 وفق قيمتين للقساوة وأثناء تغير قيمت عزم المحرك على القسمين الأول والثالث K_{g1},K_{g2} = (0.075-0.75) عند اختيار قيمة ثابتة للخلوص مساوية δ = 0.5 rad كما حُسب عزم المحرك على القسم الثاني بحيث يؤمن التسارع المطلوب ε من أجل القيم المطلوبة M_c ,J_Σ كما يلي: $K_{g_1} = \frac{\varepsilon J_\Sigma}{M_n} + K_c$ وهذه القيمة وفقاً للشروط السابقة تساوي K_{g2} = 1.9.

	القساوة الميكانيكية	القسم الأول	الثاني	القسم	الثالث	القسم	مجموع الأزمنة
K_{g1}	$\overline{N.m}$	T_{1*}	T_{2*}	T_y	T_{g3}	T_{3*}	$T_{\Sigma*}$
	$C_1^{rad} = 3700$	0.106	0.0224	2.06		0.0831	0.211
0.07					0.075		
	$C_2 = C_1/5$	0.106	0.053	2.01		0.0831	0.242
	C_1	0.02	0.0165	3.06		0.442	0.478
0.75					0.075		
	C_2	0.02	0.0438	2.28		0.442	0.505

من الجدول رقم (2) يتضح أن t_3 تتزايد عند قيم كبيرة لـK_{g1} ولا تتعلق قيمته بالقساوة C. ولكن في الوقت نفسه يزداد زمن القسم الثاني بمقدار (2.25÷2.5) مرة عند تقليص قيمة C بخمس مرات لكن الشيء الملفت للنظر هو أنه مع تخفيض قيمة C تبقى قيمة $M_{y_{max}}$ تقريباً ثابتة من أجل القيم الصغرى لـK_{g1} في حين تنخفض بشكل كبير عند القيم الكبيرة لـK_{g1}.

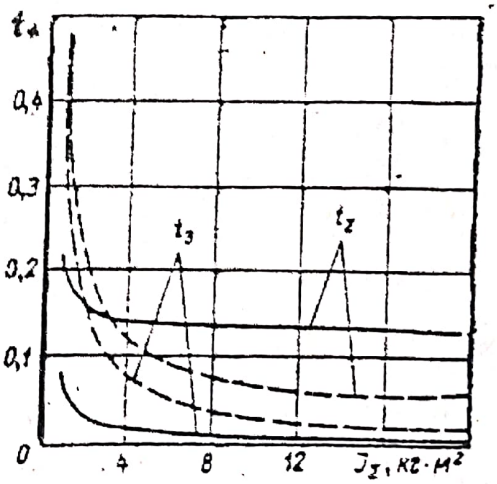
بعد ذلك تم تعميم الدراسة السابقة على ثلاث حالات مختلفة من المحركات وبنتيجة ذلك توصلنا إلى وضع أهم النتائج على الشكلين (4،5) حيث تظهر على الشكل رقم (4) مجموعة المنحنيات الحسابية لكل من الثابت الديناميكي K_y والزمن النسبي على الأقسام المختلفة عند تغير عزم العطالة الكلي للجملة الكهروميكانيكية J_Σ. في حين تظهر على الشكل رقم (5) مجموعة المنحنيات المعبرة عن تغير الزمن النسبي على القسم الثالث والكلي للأقسام عند تغير عزم المحرك على القسم نفسه من أجل حالات متعددة لقيمة عزم المحرك على القسم الأول.



الشكل (4): علاقة الثابت الديناميكي K_y والزمن النسبي t_* بدلالة عزم العطالة J_Σ عند القيم التالية لعزم المحرك

——— $K_{gl} = 0.075$

-------- $K_{gl} = 0.75$



الشكل (5): علاقة الثابت بدلالة عزم العطالة الكلي على القسم المذكور عند القيم التالية لعزم المحرك

——— $K_{gl} = 0.075$

-------- $K_{gl} = 0.75$

4- مناقشة نقاط البحث:

