

# ديناميكا حرارية (thermodynamics)

الفصل الرابع

التوربينات الغازية

(Gas Turbines)

Dr. Osama Mohammed Elmardi Suleiman khayal

د. أسامة محمد المرضي سليمان خيال

قسم الهندسة الميكانيكية

كلية الهندسة والتقنية

جامعة وادي النيل

عطبرة، السودان

January 2019

## الفصل الرابع

### التوربينات الغازية

### (Gas Turbines)

#### 4.1 مدخل (Introduction):

تستخدم التوربينات الغازية عموماً في أيامنا الحاضرة في مجال صناعة الطائرات، ويرجع الفضل لاختراع أول محرك نفاث للعالم سير فرانك ويتل (Sir Frank Whittle) قبيل اندلاع الحرب العالمية الثانية (1939-1945)، حيث تطورت صناعة وحدة التوربينة الغازية بصورة سريعة ومذهلة. تستخدم وحدات التوربينات الغازية الضخمة في توليد القدرة الكهربائية وفي محركات الدفع البحري ولكن دائماً ما يكون استخدام محركات الزيت (oil engines) والتوربينات البخارية (steam turbines) أكثر تكراراً في مثل هذه المجالات.

نقص الكفاءة في إجراءات الانضغاط والتمدد يكون أكبر في الوحدات التوربينية الصغيرة (small turbine units) ولذلك من الضروري استخدام مبادل حراري (heat exchanger) لتحسين الكفاءة الحرارية للتوربينات الغازية حتى تستطيع منافسة محركات الزيت الصغيرة والمحركات البترولية من الناحية الفنية و الاقتصادية.

التوربينة الغازية لـ (Halz Warth) والتي تم بناؤها سنة 1905م تعمل باحتراق ثابت الحجم، وهذا يتطلب استخدام صمامات وبالتالي تشغيل متقطع للمحطة.

استخدام احتراق ثابت الضغط مع ضاغط دوّار يتم إدارته بواسطة توربينة دوّارة مركّبة في عمود مشترك يُعطى توافقاً مثالياً لسريان كتلة مستقر في مدى تشغيل واسع.

## 4.2 الدورة العملية للتوربينة الغازية (The Practical Gas Turbine

:Cycle)

وحدة التوربينة الغازية الأساسية الأكثر استخداماً هي تلك التي تعمل بدورة مفتوحة الحلقة وتتكون من ضاغط دوّار وتوربينة مركّبان في عمود مشترك كما هو واضح في الشكل التخطيطي أدناه (شكل رقم (4.1)). يتم سحب الهواء إلى الضاغط C وبعد الانضغاط يُمرّر إلى غرفة الاحتراق CC. يتم إمداد الطاقة في غرفة الاحتراق برش الوقود في جدول من الهواء، ونتيجة لذلك تتمدد الغازات الساخنة الناتجة من الاحتراق خلال التوربينة T، إلى الهواء الجوي (atmosphere). ولتحقيق صافي شغل خرج من الوحدة، يجب أن يكون شغل الخرج الإجمالي الناتج من التوربينة أكبر من الشغل المطلوب لتشغيل الضاغط وتجاوز الفقد الميكانيكي في الإدارة.

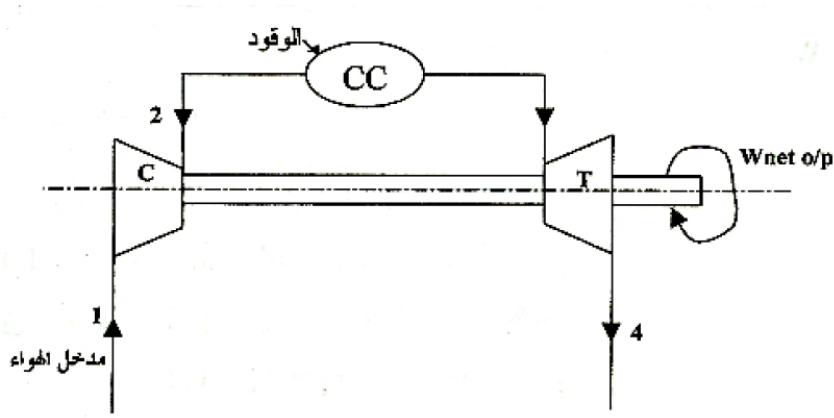
يمكن استخدام إما ضاغط طرد مركزي أو ضاغط سريان محوري، حيث يكون إجراء الانضغاط لا انعكاسي ولكنه تقريباً أديباتي (كاظم للحرارة) (adiabatic process) وبالمثل فإنّ إجراء التمدد في التوربينة يكون لا انعكاسياً ولكنه كاظم للحرارة .

نتيجة لهذه اللا انعكاسية (irreversibility) فإننا نحتاج لشغل أكبر لإجراء الانضغاط لنسبة ضغط معطاة، ولشغل ناتج أقل لإجراء التمدد. لتحسين تصميم الضاغط والتوربينة يجب بقدر الإمكان قطع أو تقليل اللا انعكاسية التي تُبْطِئ تطوير وحدة التوربينة الغازية.

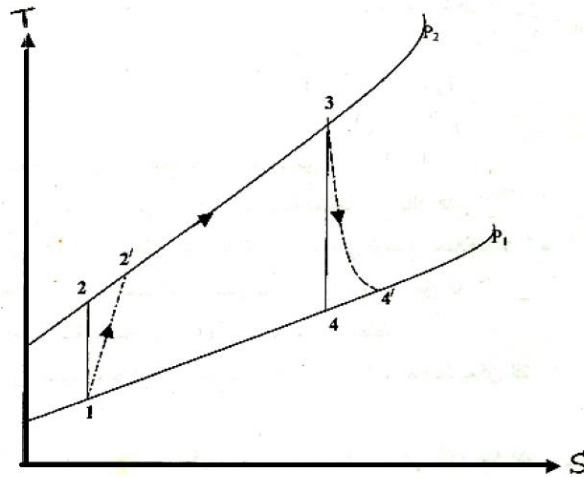
لا يمكن مقارنة التوربينة الغازية مفتوحة الحلقة مباشرة مع دورة الضغط الثابت المثالي فالدورة الفعلية تشتمل على تفاعل كيميائي في غرفة الاحتراق يتسبب في نواتج ذات درجة حرارة عالية متباينة كيميائياً عن المواد المتفاعلة. أيضاً لا يكون هنالك تبادل للطاقة مع البيئة المحيطة أثناء

الاحتراق ونتيجة لذلك سيكون هنالك انخفاض تدريجي في الطاقة الكيميائية مع زيادة مقابلة في المحتوى الحراري لمائع التشغيل.

