



**THE SCHOLAR JOURNAL FOR
SCIENCES & TECHNOLOGY**

**Using the Developed Electro Thermal Centers
For the Production of Electric Power and Desalinated Water**

**إستخدام المراكز الكهروحرارية المطورة
لإنتاج الطاقة الكهربائية ومياه التحلية**

Prepared by



Dr.Eng. Lammiaa Abdul Rudah abd
Al-Isra University College
Baghdad – Iraq
dr.Lamiaa@esraa.edu.iq



Eng. Mudafar Kadum Krady
Mudafar Engineering
Consulting Office
Sultanate of Oman
mudaferahmed@gmail.com

المستخلص

تم في هذا البحث لإنشاء نموذج رياضي لدراسة أداء تطوير التصميم الأساسي لمراكز كهروحرارية مزدوجة ثنائية الضغط مخصصة لإنتاج الطاقة الكهربائية ومياه التحلية معا. وبصورة مقياس لفاعلية الحرارة والحفاظ على أدنى مستوى من التلوث للوسط المحيط وتم "استخدام التوفير في كمية الوقود المستهلكة في الكهربائية المستخدمة نتيجة للإنتاج المشترك للطاقة الكهربائية ومياه التحلية معا في التصميم المقترح مقارنة مع عملية الإنتاج المستقل للطاقة الكهربائية ومياه التحلية عن طريق محطة تجهيز ووحدة تحلية من نوع التناضح العكسي كما تم دراسة تأثير وحدة التحلية التبخيرية ذات التأثير المتعدد والوحدة التوربينية الغازية وكذلك الخواص الحرارية (الثرموديناميكية) الأساسية لهذه الوحدة بالمقارنة مع التصميم الأساسي للمحطة البخارية . وقد بينت نتائج الدراسة :

. أن فاعلية استخدام الدورة المزدوجة ثنائية الضغط في تطوير المحطات البخارية التكميلية إلى مراكز كهروحرارية . حيث بلغ مقدار التوفير الأدنى في كمية الوقود المستهلكة 77.9 kg/hr لكل (MW) ميغا واط من الطاقة الكهربائية المنتجة في التصميم الأساسي للمحطة البخارية , وإنخفاض معدلات الملوثات الناتجة, مثل أكسيد النيتروجين (0.26 kg/MW.hr) وثاني أكسيد الكربون (241.8 kg/MW.hr) المطروحة للهواء الجوي , عندما يكون ضغط البخار المجهز لوحدة التحلية 0.3 bar (ونتيجة لهذا التطوير فإن العدد التصميمي لتأثيرات وحدة التحلية = 8 وكمية مياه التحلية المنتجة 15.7 ton/MW.hr).

. إرتفاع ضغط البخار المجهز لوحدة التحلية من 0.3 bar إلى 0.38 bar يؤدي إلى زيادة العدد التصميمي لتأثيرات وحدة التحلية من 8 إلى 10 و إرتفاع كمية مياه التحلية المنتجة بنسبة 15.3% وكذلك هبوط الطاقة الكهربائية المنتجة للوحدة التوربينية البخارية بمعدل 2.9%

. الأداء الحراري والبيئي لإستخدام الوحدات التوربينية الغازية ذات الإحتراق المتتالي في تطوير المحطات البخارية إلى مراكز كهروحرارية . حيث بلغ أقل مستوى من الارتفاع بمقدار التوفير في كمية الوقود المستهلكة والمؤشرات البيئية السابقة أعلاه 14.9% .

الكلمات المفتاحية : وحدة التحلية - المراكز الحرارية - المحطة البخارية - المراكز الكهروحرارية - الوحدات التوربينية

Abstract

In this research, a mathematical model was created to study the performance of the development of basic design of dual electro thermal centers dedicated to the production of electric energy and desalinated water together. In the form of a measure of the effectiveness of the heat and maintaining the lowest level of pollution of the surrounding medium , for electricity and desalinated water together , in the proposed design compared to the independent production of electric power and desalinated water through a processing plant and reverse osmosis desalination unit .The effect of multi-effect evaporated desalination unit and the gas turbine unit , as well as the thermodynamic thermal properties of this unit , were compared with the basic design of the steam plant . The result of the study has been shown:

The effectiveness of using dual-pressure double –phase in the development of steam station to the centers of electro thermal. Where the minimum savings in the amount of fuel consumed **77.9 kg/hr to MW (Mega Watt)** .of electric energy produced in the basic design of the steam plant and the lower resulting pollution rates such as a nitrous oxide(**0.26 kg/MW.hr**) , and carbon dioxide present in the air pressure supplied to the desalination unit from **0.3 bar** ,(as result of this improvement , the design number of the effects of desalination unit =8 ,and the water quantity produced **15.7 ton/MW.hr**) .

High pressure steam supplied to the desalination unit from **0.3 bar** to **0.38 bar**, and the high quantity of desalination water produced by **15.3 %**, as well as decrease in the electric power produced by the steam turbine unit ay rate of **2.9 %**

Thermal and environment performance of the use of successive gas turbine unit in the development of steam turbine to the centers of electro thermal ,where the lowest level of increase by the amount of fuel consumed and environment indicators above **14.9 %**

Key words: desalination unit - thermal centers - steam station - electro thermal centers - turbine units

1.1 المقدمة :

العديد من المناطق في العالم تعاني شحة في مصادر المياه الصالحة لأغراض الشرب والإستخدامات اليومية . وكان أحد الحلول العلمية لهذه المشكلة هو تحلية مياه البحر بالطريقة الحرارية [1] . وفي السنوات الأخيرة تميزت بارتفاع نسبة استعمال المراكز الكهروحرارية لتوليد مياه التحلية والطاقة الكهربائية اللازمة في تغطية متطلبات شبكة الكهرباء في العديد من دول العالم و خاصة في دول العالم الثالث النفطية [3 , 2] . وعلى الرغم من ان محطات الطاقة الكهربائية البخارية في معظم دول العالم مازالت تعتبر النسبة الأكبر في تلبية استهلاك الطاقة الكهربائية للشبكة. كما ان العديد من هذه المحطات أصبح من الناحية الفنية والتقنية غير اقتصادي ضمن المقاييس العالمية للصيانة ومعدلات استهلاك الوقود لإنتاج الطاقة الكهربائية [4] .

وتشير نتائج الدراسات الحديثة إلى الفاعلية الاقتصادية لاستخدام وحدات التحلية البخارية المتعددة التأثير في المراكز الكهروحرارية البخارية المخصصة لإنتاج الطاقة الكهربائية ومياه التحلية [5] . ولكن في حالة البلدان التي تعتمد فيها شبكة إنتاج الطاقة الكهربائية بصورة رئيسية على المحطات البخارية التكتيفية يصبح من الضروري التفكير في تجهيز الطاقة الحرارية لوحدات التحلية المذكورة أعلاه عن طريق استنزاف البخار من التوربينات التكتيفية أو تطوير هذه التوربينات للعمل بنظام التوربينات البخارية ذات الضغط المقابل". وذلك عندما تكون وحدات التحلية هذه موجودة داخل المحطة الكهربائية أو بالقرب منها . " ومن الجدير بالذكر في هذه الحالة يجب أن يؤخذ بعين الاعتبار القدرة التصميمية وإمكانية زيادة الطاقة المحملة على مراحل التوربين البخاري [6] . ونتيجة لاستمرار البحوث العلمية لتقديم ما هو أكثر فاعلية اقتصادية في مجال إنتاج الطاقة الكهربائية اتجه الباحثون إلى تبني فكرة الدورة المزدوجة في تطوير وتوسيع المحطات البخارية القديمة [7 , 8] .