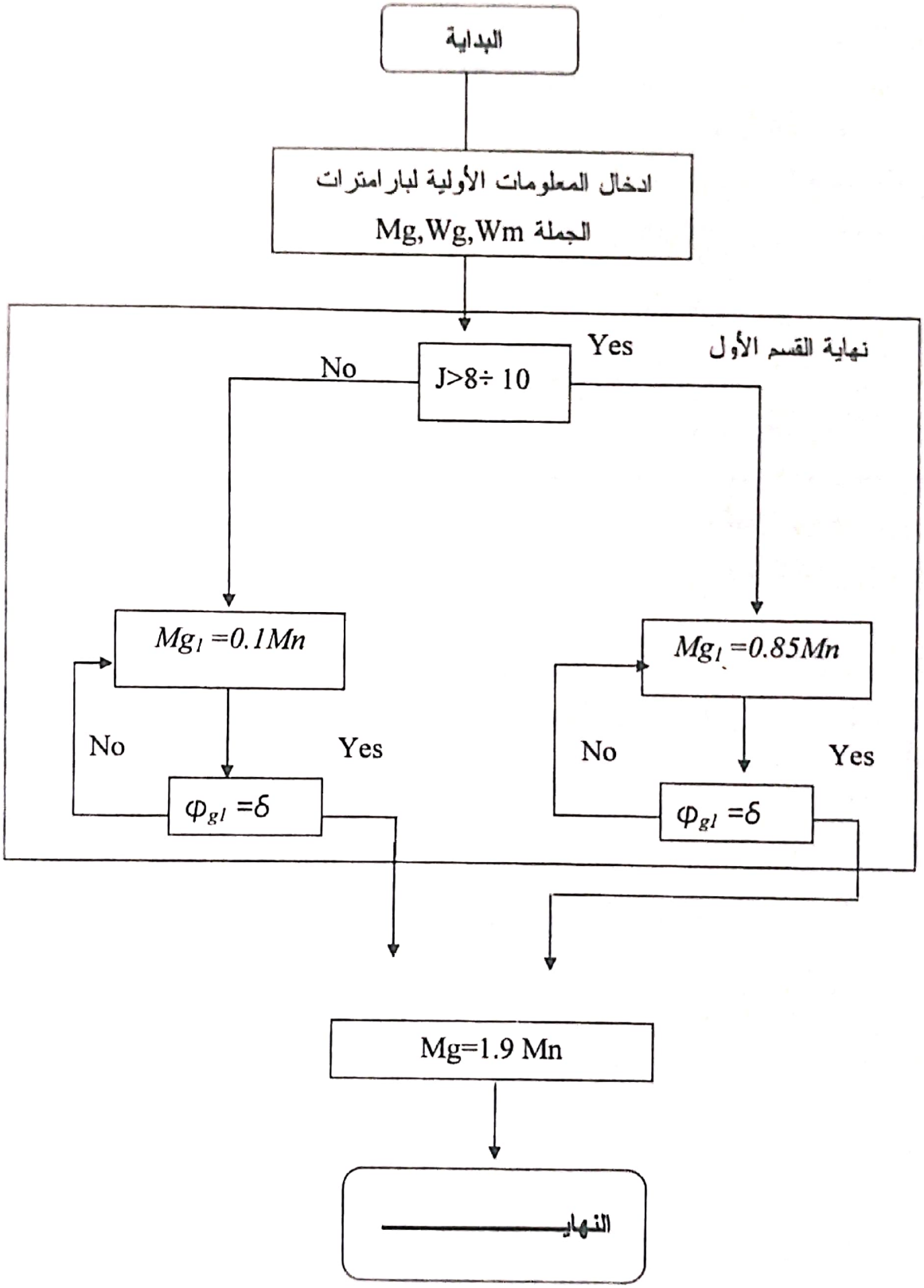
إذا تمعنا في الشكلين (4،5) نستطيع ببساطة تحليل المنحنيات الواردة كما يلي:

4-1: من الشكل رقم (4) نستنتج أن تأثير عزم العطالة الكلي للجملة J_Σ على الثابت الديناميكي K_y سيكون بسيطاً للغاية من أجل القيم الصغرى لعزم المحرك على القسم الأول