سوف لن يتم تناول تفاعل الاحتراق بالتفصيل في هذا المنعطف وسيتم تبسيطه بافتراض أن الطاقة الكيميائية المتحررة من الاحتراق تساوي انتقال الحرارة عند ضغط ثابت لمائع التشغيل ثابت متوسط الحرارة النوعية. هذا التقارب البسيط يسمح بمقارنة الإجراء الفعلي مع المثالي وبإمكانية تمثيله في مخطط T- S كما موضَّح في الشكل رقم (4.2) أدناه.



شكل (4.1) مخطط وظيفي لدورة وحدة توربينة غازية أساسية



شكل (4.2) مخطط درجة الحرارة ضد القصور الحراري

(T-S) لدورة وحدة توربينة غازية أساسية

الخط 1-2' يُمثّل انضغاطاً لا انعكاسياً كاظم للحرارة في الضاغط ( irreversible adiabatic )  
(compression).

الخط 2'-3 يُمثّل إمداد حراري ثابت الضغط في غرفة الاحتراق ( heat supply at constant  
(pressure).

الخط 3-4' يُمثّل تمدد لا انعكاسي كاظم للحرارة في التوربينة ( irreversible adiabatic )  
(expansion).

الإجراء 1-2 يُمثّل انضغاط مثالي ثابت القصور الحراري بين الضغوط  $P_1$  و  $P_2$  ( isentropic )  
(compression).

وبالمثل فإن الأجراء 3-4 يُمثّل تمدد مثالي ثابت القصور الحراري بين الضغوط  $P_1$  و  $P_2$   
( isentropic expansion).

سيتم افتراض أن التغير في طاقة الحركة في النقاط المختلفة للدورة صغير جداً بحيث يمكن تجاهله  
مقارنة بتغير المحتوى الحراري كما هو واضح في معادلة طاقة السريان للحالة المستقرة الموضحة  
أدناه:

$$h_1 + \frac{C_1^2}{2} + Z_1 g + Q = h_2 + \frac{C_2^2}{2} + Z_2 g + W$$

بتطبيق معادلة طاقة السريان للحالة المستقرة (Steady State Flow Energy Equation) أو

(S.S.F.E.E) لكل جزء من الدورة لكل Kg نحصل على:

$$h_1 + Q = h_2 + W$$

والمحتوي الحراري النوعي،  $h$  ،  
 $h = c_p dt$

بالتالي،

للمضاغط:  $W_{i/p} = h'_2 - h_1 = c_p (T'_2 - T_1)$  ، شغل الدخل

لغرفة الاحتراق:  $Q_{supp} = c_p (T_3 - T'_2)$  ، الحرارة المكتسبة

للتوربين:  $W_{o/p} = c_p (T_3 - T'_4)$  ، شغل الخرج

بالتالي،

صافي شغل الخرج = شغل الخرج للتوربين - شغل الدخل للضاغط

$$W_{o/p} = c_p (T_3 - T'_4) - c_p (T'_2 - T_1)$$

$$\eta_{th} = \frac{\text{صافي شغل الخرج}}{\text{الحرارة المكتسبة}} = \frac{W_{o/p}}{Q_{supp}}$$

$$= \frac{c_p (T_3 - T'_4) - c_p (T'_2 - T_1)}{c_p (T_3 - T'_2)}$$

تتغير الحرارة النوعية لغاز حقيقي بتغير درجة الحرارة. في الدورة المفتوحة، فإن الحرارة النوعية للغازات في غرفة الاحتراق وفي التوربينة تختلف عن تلك التي في الضاغط وذلك لأنه تمت إضافة وقود وحدث تغير كيميائي. يمكن استخدام المنحنيات التي توضح اختلاف الحرارة النوعية  $c_p$  مع درجة الحرارة،  $T$  ونسبة الهواء إلى الوقود، ويمكن إيجاد القيمة المتوسطة لـ  $c_p$  و  $\gamma$ . من المعتاد في تطبيقات التوربينات الغازية افتراض القيم المتوسطة الثابتة لـ  $c_p$  و  $\gamma$  لإجراء الانضغاط. لإجراء الاحتراق يمكن استخدام المخططات المناسبة، للحساب المبسط يمكن افتراض القيمة المتوسطة لـ  $c_p$ .

في التوربينة الغازية مفتوحة الحلقة يكون سريان كتلة الغازات في التوربينة أكبر من ذلك في الضاغط وذلك نتيجة لتواجد كتلة الوقود المحترق مع الهواء المسحوب. يمكن تجاهل كتلة الوقود وذلك لأن النسب المستخدمة للهواء إلي الوقود كبيرة. أيضاً يتم في حالات كثيرة استنزاف هواء من الضاغط لأغراض التسخين والتبريد، حيث يستخدم الهواء المستنزف لمنع تجمد الوقود وفي تكييف الكابينة في حالة طائرات عند ارتفاع عالٍ. هذه الكمية من الهواء المستنزف تكون مساوية تقريباً

لكمية الوقود التي يتم حقنها في غرفة الاحتراق. يتم تعريف كفاءة ثابت القصور الحراري للضاغط كنسبة شغل الدخل المطلوب في الانضغاط ثابت القصور الحراري (i.e. الشغل المثالي) بين  $p_2$ ,  $p_1$  والشغل الفعلي المطلوب.