وبناء على ما تقدم سوف نقوم في هذا البحث " دراسة اداء تطوير التصميم الأساسي لمحطة بخارية تكتيفية إلى مركز كهروحراري مزدوج ثنائي الضغط يتم فيه إنتاج الطاقة الكهربائية والطاقة الحرارية اللازمة لوحدات التحلية البخارية المتعددة التأثير".

1.2 المحطة البخارية مادة البحث :

يتكون التصميم الأساسي للمحطة البخارية : (الشكل 1) من مرجل بخاري (SB) بطاقة إنتاجية (320 ton/hr) ووحدة تربينية بخارية تكتيفية ذات محور واحد وقدرة تصميمية 84.65 MW . وتتكون التربين البخارية من اسطوانتين (LPT , HPT) لتمدد البخار المجهز من المرجل (TSB= 510 C ; PSB= 92.2 bar) وتتضمن أربعة نقاط لاستنزاف

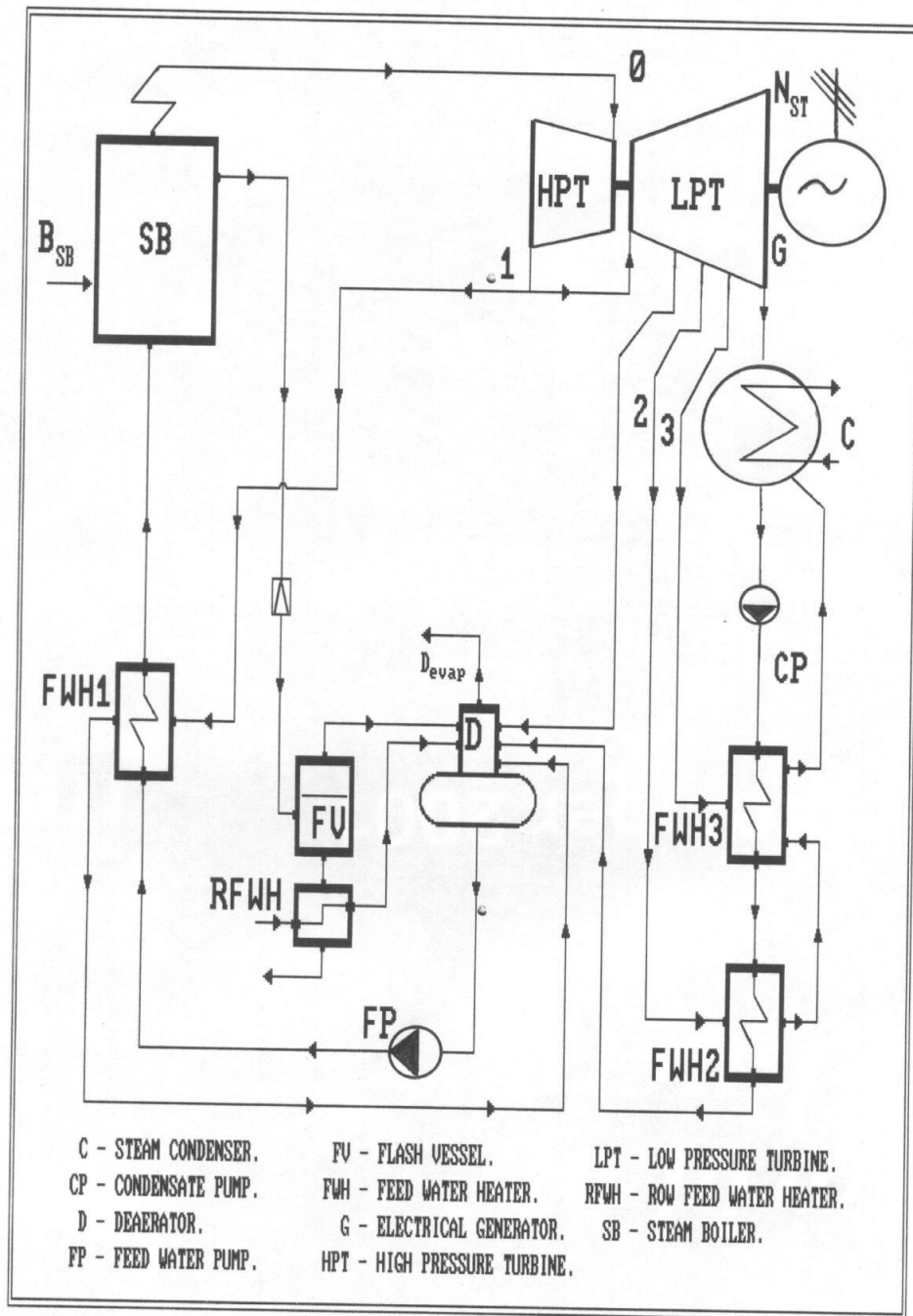
البخار من اسطوانتي الضغط المرتفع والمنخفض لغرض التسخين الاسترجاعي لمياه التغذية (الجدول (1)).

الجدول (1) خواص البخار عند نقاط الاستنزاف المختلفة من التربين البخارية .

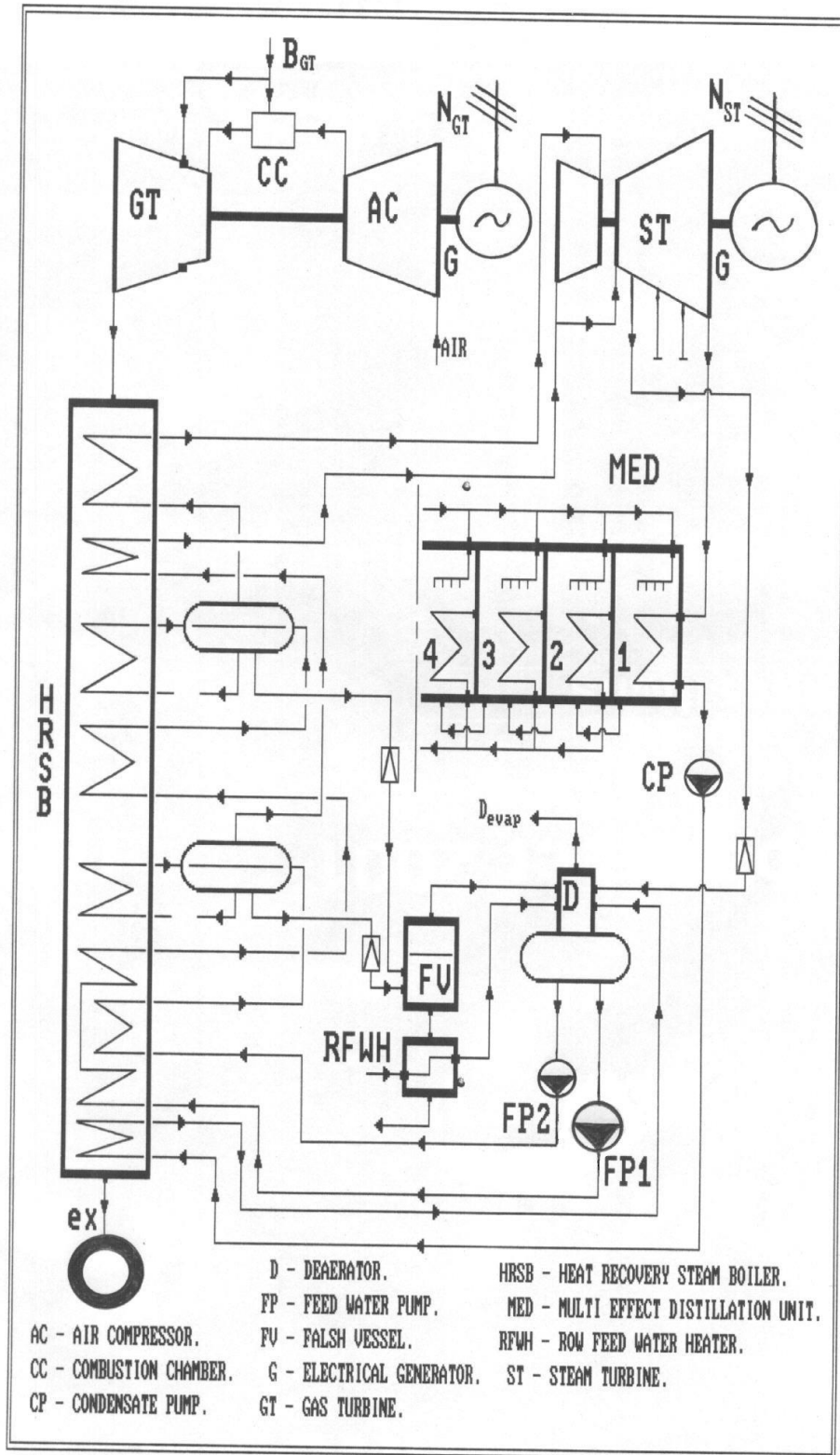
Point	0	1	D	2	3	C
P , bar	87.0	24.83	6.86	1.73	0.169	0.07
T , C	505	336.2	303.7	115.2	56.2	38.8