K_{g1} فهو أكبر من الاثنين بقليل. ولكن مع زيادة K_{g1} نجد أن مجال تغير K_y سيزداد من أجل قيم J_Σ المختلفة وبالتحديد سيصل إلى قيم كبيرة من أجل القيم الصغرى لـــ J_Σ. أمـــا فيمـــا يخص زمن القسم الأول بالطبع تتحدد قيمته بقيمة عزم المحرك على هذا القسم والذي يمثـــل حوالي $(10\div20)\%t_p$ في حين نجد أن زمن القسم الثالث سيكون متعلقاً بشكل رئيسي بقيمـــة K_g على القسمين الأول والثالث. بالإضافة لذلك ستكون قيمته كبيرة للغاية عنـــد الاخـــتلاف الكبير لقيمتي K_g وبشكل تقريبي تصل حتى t_p 40%. أما قيمة زمن القسم الثاني عند القـــيم المختلفة لـــ K_g, J_Σ فتبلغ فقط حوالي $(2\div3)\%\ t_p$.

4-2: من الشكل رقم (5) نستنتج أنه لا يؤثر على هذه المنحنيات تغير عـــزم العطالـــة J_Σ وبالتالي: "لا يؤثر استعمال المحركات المختلفة". ولكن العامل الفعال الذي يبديه في هذا التأثير هو عزم المحرك على القسم الأول كما نستنتج أن K_{g3} ذو تأثير ضعيف جـــداً علـــى زمـــن الأقسام وخاصة عندما تصبح قيمته فوق الواحد $K_{g3} > 1$ ومن هنا نستنتج ما يلـــي: يجـــب إعطاء عزم للمحرك على القسم الثالث مساوياً بالقيمة لعزم المحرك على القسم الثاني $M_{y_{mid}}$ والحفاظ عليه ثابتاً.

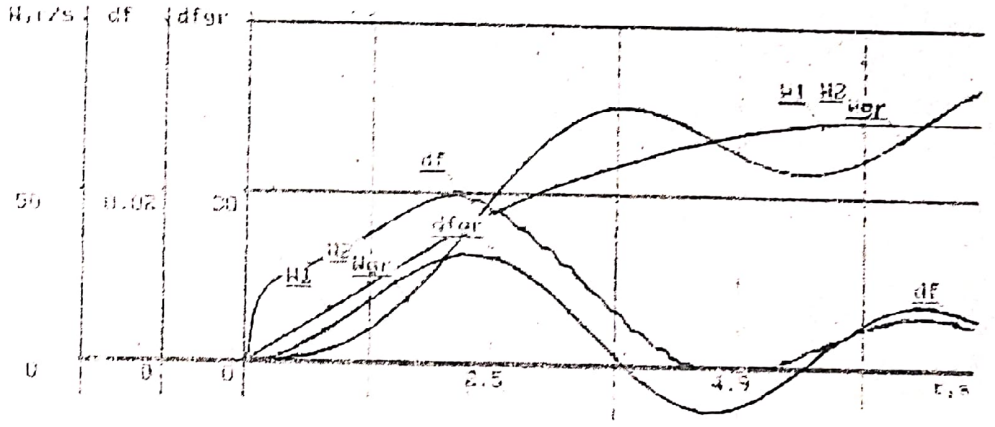
وبهذا الشكل يصبح العامل الوحيد ذو التأثير الكبير والمباشر على سير العملية التقنية متمـــثلاً بعزم المحرك على القسم الأول والذي يحدد أساساً قيم أزمنة الأقسام المختلفة بالإضافة لقيمـــة K_y.