بتجاهل التغير في الحركة،

كفاءة ثابت القصور الحراري للضاغط،

$$\eta_{isen,C} = \frac{\text{الشغل ثابت القصور الحراري/الشغل الفعلي المطلوب}}{c_p(T_2-T_1)} = \frac{T_2-T_1}{T'_2-T_1}$$

وبالمثل يمكن تعريف كفاءة ثابت القصور الحراري للتوربين كنسبة شغل الخرج الفعلي إلى شغل الخرج ثابت القصور الحراري بين  $p_1$  و  $p_2$ .

بتجاهل التغير في طاقة الحركة،

كفاءة ثابت القصور الحراري للتوربين،

$$\eta_{isen,T} = \frac{\text{الشغل الفعلي المطلوب/ الشغل ثابت القصور الحراري}}{c_p(T_3-T'_4)} = \frac{T_3-T'_4}{T_3-T_4}$$

### 4.3 أمثلة محلولة في الدورة الأساسية للتوربينة الغازية:

#### (Solved Examples in Basic Cycle of the Gas Turbine)

مثال (1): حساب قدرة الخرج بالكيلو واط لمولد كهربائي معشَّق مع توربينة غازية

وحدة توربينة غازية لها نسبة ضغط مقدارها 6/1 ودرجة حرارة قصوى قدرها  $600^\circ\text{C}$  تكون كفاءة

ثابت القصور الحراري للضاغط والتوربينة هي علي الترتيب 0.82 و 0.85، أحسب قدرة الخرج

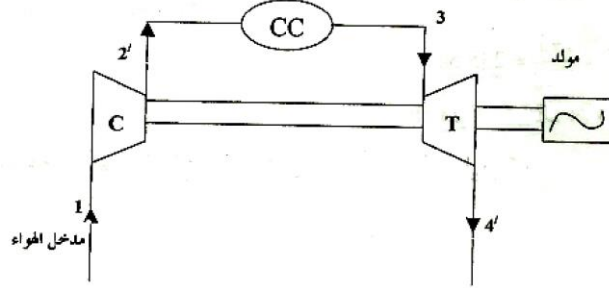
بالكيلو واط لمولد كهربائي معشَّق مع التوربينة عندما يدخل الهواء إلى الضاغط عند  $15^\circ\text{C}$  بمعدل

سريان مقداره  $15\text{Kg/s}$ . خذ  $c_p = 1.005\text{ kJ/kgK}$  و  $\gamma = 1.4$  لإجراء الانضغاط، وخذ

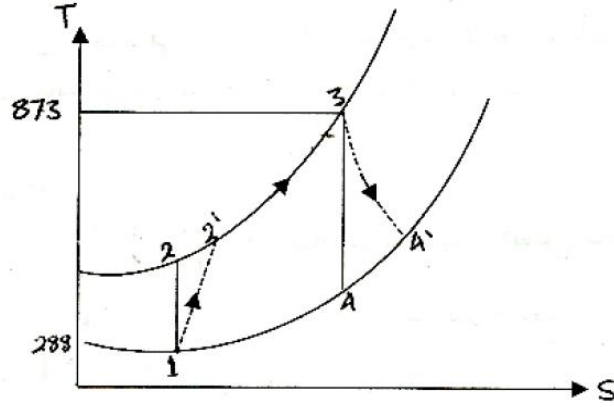
$c_p = 1.11\text{ kJ/kg K}$  و  $\gamma = 1.333$  لإجراء التمدد.

الحل:

الشكلان (4.3) و(4.4) يوضحان المخطط الوظيفي للدورة الأساسية للتوربينة الغازية ومخطط درجة الحرارة ضد القصور الحراري (T-S) للتوربينة الغازية.



شكل (4.3) المخطط الوظيفي للدورة الأساسية للتوربينة الغازية



شكل (4.4) مخطط درجة الحرارة ضد القصور الحراري للتوربينة الغازية

لحساب صافي شغل الخرج، من الضروري حساب درجات الحرارة  $T'_2$  و  $T'_4$ . لحساب  $T'_2$  يجب في البداية حساب  $T_2$  وبعدها استخدام معادلة كفاءة ثابت القصور الحراري.

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad \text{للإجراء ثابت القصور الحراري للضاغط:}$$

$$\therefore T_2 = T_1 \times \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

$$= 288 \times 6^{0.4/1.4} = 288 \times 1.67 = \underline{481\text{K}}$$

$$\text{كفاءة ثابت القصور الحراري للضاغط ، } \eta_{isen,C} = \frac{T_2 - T_1}{T'_2 - T_1} = \frac{481 - 288}{T'_2 - 288} = \underline{0.82}$$



$$T'_2 - 288 = \frac{193}{0.82} = 235.5 K$$

$$\therefore T'_2 = 288 + 235.5 = 523.5 K$$

بالمثل، بالنسبة للتوربينة، للإجراء ثابت القصور الحراري:

$$\frac{T_3}{T_4} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

$$\therefore T_4 = \frac{T_3}{\left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma}} = \frac{873}{6^{0.333/1.333}} = \frac{873}{1.564} = 558 K$$

$$\text{كفاءة ثابت القصور الحراري للتوربين} \eta_{isen,T} = \frac{T_3 - T'_4}{T_3 - T_4} = \frac{873 - T'_4}{873 - 558} = 0.85$$

$$873 - T'_4 = 315 \times 0.85 = 268 k$$

$$\therefore T'_4 = 873 - 268 = 605 K$$

$$\text{شغل الدخل الضاغط} \quad w_{i/p} = c_{p_a} (T'_2 - T_1) = 1.005 (523.5 - 288)$$

$$= 1.005 \times 235.5 = 236.2 k j / kg$$

يعطى شغل الخرج للتوربين كالاتي:

$$w_{o/p} = c_{p_g} (T_3 - T'_4) = 1.11(873 - 605) = 1.11 \times 268 = 297.5 k j / kg$$

$$\text{صافي شغل الخرج} \quad W_{net o/p} = W_{o/p} - W_{i/p} = 297.5 - 236.2 = 61.3 k j / kg$$

$$\text{القدرة بالكيلو واط} \quad P_{o/p} = W_{net o/p} \times \dot{m} = 61.3 \times 15 = 920 k j / s = 920 kw$$

مثال (2): حساب الكفاءة الحرارية ونسبة الشغل لتوربينة غازية

أحسب الكفاءة الحرارية ونسبة الشغل للمحطة في المثال (1)، بافتراض أن  $c_p$  لإجراء الاحتراق

تساوي  $1.11 k j / K g K$ .