ان التصميم المقترح لتطوير التصميم الأساسي للمحطة البخارية قيد البحث مبين في الشكل (2). حيث تم تعديل تصميم المحطة البخارية إلى مركز كهروحراري مزدوج يتم فيه استغلال الطاقة الحرارية لغازات العادم الخارجة من التوربين الغازي في مرجل بخاري ثنائي الضغط (HRSB) مخصص لإنتاج كمية البخار المطلوبة للتوربين البخاري في التصميم الأساسي للمحطة في حالة نظام التشغيل الجديد . وبناء على ذلك فإن البخار المنتج في مرحلة الضغط المرتفع من المرجل بعد أن ينجز مقدار من الشغل داخل اسطوانة الضغط العالي للتوربين البخاري يتم خلطه بكمية البخار المنتجة في مرحلة الضغط المنخفض من المرجل. حيث تتمدد كمية البخار المنتجة في مرحلتي الضغط للمرجل داخل اسطوانة الضغط المنخفض لغاية ضغط تجهيز البخار لوحدة التحلية.

وقد تم في التصميم المقترح إلغاء المكثف والمبادلات الحرارية المخصصة للتسخين الاسترجاعي لمياه التغذية والمكثف الأساسي. وتطوير تصميم التربين البخارية التكميلية للعمل بنظام التوربينات البخارية الحرارية ذات الضغط المقابل . حيث تم إلغاء المراحل الثلاثة الأخيرة لتمدد البخار من اسطوانة الضغط المنخفض بهدف تحقيق خواص البخار المطلوبة لوحدة التحلية في نهاية إجراء التمدد للبخار داخل التوربين والحفاظ على نقطة استنزاف البخار المخصصة لخزان نزع الهواء في التصميم الأساسي (الذي يعمل وفقا للتصميم المدروس عند ضغط (PD= 2.5 bar)). ولغرض التقليل من كمية البخار المستنزفة لخزان نزع الهواء يتم تسخين المكثف الأساسي (إلى درجة حرارة أصغر من درجة حرارة التشبع المقابلة لضغط خزان نزع الهواء بمقدار 5 C) عن طريق وضع مبادل حراري مخصص لهذا الغرض في المرجل . وإضافة لما سبق فقد تم الأخذ بعين الاعتبار وجود خزان التمدد (FV). الذي يتم فيه إنتاج كمية من البخار الوميضي عن طريق كمية المياه المستنزفة من اسطوانتي مرحلتي المرجل. وكذلك مبادل حراري (RFWH) لتسخين المياه التعويضية للمركز الكهروحراري عن طريق الاستفادة القصوى من الطاقة الحرارية المتبقية في المياه المستنزفة من خزان التمدد .



الشكل (1) يوضح المحطة البخارية الاساسية.



الشكل (2) التصميم المقترح للمركز الكهروحراري المزدوج .

أما تصميم وحدة التحلية (MED) فيتكون من عدة مكثفات تبخيرية متتالية تشكل التأثيرات المتعددة لوحدة التحلية. ويتم تجهيز المحلول الملحي لهذه التأثيرات على التوازي بينما يستنزف المحلول الملحي المركز من تأثير إلى آخر بالتتابع (وفقا لتدرج الضغط داخل التأثيرات) حتى يتم إستنزافه من التأثير الأخير لوحدة التحلية عن طريق المضخة المخصصة لهذا الغرض . وكذلك يتضمن تصميم وحدة التحلية على مكثف منفصل لكمية البخار المنتجة في التأثير الأخير من وحدة التحلية . حيث يستخدم جزء من مياه التبريد لهذا المكثف في تجهيز كمية المحلول الملحي المطلوبة لوحدة التحلية .

وتم في هذا البحث استخدام نوعين من التصاميم للوحدة التوربيني الغازي :

. التصميم الأول (وحدة توربيني غازي مصممة بدورة بسيطة وتضم الأجزاء التالية : ضاغط هواء AC ، غرفة احتراق مفردة حلقة CC ، توربين غازي GT ، مولد كهربائي G) .

. التصميم الثاني (وحدة توربيني غازي مصممة بدورة بسيطة مع احتراق متتابع للوقود . وبذلك فإن تصميم وحدة التوربيني الغازي يضم إضافة إلى الأجزاء الأساسية السابقة للتصميم الأول غرفة احتراق حلقة بعد المرحلة الأولى من التوربين الغازي) .

1.3 دراسة أداء التصميم :

لدراسة الأداء الحراري للمراكز الكهروحرارية المزدوجة الثنائية الضغط يستلزم الأمر حساب التصميم الحراري لعدة بدائل مختلفة للتصميم المدروس تتميز عن بعضها بتغير تصميم المستخدمة والخواص التصميمية قيد البحث بنظام متتالي لغرض حساب المؤشرات الاقتصادية الحرارية ، لهذه الحلول في كل حالة كما إن الخواص التصميمية الأساسية المدروسة في هذه الحالة : درجة الحرارة الابتدائية للغازات قبل التربين الغازية (T3) ، نسبة الضغط للهواء في الضاغط (PRC) ، ضغط البخار المجهز لوحدة التحلية (PT) وطبقا لذلك العدد التصميمي لتأثيرات وحدة التحلية (N) . أما الاداء الحراري فيتم تحديده في هذه الحالة عن طريق مقدار التوفير في كمية الوقود المستهلكة في الشبكة الكهربائية نتيجة لعملية الإنتاج المشترك للطاقة الكهربائية ومياه التحلية مقارنة مع عملية الإنتاج المنفصل عن طريق محطة مزدوجة بديلة لإنتاج الطاقة الكهربائية ووحدة تحلية من نوع التناضح العكسي لإنتاج مياه التحلية. وبذلك فإن مقدار التوفير في كمية الوقود المستهلكة في الشبكة الكهربائية نتيجة لتطوير التصميم الأساسي للمحطة البخارية التكتيفية إلى مركز كهروحراري مزدوج مخصص للإنتاج "الطاقة الكهربائية ومياه التحلية :

$$\begin{aligned}
\text{DBST} = & \frac{3600 * [\text{NST} + \text{NGT} - (\text{NEST})_O - \text{NFP1} - \text{NFP2}]}{\text{Qcv} * \text{EST}} + (\text{BSB})_O + \\
& + \frac{3600 * \text{DDW} * [\text{NRO} - \text{NMED}]}{\text{Qcv} * \text{EST}} - \text{BGT} \quad (1) \quad \Rightarrow \max
\end{aligned}$$

حيث :

BGT, NGT . الطاقة الكهربائية المنتجة (MW) ومعدل استهلاك الوقود (ton/hr) للوحدة التربينية الغازية على الترتيب.