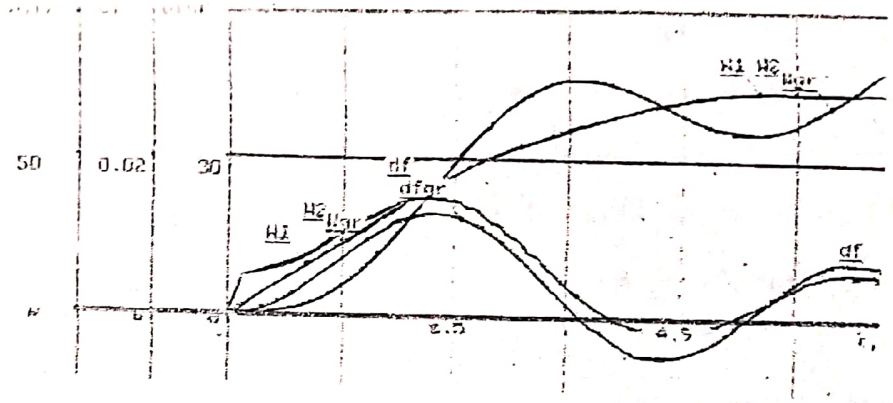
الشكل (6): تغير قيمة عزم المحرك أثناء الحالة الاضطرابية.

4-3: بالاعتماد على النتائج التحليلية والتطبيقية وضعت خوارزمية التحكم بقيمة عزم المحرك على القسم الأول والتي تحقق الهدفين المنشودين، في بداية البحث، بآن واحد وهما الحفاظ على موثوقية الجملة الكهروميكانيكية ثابتة من جهة بالإضافة إلى إبقاء زمن الحالة اضطرابية ضمن المجال المسموح به. وهكذا نورد على الشكل رقم (6) خوارزمية التغير العملي لقيمة عزم المحرك على القسم الأول حسب قيمة J_{Σ} وذلك في مرحلة اختيار الخلوص. بعد ذلك من أجل التأكد من صحة عمل خوارزمية التحكم بقيمة عزم المحرك أجريت التجارب على مجموعتين مختلفتين J_{Σ} باستخدام الحاسوب IBM PC-XT وذلك من أجل حالتين: الأولى بدون استخدام الخوارزمية والحالة الثانية مع استخدام الخوارزمية المبينة على الشكل رقم (6). طبعاً عند ثبات بارامترات الجملة الأخرى بالحالتين.

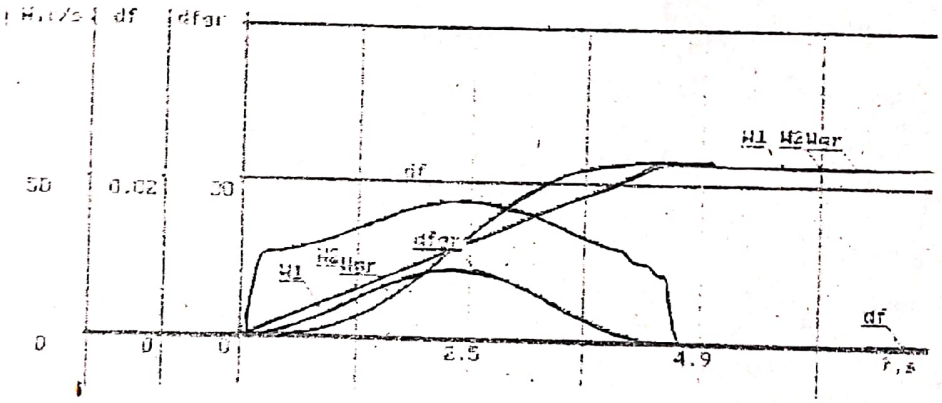
على الشكل رقم (7) يظهر الإقلاع الحر بدون إدخال الخوارزمية (7-أ،ب) و(7-د،جـ) مع إدخال الخوارزمية ومنها تظهر أهمية استخدام الخوارزمية في الجملة الكهروميكانيكية باعتبار أنها لا تملك فقط المقدرة على إعادة الجملة إلى نظام الاستقرار عند بلوغ المحرك سرعته الاسمية وإنما أيضاً تملك المقدرة على تخميد الأحمال المعلقة إلى الجملة (كما هو الحال في حالة الحمل المعلق بحبل مرن في رافعة) (ω_{gr} , φgr).