الحل:

$$\eta_{th} \text{ الكفاءة الحرارية} = \frac{W_{net o/p}}{\text{الحرارة المكتسبة}}$$

الحرارة المكتسبة ،  $Q_{\text{supp}} = c_{p_g} (T_3 - T'_2) = 1.11(873 - 523.5) = 1.11 \times 349.5 = 388 \text{ kJ/kg}$

$$\therefore \eta_{th} = \frac{61.3}{388} = 0.158 \underline{\underline{15.8\%}} \text{ أو } 0.158$$

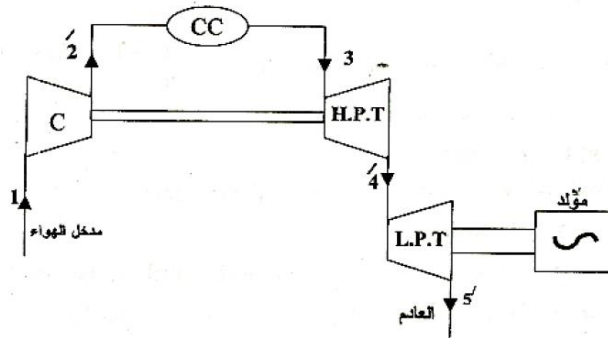
من تعريف الشغل،

$$WR = \frac{W_{\text{net o/p}}}{W_{\text{gross o/p}}} = \frac{61.3}{297.5} = \underline{\underline{0.206}}$$

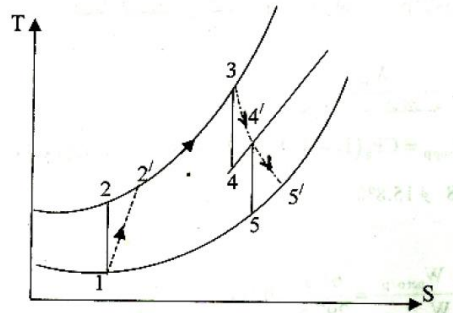
نسبة الشغل ،

في المثالين (1) و (2) تم ترتيب التوربينة لإدارة الضاغط ولتوليد صافي قدرة خرج. في بعض الأحيان من الملائم استخدام توربينتين منفصلتين، إحداهما تُدير الضاغط والأخرى تُعطي قدرة الخرج. التوربينة الأولى أو التوربينة ذات الضغط العالي تسمى بتوربينة الضاغط، بينما التوربينة الثانية أو التوربينة ذات الضغط المنخفض تسمى بتوربينة القدرة.

يتم توضيح الترتيبية ومخطط (T-S) في الشكل رقم (4.5) و (4.6) على الترتيب.



شكل (4.5) مخطط وظيفي لتوربينتان منفصلتان إحداهما تُدير الضاغط والأخرى تدير المولد



شكل (4.6) مخطط درجة الحرارة ضد القصور الحراري لتوربينتان منفصلتان إحداهما تدير الضاغط والأخرى تدير المولد

افتراض أن لكل توربينة كفاءة ثابتة قصور حراري خاصة بها، وتجاهل التغير في طاقة السرعة،

شغل الدخل إلي الضاغط = شغل الخرج من توربينة الضغط العالي

$$c_{P_g} (T_3 - T'_4) = c_{P_a} (T'_2 - T_1)$$

حيث  $c_{P_g}$  = سعة الحرارة النوعية بثبوت الضغط للغازات في التوربينة.

$c_{P_a}$  = سعة الحرارة النوعية بثبوت الضغط للهواء في الضاغط.

عليه، فإن صافي شغل الخرج يعطي بتوربينة الضغط المنخفض كالتالي:

$$\text{i.e. } W_{\text{net o/p}} = C_{P_g} (T'_4 - T'_5)$$

مثال(3): حساب الضغط، درجة الحرارة للغازات الداخلة إلى توربينة القدرة، صافي القدرة المتولدة

من الوحدة، معدّل السريان، نسبة الشغل، والكفاءة الحرارية للوحدة

وحدة توربينة غازية تأخذ الهواء عند  $17^\circ\text{C}$  و  $1.01\text{bar}$  ونسبة ضغط  $1/0.8$ . يُدار الضاغط بواسطة

توربينة ضغط عالي وتُدير توربينة الضغط المنخفض عمود قدرة منفصل. تكون كفاءات ثابت

القصور الحراري للضاغط، وتوربينة الضغط العالي وتوربينة الضغط المنخفض هي  $0.8$ ،  $0.85$

و  $0.83$ ، علي الترتيب. احسب الضغط ودرجة الحرارة للغازات الداخلة لتوربينة القدرة، صافي القدرة

المتولدة للوحدة لكل  $\text{kg/s}$  من معدّل السريان، نسبة الشغل والكفاءة الحرارية للوحدة. تكون درجة

الحرارة القصوى في الدورة هي  $650^\circ\text{C}$ . لإجراء الانضغاط خذ  $c_p = 1.005 \text{ kJ/kgK}$  و

$\gamma = 1.4$ . وإجراء الاحتراق، وإجراء التمدد خذ  $c_p = 1.15 \text{ kJ/kgK}$  و  $\gamma = 1.333$ . تجاهل

كتلة الوقود.

الحل:

تكون الوحدة كما موضحة في الأشكال (4.5) و (4.6) أعلاه.