NST . الطاقة الكهربائية المنتجة (MW) للوحدة التوربين البخاري في حالة نظام التشغيل الجديد
(NEST) o, (BSB) o . الطاقة الكهربائية المنتجة (MW) ومعدل استهلاك الوقود (ton/hr) للمرجل في حالة التصميم الأساسي للمحطة على الترتيب.

NFP2, NFP1 . الطاقة الكهربائية المستهلكة (MW) في مضخة التغذية للمرحلة الأولى والثانية من المرج على الترتيب .

EST . كفاءة المحطة المزدوجة التعويضية لإنتاج الطاقة الكهربائية في الشبكة.

Qcv . القيمة الحرارية للوقود النوعي (kJ/kg).

NMED, NRO . معدل استهلاك الطاقة الكهربائية النوعي (MW.hr/ton) لإنتاج مياه التحلية في وحدة التحلية من نوع التناضح العكسي والوحدة التبخرية المتعددة التأثير على الترتيب .
DDW . كمية مياه التحلية المنتجة (ton/hr).

وبذلك فإن البديل المناسب هو الذي يعطي أقصى قيمة للمعادلة (1) (أي البديل الذي عنده التصميم المدروس لوحدة التحلية لوحدة التوربين الغازي وكذلك الخواص الثيرموديناميكية المدروسة لهذه الوحدة تعطي أقصى فاعلية ممكنة عن طريق مقدار التوفير في كمية الوقود المستهلكة لإنتاج الطاقة الكهربائية ومياه التحلية.

ومن الجدير بالذكر في عملية بناء النموذج الرياضي الخاص بحساب التصميم الحراري للمركز الكهروحراري المزدوج تم استخدام طريقة حساب المراكز الكهروحرارية [9] ، وطريقة حساب الوحدات التوربينية الغازية ذات درجات الحرارة الابتدائية المرتفعة للغازات [10] ، وطريقة حساب المراحل البخارية المخصصة لاستغلال المصادر الثانوية للطاقة [11] ، وطريقة حساب وحدات التحلية التبخرية المتعددة التأثير [12] . إضافة إلى ما تقدم تم تعديل طريقة حساب الوحدات التربينية الغازية أعلاه للتعامل مع الوحدات التوربينية الغازية ذات الاحتراق المتتالي وتحديد نسبة التمدد للغازات في المرحلة الأولى للتوربين الغازي من شروط عدد

المراحل لهذا التوربين والتوزيع المتساوي لمقدار الهبوط في طاقة الغازات "على هذه المراحل [13]

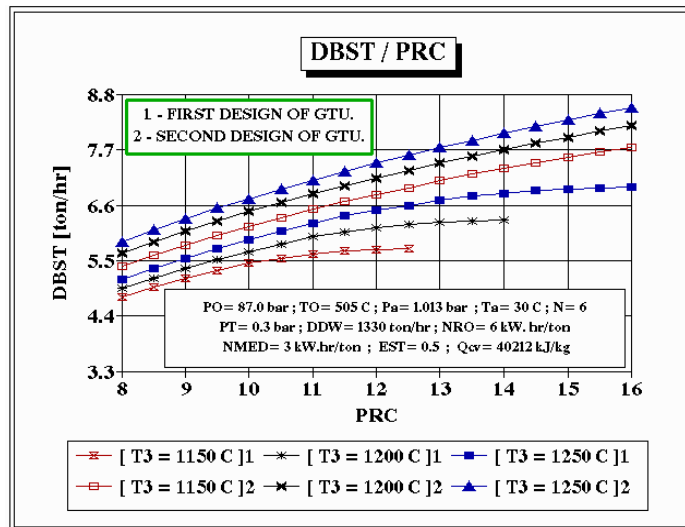
1.4 دراسة الأداء للتصميم قيد البحث :

تم دراسة تأثير تصميم وحدة التوربين الغازي والخواص التصميمية الأساسية السابقة أعلاه على مقياس " الاداء الاقتصادي للتصميم قيد البحث للمركز الكهروحرارية المزدوج (مقدار التوفير في كمية الوقود المستهلكة في الشبكة الكهربائية ومياه التحلية) . ويبين الشكل (3) تأثير نسبة الضغط للهواء (PRC) على مقدار التوفير في كمية الوقود من المعادلة (1) عند درجات حرارة ابتدائية مختلفة للغازات (T3) قبل التوربين الغازي . حيث يلاحظ من الشكل ارتفاع مقدار التوفير في كمية الوقود المستهلكة مع زيادة نسبة الضغط . والسبب في ذلك يمكن تفسيره إلى ارتفاع كمية الطاقة الكهربائية المنتجة للمركز الكهروحراري نتيجة لزيادة كمية الطاقة الكهربائية المنتجة لوحدة التوربين الغازي NGT بمقدار اكبر من الانخفاض في كمية الطاقة الكهربائية المنتجة لوحدة التوربين الغازي NST (الشكل (4)) . ومن ثم إرتفاع كفاءة المركز الكهروحراري على إنتاج الطاقة الكهربائية . وعند ثبوت نسبة الضغط وزيادة درجة الحرارة الابتدائية للغازات قبل التربينية الغازية يلاحظ من الشكل (4) إرتفاع مقدار التوفير في كمية الوقود المستهلكة . ويمكن تفسير ذلك في هذه الحالة إلى زيادة مقدار الشغل النوعي للوحدة التربينية الغازية وارتفاع درجة حرارة غازات الإحتراق بعد التوربين الغازي . مما يؤدي ذلك إلى انخفاض كمية غازات الإحتراق المطلوبة في المرجل لإنتاج كمية البخار اللازمة للوحدة التربينية البخارية . ومن ثم هبوط معدل إستهلاك الوقود للمركز الكهروحراري بمقدار أكبر من الإنخفاض في الطاقة الكهربائية المنتجة لوحدة التوربين الغازي (NGT ، الشكل (4)) .

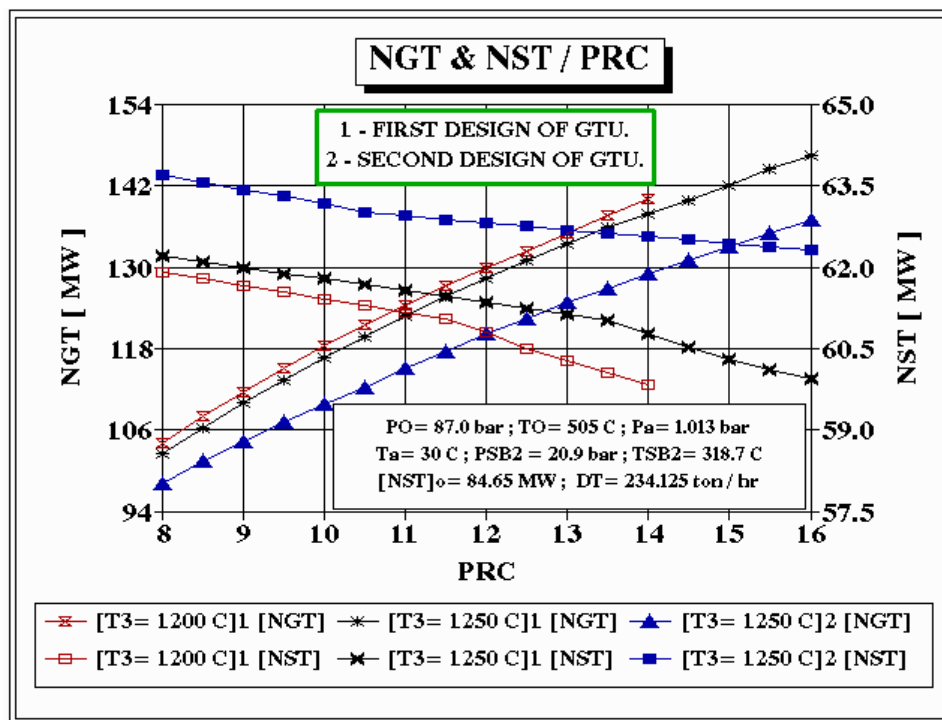
كما يبين الشكل (3) إرتفاع مقدار التوفير في كمية الوقود المستهلكة في حالة إستخدام التصميم المدروس الثاني لوحدة التوربين الغازي في المحطات والمراكز الكهروحرارية المزدوجة ثنائية الضغط مقارنة مع التصميم المدروس الأول لهذه الوحدة " . والسبب في ذلك يعود إلى زيادة كمية الطاقة الكهربائية المنتجة لوحدة التوربين الغازي (NST ، الشكل (4)) وإرتفاع مقدار الشغل النوعي لوحدة التوربين الغازي . مما يؤدي إلى انخفاض معدل استهلاك الوقود لوحدة التوربين الغازي بمقدار أكبر من الهبوط في الطاقة الكهربائية المنتجة لهذه الوحدة (NGT ، الشكل (4)) . وكذلك يلاحظ من الشكل (3) هنالك قطع في نهاية المنحنيات في حالة التصميم المدروس الأول لوحدة التوربين الغازي . وسبب ذلك يمكن تفسيره إلى عدم توافق شروط إنتاج البخار في مرحلة الضغط المرتفع من المرجل كنتيجة لإنخفاض درجة حرارة الغازات بعد التوربين الغازي مع زيادة نسبة الضغط للهواء في هذه الوحدة .