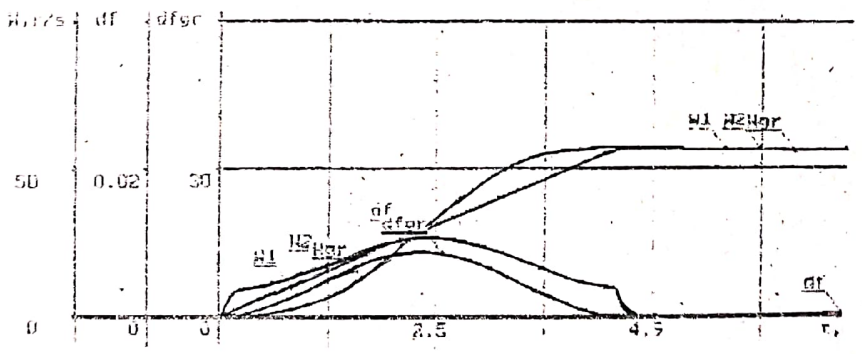
-أ-



- ب -



- جـ -



- د -

الشكل (7): يبين المقارنة العملية لنتائج الإقلاع:

I- الحر للمجموعتين (أ،ب).

II- باستخدام خوارزمية التحكم المبينة على الشكل (6) من أجل المجموعتين (حـ،د).

5- النتيجة:

استناداً إلى التحليل السابق مع الأشكال التوضيحية نستنتج ما يلي:

1- عند قيم عزوم العطالة المتراوحة بين $J_\Sigma < 8 \div 10 Km^2$ من المفضل العمل عند عزوم صغيرة للمحرك على القسم الأول والتي لا تزيد عن 10% من القيمة الاسمية. في هذه الحالة حتى لو أن الأقسام الأولى تشكل حوالي (15÷12) % من زمن الإقلاع نجد أن قيمة K_y هي دوماً بحدود الاثنين.

2- في حالة القيم الكبير لـ J_Σ على العكس تماماً من المفضل إعطاء قيم كبيرة لعزم المحرك على القسم الأول بالقرب من القيمة الاسمية له عندئذٍ وإن كانت قيمة الثابت الديناميكي ستبلغ Kg = (2.5÷2.7) نجد أن الزمن الكلي للأقسام المختلفة سوف لا يزيد عن (6÷5)% من زمن الإقلاع.

3- إثبات تطابق النتائج النظرية مع التطبيقية بمساعدة خوارزمية التحكم المبين بالشكل رقم (6).

4- النتيجة الاقتصادية الهامة هو التقليل من تكاليف الاستثمار من خلال الاستغناء عن إدخال عناصر أخرى إضافية إلى دارة الجملة المدروسة.

6- الخاتمة:

لقد بينا أنه بالإمكان الحصول على موديل حسابي وطريقة متطورة وجديدة للبحث في تحديد أثر بارامترات الجملة الكهروميكانيكية على زمن الحالة الاضطرابية والتي تعتبر أحد الحلول الهندسية العملية لزيادة موثوقية الجملة الناتجة بالإضافة إلى الاقتصاد في استخدام معدن الجملة ذاتها والذي يهدف أساساً إلى زيادة مقدرة الجملة على تحمل الصدمات الديناميكية المذكورة وأخيراً إن أهمية البحث تأتي من مقارنة الطريقتين الميكانيكية والكهربائية باعتبار أن الاستغناء عن إضافة أي عنصر خارجي إلى الجملة الكهروميكانيكية مع الحفاظ على المؤشرات الاقتصادية لها يعتبر بحد ذاته عملاً علمياً له دلائله التكنولوجية وخصائصه التطبيقية الهامة في الصناعة.

REFERENCES المراجع

[1]- كلوتشيف ف-إي- تيريخوف ف.إم: المحرك الكهربائي وأتمتة الآليات الصناعية العامة. إصدار دار النشر اينيرغيا 1980-360 صفحة.

[2]- آراداشنيكوف ت-أي: تخفيض ضياعات الإقلاع بالطاقة في المحركات التحريضية باستخدام المعوض المرن لطاقة الانزلاق. مجلة الكهروميكانيا: العدد الثامن إصدار عام 1990 الصفحة 74-82.

[3]- غازاسيمياك ر.ب: الحد من الحمولات الديناميكية في الآلات ذات المحركات التحريضية. مجلة الكهروديناميكا إصدار عام 1990 العدد الأول صفحة 63-69.