للإجراء ثابت القصور الحراري في الانضغاط:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

$$\text{i.e. } T_2 = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} T_1 = 8^{0.4/1.4} \times 290 = \underline{525 K}$$

$$\text{والآن، فإنَّ شغل الخرج من توربينة الضغط العالي (H.P.T) يجب أن يكون كافياً لإدارة الضاغط.}$$

$$\text{كفاءة ثابت القصور الحراري للضاغط، } \eta_{isen}, C = \frac{T_2 - T_1}{T'_2 - T_1} = \frac{525 - 290}{T'_2 - 290} = 0.8$$

$$\therefore T'_2 - 290 = \frac{235}{0.8}$$

$$\text{i.e. } T'_2 = 290 + 494 = \underline{584 K}$$

$$\text{شغل الدخل للضاغط} = C_{p_a} (T'_2 - T_1) = 1.005(584 - 290)$$

$$= 1.005 \times 294 = 295.5 \text{ KJ / kg}$$

والآن، فإنَّ شغل الخرج من توربينة الضغط العالي (H.P.T) يجب أن يكون كافياً لإدارة الضاغط.

$$\text{شغل الخرج من توربينة الضغط العالي (H.P.T)} = C_{p_g} (T_3 - T'_4) = \underline{295.5 \text{ kJ / kg}}$$

$$\therefore T_3 - T'_4 = \frac{295.5}{1.15} = \underline{257 K}$$

$$\therefore T'_4 = T_3 - 257 = 923 - 257 = \underline{666 K}$$

$$\eta_{H.P.T} = \frac{T_3 - T'_4}{T_3 - T_4} = \frac{923 - 666}{923 - T_4} = 0.85$$

$$923 - T_4 = \frac{257}{0.85} = \underline{302.5 K}$$

$$\therefore T_4 = 923 - 302.5 = \underline{620.5 K}$$

للإجراء ثابت القصور الحراري في توربينة الضغط العالي:

$$\frac{T_3}{T_4} = \left( \frac{P_3}{P_4} \right)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

$$\text{أو } \frac{P_3}{P_4} = \left( \frac{T_3}{T_4} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} = \left( \frac{923}{620.5} \right)^{1.333/0.333} = 1.488^4 = \underline{4.9}$$

$$\therefore P_4 = \frac{P_3}{4.9} = \frac{8 \times 1.01}{4.9} = \underline{1.651 \text{ bar}}$$

عليه، فإنَّ الضغط ودرجة الحرارة عند مدخل توربينة الضغط المنخفض (L.P.T) هي 1.651 bar و  $393^{\circ}\text{C}$  (i.e.)  $t'_4 = 666 - 273 = 393^{\circ}\text{C}$ .

لإيجاد قدرة الخرج من الضروري حساب  $T'_5$  ،

نسبة الضغط  $P_4 / P_5$  يمكن إيجادها كالاتي،

$$\frac{P_4}{P_5} = \frac{P_4}{P_3} \times \frac{P_3}{P_5}$$

بما أنَّ:

$$P_3 = P_2$$

$$P_5 = P_1$$

و

فإنَّ المعادلة عاليه يمكن كتابتها كالاتي،

$$\frac{P_4}{P_5} = \frac{P_4}{P_3} \times \frac{P_2}{P_1}$$

$$\therefore \frac{P_4}{P_5} = \frac{1}{4.9} \times 8 = \frac{8}{4.9} = 1.63$$

للإجراء ثابت القصور الحراري في توربينة الضغط المنخفض،

$$\frac{T'_4}{T_5} = \left( \frac{P_4}{P_5} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} = 1.63^{0.333/1.333} = \underline{1.131}$$

$$\therefore \frac{T'_4}{T_5} = 1.131, \therefore T_5 = \frac{T'_4}{1.131} = \frac{666}{1.131} = \underline{588\text{K}}$$

$$\eta_{isen, LPT} = \frac{T'_4 - T'_5}{T'_4 - T_5} = \underline{0.83}$$

$$T'_4 - T'_5 = 0.83(666 - 588) = 0.83 \times 78 = \underline{64.8\text{K}}$$

شغل الخرج من توربينة الضغط المنخفض،

$$W_{olp}(LPT) = C_p (T'_4 - T'_5) = 1.15 \times 64.8 = \underline{74.5\text{ k j/kg}}$$

$$\text{صافي قدرة الخرج} = 74.5 \times 1 = \underline{74.5\text{ kw}}$$

$$\text{نسبة الشغل ، } WR = \frac{W_{net\ o/p}}{W_{gross\ o/p}} = \frac{74.5}{74.5 + 295.5} = \frac{74.5}{370} = \underline{\underline{0.201}}$$

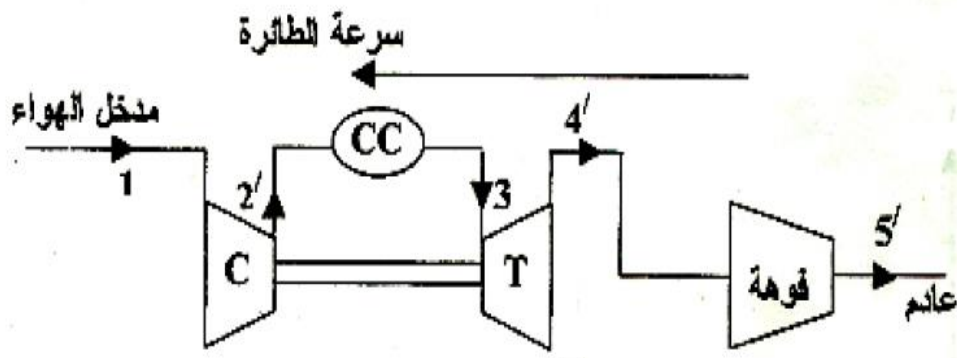
$$\text{الحرارة المكتسبة ، } Q_{sup\ p} = C_{P_g} (T_3 - T'_2) = 1.15(923 - 584)$$