كما أن تأثير الخواص "الثرموديناميكية الأساسية لوحدة التوربين الغازي على مقدار الطاقة الكهربائية المنتجة للوحدات التوربين الغازي والبخاري مبين في الشكل (4). حيث يلاحظ من الشكل ارتفاع كمية الطاقة الكهربائية المنتجة لوحدة التوربين الغازي NGT مع زيادة نسبة الضغط للهواء في هذه الوحدة . وذلك بسبب ارتفاع كمية الغازات المطلوبة لإنتاج كمية البخار اللازمة لوحدة التوربين البخاري وزيادة مقدار الشغل النوعي لوحدة التوربين الغازي مع ارتفاع نسبة الضغط للهواء (وذلك في المجال المدروس لهذه النسبة). ويبين الشكل (4) هبوط كمية الطاقة الكهربائية المنتجة للوحدة التربينية البخارية NST مع زيادة نسبة الضغط للهواء . والسبب في ذلك يعود إلى انخفاض كمية البخار المنتجة في مرحلة الضغط المرتفع من المرجل (الشكل (5) ، DSB1). ومن ثم هبوط مقدار الطاقة الكهربائية المنتجة لاسطوانة الضغط المرتفع (HPT) من التوربين البخاري .

وان تأثير درجة الحرارة الابتدائية للغازات على مقدار الطاقة الكهربائية المنتجة للمركز الكهروحراري المزدوج مبين في الشكل (4). حيث يلاحظ من الشكل إنخفاض مقدار الطاقة الكهربائية المنتجة لوحدة التوربين الغازي NGT مع إرتفاع درجة الحرارة الابتدائية للغازات قبل التوربين الغازي . والسبب في ذلك يرجع إلى إرتفاع درجة حرارة الغازات بعد التربينية الغازية . ومن ثم إنخفاض كمية الغازات المطلوبة لإنتاج كمية البخار اللازمة للوحدة التربينية البخارية بمقدار أكبر من الزيادة في مقدار الشغل النوعي للوحدة التربينية الغازية . أما تأثير إرتفاع درجة الحرارة الابتدائية للغازات على كمية الطاقة الكهربائية المنتجة لوحدة التوربين البخاري NST فهو زيادة الطاقة الكهربائية المنتجة لهذه الوحدة "

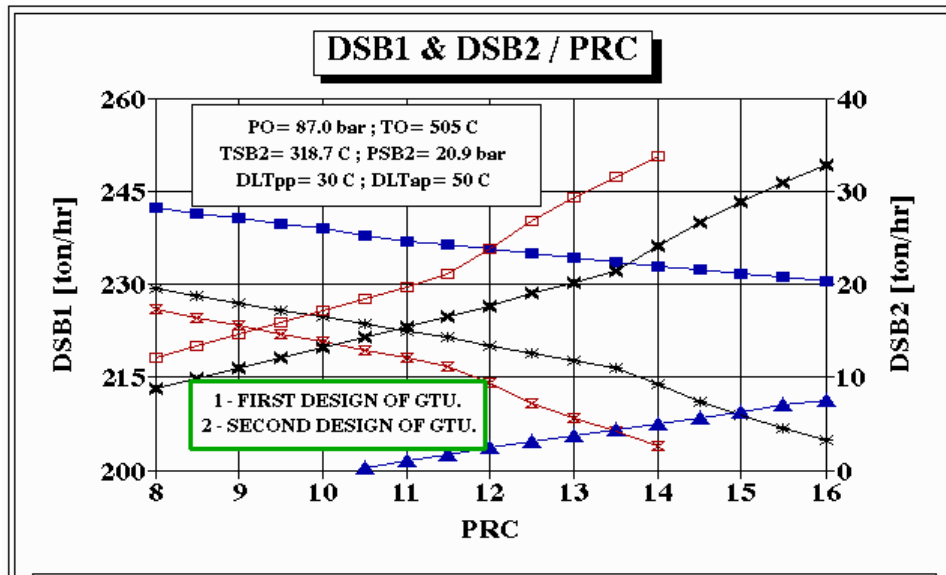


الشكل (3) يوضح علاقة مقدار التوفير في كمية الوقود المستهلكة (DBST) مع نسبة الضغط للهواء في وحدة التوربيني الغازي (PRC) عند قيم مختلفة لدرجة الحرارة الابتدائية للغازات (T3).



الشكل (4) علاقة كمية الطاقة الكهربائية المنتجة للوحدة التربينية البخارية (NST) مع نسبة الضغط للهواء في الوحدة التربينية الغازية (PRC) عند قيم مختلفة لدرجة الحرارة الابتدائية للغازات (T3).

"وذلك بسبب إرتفاع كمية البخار المنتجة في مرحلة الضغط المرتفع من المرجل (DSB1 ، الشكل (5)). ومن ثم زيادة مقدار الطاقة الكهربائية المنتجة لإسطوانة الضغط المرتفع من التوربين البخاري. وكذلك يبين الشكل (4) عند ثبوت الخواص الثيرموديناميكية المدروسة لوحدة التوربين الغازي فان إستخدام الإحتراق المتتابع في هذه الوحدة يؤدي إلى زيادة كمية الطاقة الكهربائية المنتجة لوحدة التوربين البخاري NST وهبوط كمية الطاقة الكهربائية المنتجة لوحدة التوربين الغازي NGT . ويمكن تفسير ذلك إلى ارتفاع درجة حرارة غازات الإحتراق بعد التوربين الغازي . مما يؤدي ذلك إلى زيادة كمية البخار المنتجة في مرحلة الضغط المرتفع من المرجل (DSB1 ، الشكل (5)) وإنخفاض كمية غازات الإحتراق المطلوبة في المرجل لإنتاج كمية البخار اللازمة لوحدة التوربين البخاري بمقدار أكبر من الزيادة في الشغل النوعي لوحدة التوربين الغازي " .



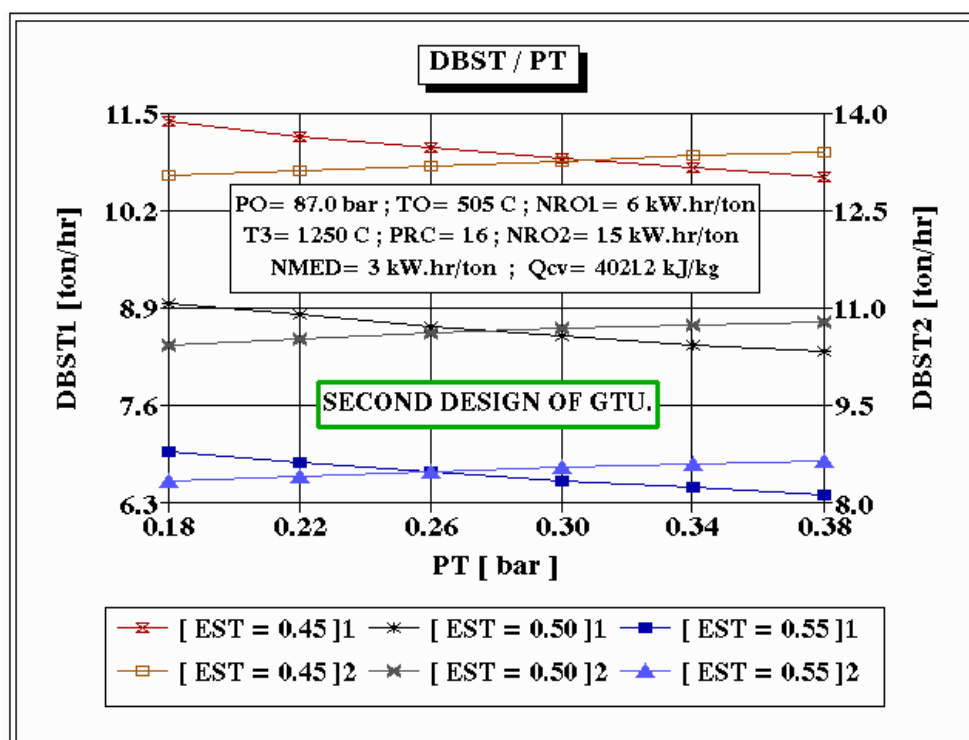
الشكل (5) علاقة كمية البخار المنتجة في مرحلتي الضغط للمرجل مع نسبة الضغط للهواء في الوحدة التربينية الغازية (PRC) عند قيم مختلفة لدرجة الحرارة الابتدائية للغازات (T3).

كما تم دراسة تأثير خواص وحدة التوربين الغازي على كمية البخار المنتجة في مرحلتي الضغط من المرجل . حيث يلاحظ من الشكل (5) عند ثبوت نسبة الضغط للهواء وزيادة درجة الحرارة الابتدائية للغازات ارتفاع كمية البخار المنتجة في مرحلة الضغط المرتفع من المرجل **DSB1** . وذلك بسبب زيادة كمية الطاقة الحرارية المتاحة لإنتاج البخار في هذه المرحلة نتيجة لارتفاع درجة حرارة الغازات بعد التوربين الغازي . وكذلك يلاحظ هبوط كمية البخار المنتجة في مرحلة الضغط المنخفض من المرجل **DSB2** مع ارتفاع درجة الحرارة الابتدائية للغازات قبل التوربين الغازي . والسبب في ذلك يمكن تفسيره إلى انخفاض درجة حرارة غازات الاحتراق بعد موفر مرحلة الضغط المرتفع من المرجل نتيجة لزيادة كمية الطاقة الحرارية اللازمة لتسخين مياه التغذية لهذه المرحلة من المرجل . وعند زيادة نسبة الضغط للهواء وثبوت درجة الحرارة الابتدائية للغازات يلاحظ من الشكل (5) هبوط كمية البخار المنتجة في مرحلة الضغط المرتفع من المرجل . وذلك بسبب انخفاض كمية الطاقة الحرارية المتاحة لإنتاج البخار في هذه المرحلة . أما كمية البخار المنتجة في مرحلة الضغط المنخفض من المرجل فأنها تزداد مع ارتفاع نسبة الضغط للهواء . والسبب في ذلك يعود إلى انخفاض كمية مياه التغذية اللازمة لمرحلة الضغط المرتفع من المرجل . ومن ثم ارتفاع درجة حرارة غازات الاحتراق بعد موفر هذه المرحلة من المرجل . وبالتالي زيادة كمية الطاقة الحرارية المتاحة لإنتاج البخار في مرحلة الضغط المنخفض من المرجل .

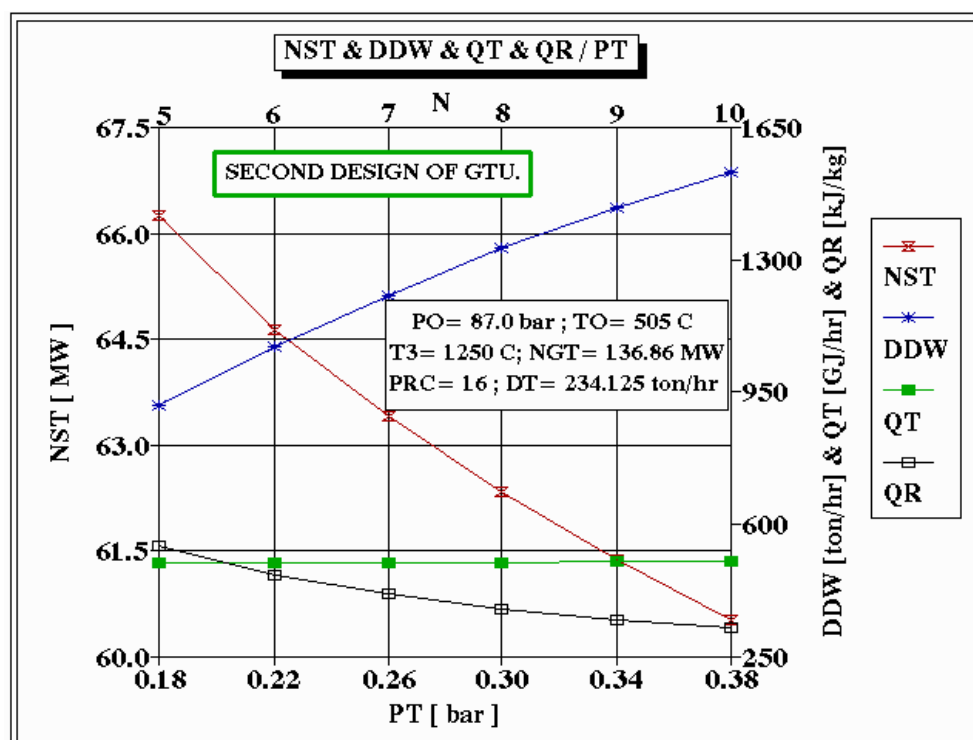
ان تأثير ضغط البخار المجهز "لوحة التحلية PT وكفاءة المحطة التعويضية EST لإنتاج الطاقة الكهربائية وكذلك معدل استهلاك الطاقة الكهربائية لإنتاج مياه التحلية في وحدة التحلية من نوع التناضح العكسي على مقدار التوفير في كمية الوقود المستهلكة **DBST** مبين

في الشكل (6). حيث يلاحظ من الشكل هبوط مقدار التوفير في كمية الوقود المستهلكة (DBST1) مع زيادة ضغط البخار المجهز لوحدة التحلية في حالة استرجاع الطاقة الهيدروليكية للمياه المستنزفة من وحدة التناضح العكسي ($NRO = 6 \text{ kW.hr/ton}$). والسبب في ذلك يعود إلى هبوط الطاقة الكهربائية المنتجة للوحدة التريينية البخارية (NST ، الشكل (7)) بمقدار أكبر من الزيادة في معدل استهلاك الطاقة الكهربائية لوحدة التحلية التعويضية نتيجة لارتفاع كمية مياه التحلية المنتجة للمركز الكهروحراري (DDW ، الشكل (7)). أما في حالة عدم استرجاع الطاقة الهيدروليكية للمياه المستنزفة من وحدة التحلية ($NRO = 15 \text{ kW.hr/ton}$) فيلاحظ من الشكل (6) ارتفاع مقدار التوفير في كمية الوقود المستهلكة (DBST2) مع زيادة ضغط البخار المجهز لوحدة التحلية. وذلك بسبب ارتفاع معدل استهلاك الطاقة الكهربائية لإنتاج مياه التحلية في وحدة التناضح العكسي . ومن ثم زيادة معدل استهلاك الوقود على إنتاج مياه التحلية في عملية الإنتاج المنفصل بمقدار أكبر من الارتفاع بمعدل استهلاك الوقود في المركز الكهروحراري المزوج على إنتاج الطاقة الحرارية لوحدة التحلية . وعند ثبوت ضغط البخار المجهز لوحدة التحلية وزيادة كفاءة المحطة التعويضية يلاحظ من الشكل (6) هبوط مقدار التوفير في كمية الوقود المستهلكة "، وذلك بسبب انخفاض معدل استهلاك الوقود على إنتاج الطاقة الكهربائية في المحطة التعويضية.