$$= 1.15 \times 339 = \underline{\underline{390\text{ kJ/kg}}}$$

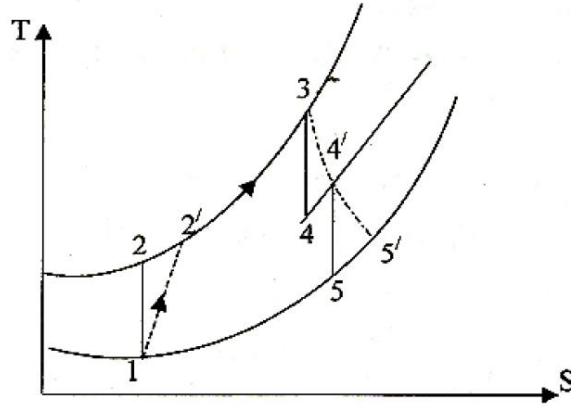
$$\text{الكفاءة الحرارية ، } \eta_{th} = \frac{W_{net\ o/p}}{Q_{sup\ p}} = \frac{74.5}{390} = \underline{\underline{0.191}} \text{ أو } \underline{\underline{19.1\%}}$$

في المحركات النفاثة (Jet engines) فإن فوهة الدفع تحل محل توربينة الضغط المنخفض كما هو واضح تخطيطياً في الشكل رقم (4.7). يتم توضيح الدورة علي مخطط T-S في الشكل رقم (4.8)، والذي يُلاحظ أنه متطابق مع الشكل (4.6). تستمد الطائرة قدرتها بالدفع الرد فعلي لنفث الغازات المغادرة للفوهة، ويتم الحصول علي هذه السرعة العالية للنفث علي حساب هبوط المحتوي الحراري من 4' إلي 5'. وتُوَد التوربينة شغل يكفي فقط لإدارة الضاغط وتجاوز الفقدوات الميكانيكية. في محرك الدفع التوربيني، تدير التوربينة الضاغط وأيضا اللولب الهوائي (air screw) أو عمود الدفع (propeller shaft)، كما موضَّح في الأشكال (4.9) و (4.10). يُعطي صافي شغل الخرج المتاح لإدارة عمود الدفع بـ،

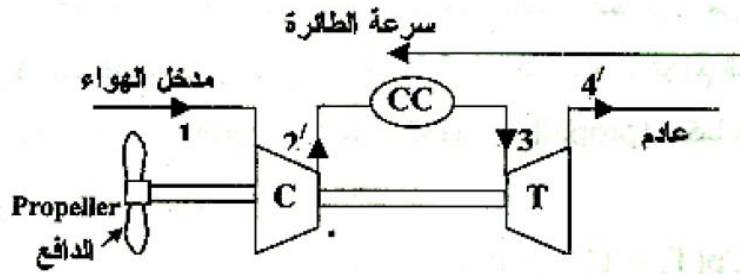
$$W_{net} = C_p (T_3 - T'_4) - C_p (T'_2 - T_1) \text{ ، صافي الشغل (بتجاهل الفقدوات الميكانيكية).}$$



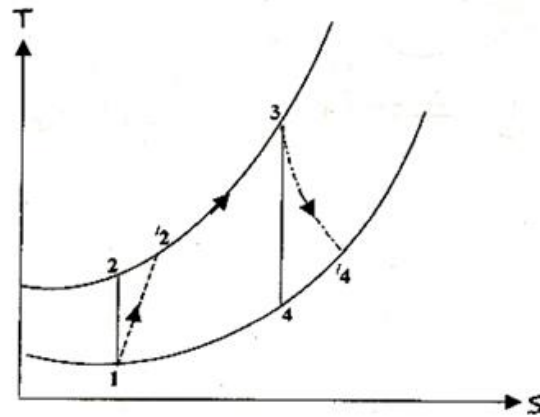
شكل (4.7) فوهة الدفع تحل محل توربينة الضغط المنخفض في طائرة نفاثة



شكل (4.8) مخطط درجة الحرارة ضد القصور الحراري لطائرة نفاثة



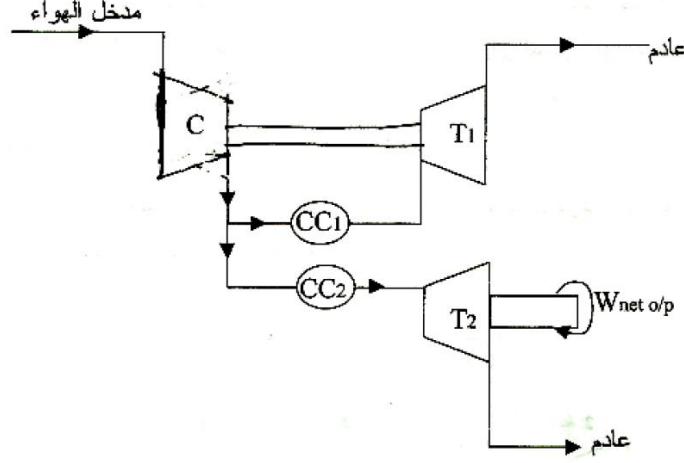
شكل (4.9) محرك دفع توربيني لطائرة تدير فيه التوربينة الضاغط وعمود الدفع



شكل (4.10) مخطط درجة الحرارة ضد القصور الحراري لمحرك دفع توربيني

عملياً فإن هنالك دفع نفثي صغير يتم إنتاجه في طائرات الدفع التوربيني. في بعض الوحدات الصناعية ووحدات التوربينة الغازية البحرية، فإنَّ سريان الهواء ينشطر إلى جدولين بعد اكتمال إجراء الانضغاط. يُمرَّر بعض الهواء إلى غرفة الاحتراق التي تمد الغازات الساخنة إلى التوربينة التي تدير الضاغط، بينما يُمرَّر باقي الهواء إلى غرفة الاحتراق الثانية ومنها إلى توربينة القدرة.