و تأثير ضغط البخار المجهز " لوحدة التحلية PT على العدد التصميمي لتأثيرات وحدة التحلية N مبين في الشكل (7). حيث يلاحظ من الشكل زيادة ضغط البخار المجهز لوحدة التحلية تؤدي إلى ارتفاع العدد التصميمي لتأثيرات وحدة التحلية. ومن ثم انخفاض معدل استهلاك الطاقة الحرارية النوعي لوحدة التحلية (QR) نتيجة لارتفاع مقدار الاسترجاع بالطاقة الحرارية لوحدة التحلية. وبالتالي ارتفاع كمية مياه التحلية المنتجة " (DDW).



الشكل (6) علاقة مقدار التوفير في كمية الوقود المستهلكة (DBST) مع ضغط البخار المجهز لوحدة التحلية (PT) عند قيم مختلفة لكفاءة المحطة التعويضية (EST).
الطاقة الحرارية

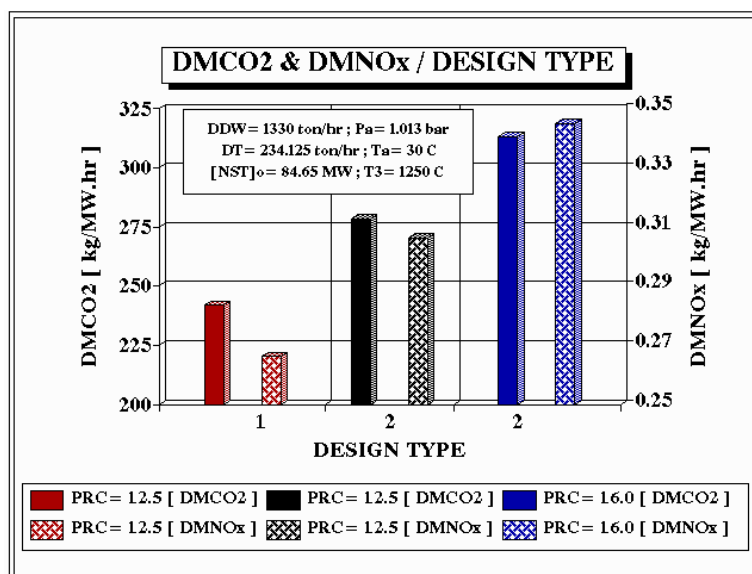


الشكل (7) علاقة كمية الطاقة الكهربائية المنتجة للوحدة التربينية البخارية (NST) ، كمية المجهزة لوحدة التحلية (QT) ، معدل استهلاك الطاقة الحرارية النوعي لوحدة التحلية (QR) مع ضغط البخار المجهز لوحدة التحلية (PT).

وكذلك يبين الشكل (7) " ارتفاع بسيط في كمية الطاقة الحرارية المجهزة لوحدة التحلية QT مع ارتفاع ضغط البخار المجهز لوحدة التحلية . وذلك بسبب ارتفاع درجة حرارة المتكثف الراجع من وحدة التحلية وثبوت كمية البخار المجهزة لهذه الوحدة .

وقد تم دراسة الفاعلية البيئية لتصميم المركز الكهروحراري المزدوج المدروس وتأثير تصميم الوحدة التربينية الغازية على هذه الفاعلية . حيث يلاحظ من الشكل (8) مقدار الانخفاض في كمية أكاسيد النيتروجين ($DMNO_x$) وثاني أكسيد الكربون ($DMCO_2$) المطروحة للوسط المحيط نتيجة لاستخدام التصميم المقترح للمركز الكهروحراري المزدوج مقارنة مع عملية الإنتاج المنفصل للطاقة الكهربائية ومياه التحلية . والسبب في ذلك يمكن تفسيره إلى هبوط معدل استهلاك الوقود لإنتاج نوعي الطاقة (الطاقة الكهربائية والحرارية) في التصميم المدروس للمركز الكهروحراري المزدوج وانخفاض كمية غازات الاحتراق المطروحة للوسط المحيط . وكذلك يلاحظ من الشكل (8) زيادة مقدار الانخفاض في كمية أكاسيد النيتروجين وثاني أكسيد الكربون المطروحة للوسط المحيط مع ارتفاع نسبة الضغط للهواء في الوحدة التربينية الغازية. وذلك بسبب زيادة كمية الطاقة الكهربائية المنتجة وارتفاع كفاءة المركز الكهروحراري المزدوج على إنتاج هذه الطاقة . ومن ثم زيادة معدل استهلاك الوقود لإنتاج الطاقة الكهربائية في المحطة التعويضية . مما يؤدي إلى ارتفاع كمية غازات الاحتراق المطروحة للوسط المحيط في عملية الإنتاج المنفصل للطاقة الكهربائية ومياه التحلية".

وكذلك يبين الشكل (8) الفاعلية البيئية لاستخدام الوحدات التوربين الغازية ذات الاحتراق المتتالي, (التصميم الثاني) في المحطات والمراكز الكهروحرارية المزدوجة .



الشكل (8) علاقة مقدار الانخفاض في كمية أكاسيد النيتروجين ($DMNO_x$) وثاني أكسيد الكربون ($DMCO_2$) المطروحة للوسط المحيط مع تصميم وحدة التوربين الغازية عند قيم مختلفة لنسبة الضغط للهواء (PRC) في هذه الوحدة

مجلة الباحث للعلوم والتكنولوجيا

حيث " بلغ أدنى مستوى من الزيادة في مقدار الانخفاض في كمية أكاسيد النتروجين وثاني أكسيد الكربون المطروحة للوسط المحيط % 14.9 مقارنة مع استخدام التصميم قيد البحث الأول لوحدة التوربين الغازي . والسبب في ذلك يعود إلى ارتفاع كفاءة المحطة المزدوجة أو المركز الكهروحراري المزدوج . ومن ثم هبوط معدل استهلاك الوقود في المحطة المزدوجة أو المركز الكهروحراري المزدوج على إنتاج الطاقة الكهربائية ."