يتم توضيح المنظومة مخططياً في الشكل رقم (4.11) أدناه. وتسمى هذه المنظومة بوحدة السريان المتوازي (parallel flow unit).



شكل (4.11) وحدة السريان المتوازي

في هذه المنظومة فإن كل توربينة تُمدد الغازات التي تستقبلها خلال نسبة الضغط الكاملة (full pressure ratio). بما أن توربينات السريان المتوازي ليست شائعة، عليه، فإننا لن نغوص في تفاصيلها.

#### 4.4 تعديلات الدورة الأساسية للتوربينة الغازية

##### (Modifications to the Basic Cycle of the Gas Turbine)

###### 1. مدخل (Introduction):

يتضح من الأمثلة (1)، (2) و (3) في الفقرة 4.3 أن نسبة الشغل وكفاءة الدورة للدورة الأساسية للتوربينة الغازية تكون صغيرة جداً. يمكن تحسين نسبة الشغل وكفاءة الدورة بزيادة كفاءات ثابت القصور الحراري (isentropic efficiencies) للضاغط والتوربينة بإعادة تصميم وتصنيع ريش كلٍ من الضاغط والتوربينة.

في دورة عملية بلا انعكاسيات في إجراءات الانضغاط والتمدد تعتمد كفاءة الدورة على درجات حرارة الدورة القصوى وأيضاً على نسبة الضغط. لقيم ثابتة لكفاءات ثابت القصور الحراري للضاغط



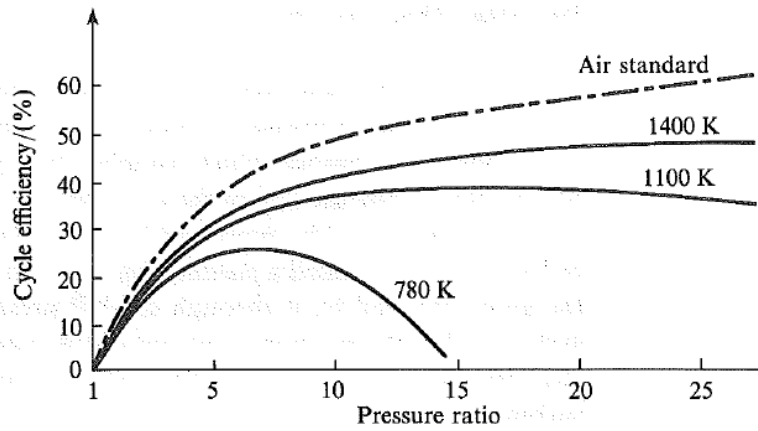
والتوربينة يمكن رسم كفاءة الدورة ضد نسبة الضغط لقيم متباينة لدرجة حرارة قصوى. هذا يتم توضيحه في الشكل (4.12) أدناه، لدورة تكون فيها كفاءة ثابت القصور الحراري للضاغط مساوية لـ 0.89 ، وتكون كفاءة ثابت القصور الحراري للتوربينة مساوية لـ 0.92 ، ودرجة حرارة دخول الهواء 20°C . يتم توضيح الكفاءة الحرارية للدورة المعيارية المثالية للهواء بخطوط سلسلية.

يتم إعطاء كفاءة دورة الضغط الثابت المثالية بالمعادلة:

$$\eta = 1 - \left( \frac{1}{r_p} \right)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

حيث  $r_p$  هي نسبة الضغط وتكون مستقلة عن درجة الحرارة العظمى في الدورة.

يلاحظ من الشكل (4.12) أدناه أنه عند أي درجة حرارة قصوى في الدورة هنالك قيمة لنسبة الضغط تُعطي أقصى كفاءة في الدورة.

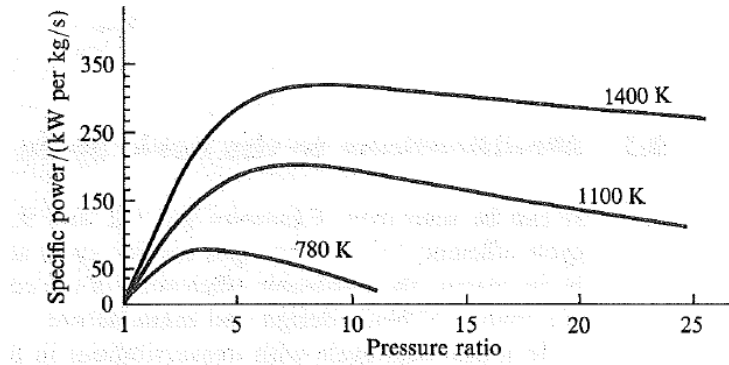


شكل (4.12) كفاءة دورة التوربينة الغازية ضد نسبة الضغط لدرجات حرارة عظمى متباينة في الدورة

من الأهمية بمكان استخدام نسبة شغل أكبر ما يمكن. هنالك العديد من الأساليب التي يمكن استخدامها لزيادة نسبة الشغل مثل التبريد البيني بين مراحل الضاغط، وإعادة التسخين بين مراحل التوربين والتي سيتم مناقشتها في هذا الفصل.

بينما يزيد التبريد البيئي وإعادة التسخين نسبة الشغل فإنهما يُخفّضان كفاءة الدورة، ولكن عندما يتم استخدامهما بالاقتران مع مبادل حراري فإنّ كلّ من التبريد البيئي وإعادة التسخين يساهما في زيادة كلّ من نسبة الشغل وكفاءة الدورة.

صافي شغل الخرج يعتمد أيضاً على نسبة الضغط وعلى درجة الحرارة القصوى في الدورة، ويتم توضيح منحنيات خرج القدرة النوعية ضد نسبة الضغط للعديد من درجات الحرارة العظمى في الشكل (4.13) أدناه. تكون كفاءات ثابت القصور الحراري للضاغط والتوربينة، ودرجة حرارة دخول الهواء هي نفسها كتلك المستخدمة في اشتقاق المنحنيات في الشكل (4.12). يُلاحظ أنّ كفاءة الدورة تصل إلى قيمتها القصوى عند قيمة مختلفة لنسبة الضغط من تلك لشغل الخرج. عليه، يجب أن يكون هنالك توافقاً في اختيار نسبة الضغط.