2.1 النتائج والمناقشة:

ان دراسة اداء التصميم "المقترح للمركز الكهروحراري المزدوج تبين ان :

- يعتمد مقدار الطاقة الكهربائية المنتجة للمركز الكهروحراري بشكل أساسي على الطاقة الكهربائية التصميمية لوحدة التوربين البخاري وكذلك على تصميم هذه الوحدة.
- الفاعلية الحرارية والبيئية لاستخدام الدورة المزدوجة الثنائية الضغط في تطوير المحطات البخارية التكميلية إلى مراكز كهروحرارية . حيث بلغ مقدار التوفير الأدنى في كمية الوقود المستهلكة 77.9 kg/hr لكل MW من الطاقة الكهربائية المنتجة للمحطة البخارية . وطبقا لذلك فان مقدار الانخفاض في كمية أكاسيد النتروجين 0.26 kg/MW.hr وثاني أكسيد الكربون 241.8 kg/MW.hr المطروحة للوسط المحيط. وذلك عندما يكون ضغط البخار المجهز لوحدة التحلية 0.3 bar وطبقا لذلك العدد التصميمي لتأثيرات وحدة التحلية 8 وكمية مياه التحلية المنتجة 15.7 ton/MW.hr .
- تزداد الفاعلية الحرارية والبيئية للمركز الكهروحراري مع ارتفاع الخواص الثيرموديناميكية الأساسية للوحدة التربينية الغازية . وان استخدام الوحدات التربينية الغازية ذات درجة الحرارة الابتدائية المرتفعة للغازات يؤدي إلى ارتفاع كفاءة المركز الكهروحراري على إنتاج الطاقة الكهربائية . ومن ثم زيادة مقدار التوفير في كمية الوقود المستهلكة بالرغم من انخفاض مقدار الزيادة في كمية الطاقة الكهربائية المنتجة للمركز الكهروحراري.
- الفاعلية الحرارية والبيئية لاستخدام الوحدات التربينية الغازية ذات الاحتراق المتتابع في تطوير المحطات البخارية إلى مراكز كهروحرارية. حيث بلغ أدنى مستوى من الزيادة بمقدار التوفير في كمية الوقود المستهلكة والمؤشرات البيئية (الفقرة 1.6) السابقة الذكر أعلاه % 14.9 .
- ارتفاع ضغط البخار المجهز لوحدة التحلية من 0.3 bar إلى 0.38 bar يؤدي إلى زيادة كمية مياه التحلية المنتجة بنسبة % 15.3 (كنتيجة لانخفاض معدل استهلاك الطاقة الحرارية النوعي لوحدة التحلية) وكذلك هبوط الطاقة الكهربائية المنتجة لوحدة التوربين البخاري بمعدل % 2.9 ."

2.2 التوصيات:

يمكن " إجراء دراسة جدوى . حرارية لبيان فعالية المواصفات التصميمية والخواص الترموديناميكية المثالية للتصميم المقترح التي تعطي أقصى فاعلية اقتصادية ممكنة مع الأخذ بعين الاعتبار مقدار التغير في كلفة وحدة التوربين الغازي والمرجل المخصص لاستغلال الطاقة الحرارية لغازات العادم مع الخواص والمواصفات التصميمية لهذه الوحدة . وذلك لتأثير هذه الخواص والمواصفات على كمية البخار المنتجة في مرحلتي الضغط من المرجل . ومن ثم المساحات السطحية للتبادل الحراري المطلوبة لإنتاج هذه الكميات من البخار " .

كما يمكن تنفيذ مثل هكذا مشروع لحل أزمة البصرة والمناطق الجنوبية بشكل عام في توفير مياه الشرب وكذلك توليد الطاقة الكهربائية بكلفة معقولة ومواصفات جيدة اذا ما تم تطبيق هذا البحث بشكل عملي وإدارة رصينة لتحقيق التوافق بين الجانبين النظري والعملي وبشكل مدروس .

2.3 الرموز المستخدمة مع الجدول والرسوم التوضيحية :

التسلسل	الرمز	معناه
1	D , C	المكثف وخزان نزع الهواء .
2	DDW	كمية مياه التحلية المنتجة للمركز الكهروحراري المزدوج
3	DLTpp , DLTap	فرق درجات الحرارة الأصغر على الطرف الساخن لمحمصات البخار والطرف البارد للمبخرات في المرجل على الترتيب .
4	PT , DT	كمية وضغط البخار المجهز لوحدة التحلية على الترتيب
5	EST	كفاءة المحطة المزدوجة التعويضية لإنتاج الطاقة الكهربائية .
6	CP , FP	مضخة مياه التغذية والمكثف الأساسي على الترتيب
7	FV	خزان التمدد للمياه المستنزفة من اسطوانتي المرجل
8	FWHi	مسخن مياه التغذية أو المكثف الأساسي رقم (i)
9	HRSB	مرجل استغلال الطاقة الحرارية لغازات العادم الخارجة من الوحدة التربينية الغازية
10	HPT , IPT , LPT	اسطوانة الضغط المنخفض والمتوسط والمرتفع للتربينة البخارية على الترتيب
11	MED	وحدة التحلية التبخيرية المتعددة التأثير
12	NMED , N	العدد التصميمي لتأثيرات وحدة التحلية التبخيرية ومعدل استهلاك الطاقة الكهربائية النوعي
13	NRO	معدل استهلاك الطاقة الكهربائية النوعي لوحدة التحلية من نوع التناضح العكسي
14	Qcv	القيمة الحرارية للوقود النوعي المستخدم في الدراسة
15	RFWH	مسخن المياه التعويضية للمركز الكهروحراري المزدوج
16	SB	المرجل البخاري
17	P , T	درجة الحرارة والضغط على الترتيب
18	Po , To	درجة الحرارة والضغط الابتدائي للبخار قبل التوربين البخاري على الترتيب
19	Pa , Ta	درجة الحرارة والضغط للهواء في الوسط المحيط على الترتيب
20	PSB2 , TSB2	درجة حرارة وضغط البخار المنتج في المرحلة الثانية من المرجل على الترتيب
21	[NST]o	الطاقة الكهربائية المنتجة في حالة التصميم الأساسي للمحطة البخارية

Reference:

1. GHASSAN EJJEH (2001) **Desalination** , A Reliable Source of New Water / IDA World Congress on Desalination and Water Reuse. (Internet Communication)
2. LEON AWERBUCH (2001) **Desalination and Power Development in the New Millennium** / Sustainable Development International. (Internet Communication).
3. Cogeneration Plant with Desalination (1995) **CMI , Energy Division** , Avenue Greiner - 1 ,B - 4100 , Seraing , Belgium. MIRO R. SUSTA & PETER LUBY (1997)
4. Combined Cycle Power Plant Efficiency: a prognostic extrapolation / Modern Power Systems Journal, pp. 21: 24, April, 1997.
5. VINCENT BAUJAT (2000) **Comparison of Multiple Effect and Multistage Flash Desalination Processes for Power and Water Combined Plants** / The International Conference and Exposition on Energy and Water desalination , IEF / ISESCO , 20 : 21 June , Tripoli - LIBYA .
6. HUSSAIN A. A. (1998) **The Economical Effectiveness of Using The Modern Technology To Solve Energy and Environmental Problems** / The Third Workshop on Energy & The Environment, IEF, 20: 21 October, Tripoli – LIBYA.
7. GOFFIN J.P. (2001) **Verbrande Brug reborn as Vilvoorde Combined Cycle Plant** / Modern Power Systems Journal, pp. 19: 21, January, 2001.
8. AMINOV R.Z. & KLEBALEN U.M. (1989) **Cogeneration Steam Power Plants** / Moscow, Vish. Shcola, 256 pp.
9. ARSENYEV I.V. & TYRYSHKIN V.G. (1989) **Gas Turbine Plants** / Leningrad, Mashinostroine, 543 pp.
10. ARDEN B.W. (1995) **Power Plant Topping Cycle Repowering** / Energy Engineering (USA), Vol. 92, No. 5, pp. 49: 71.
11. VOINOV A.P. & KUPERMAN L.E. (1989) **Heat Recovery Steam Boilers** / Moscow, Energia, 272 pp.
12. JERNQVIST A. & JERNQVIST M. (1999)**Similation of Thermal Desalination Processes** / Desalination and The Envirnmnt Conference , Las Palmas , Gran Canaria , November 9 : 12 , 1999.
13. LUTHI (1994)**The ABB GT24/26 Gas Turbine Family with Sequential Combustion** / PowerGen Europe Conference, Vol. 9, May 1994, Koln, Germany.