شكل (4.13) القدرة النوعية ضد نسبة الضغط لدرجات حرارة عظمى في الدورة

تكون درجة الحرارة العظمى في الدورة محدودة باعتباريات ميتالورجية (i.e. معدنية). وتكون ريشة التوربينة تحت إجهاد ميكانيكي كبير وعليه فإنّ درجة حرارة مادة الريشة يجب أن تحفظ عند قيمة تشغيلية آمنة. يمكن رفع درجة حرارة الغازات المدخلة إلى التوربينة في حال توفر وسيلة لتبريد الريشة. في الطائرات حيث يكون العمر التشغيلي للمحرك أقصر يتم عادة استخدام درجات حرارة عظمى أكبر من تلك التي يتم استخدامها في وحدات توربين الغاز الصناعي والبحري. بالتالي سيتم

استخدام سبائك عالية الثمن وتبريد للريشة للسماح بدخول غازات عند درجات حرارة عظمى (i.e.) أكبر من 1600 K إلى ريشة التوربينة.

2. التبريد البيني بين مرحلتي الضاغط:

**(Inter-cooling between Compressor Stages):**

عندما يتم أداء الانضغاط في مرحلتين بمبرد بيني بين المراحل، بالتالي ينخفض شغل الدخل لنسبة ضغط وسريان كتلة معطيان. اعتبر نظاماً كما موضَّح في الشكل (4.14)، ويتم توضيح مخطط T-S للوحدة في الشكل رقم (4.15). تكون إجراءات الدورة الفعلية هي 1-2' في ضاغط الضغط المنخفض، 2'-3 في المبرد البيني، 3-4' في ضاغط الضغط العالي، 4'-5 في غرفة الاحتراق، 5-6 في التوربين. تكون الدورة المثالية لهذه الترتيبة هي 1-2-3-4-5-6، يتم توضيح إجراء الانضغاط بدون تبريد بيني ك 1-A' في الحالة الفعلية وك 1-A في الحالة المثالية ثابتة القصور الحراري.

يُعطى شغل الدخل بتبريد بيني بالمعادلة التالية:

$$\text{شغل الدخل بتبريد بيني} = c_{p_a} (T'_2 - T_1) + c_{p_a} (T'_4 - T_3)$$

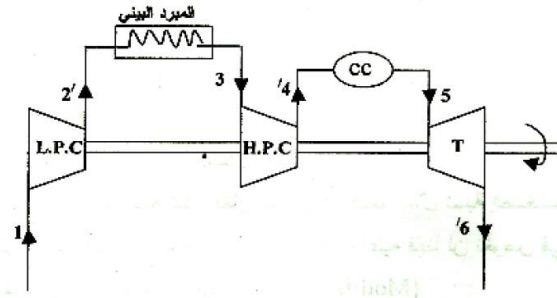
ويُعطى شغل الدخل بدون تبريد بيني بالمعادلة التالية:

$$\begin{aligned} \text{شغل الدخل بدون تبريد بيني} &= c_{p_a} (T'_A - T_1) \\ &= c_{p_a} (T'_2 - T_1) + c_{p_a} (T'_A - T_2) \end{aligned}$$

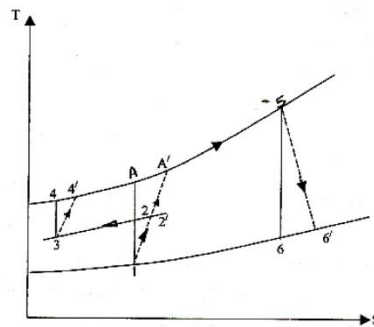
بمقارنة هذه المعادلة مع المعادلة السابقة، يمكن ملاحظة أن شغل الدخل بتبريد بيني يكون أقل من شغل الدخل بدون تبريد بيني، عندما  $c_{p_a} (T'_4 - T_3)$  تكون أقل من  $c_{p_a} (T'_A - T_2)$ . هذا يكون كذلك إذا تمَّ افتراض أن الكفاءات ثابتة القصور الحراري للضاغطين اللذين يشتغلا بانفصال، تكون كل منهما مساوية لكفاءة ثابتة القصور الحراري لضاغط مفرد يكون مطلوباً إذا لم يتم استخدام

تبريد بيني. بالتالي،  $(T'_4 - T_3) < (T'_A - T'_2)$  بما أن خطوط الضغط تتباعد من اليسار إلى اليمين على مخطط درجة الحرارة ضد القصور الحراري  $(T - S)$ .

يمكن توضيح أن الضغط البيني الأفضل هو ذلك الذي يُعطي نسب ضغط متساوية في كل مرحلة للانضغاط، بالرجوع للشكل (4.15) هذا يعني أن،  $\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_4}{P_3}$ ، وبالتالي يكون شغل الدخل المطلوب أدنى ما يمكن عندما تكون نسبة الضغط في كل مرحلة هي نفسها، وعندما يتم تبريد درجة حرارة الهواء في المبرد البيني إلى القيمة عند مدخل الوحدة (i.e. بالرجوع للشكل (4.15)،  $T_3 = T_1$ ).



شكل (4.14) المخطط الوظيفي لدورة توربينة غازية بمبرد بيني



شكل (4.15) مخطط درجة الحرارة ضد القصور الحراري  $(T - S)$  لتوربينة غازية بمبرد بيني

$$\text{نسبة الشغل} = \frac{\text{صافي شغل الخرج}}{\text{إجمالي شغل الخرج}}$$

$$= \frac{\text{شغل التمدد} - \text{شغل الانضغاط}}{\text{شغل التمدد}}$$

يتبع ذلك أنه عندما يتم خفض شغل الدخل فان نسبة الشغل ستزيد. علي أي حال، بالرجوع للشكل رقم (4.15)، فإن الحرارة المكتسبة في غرفة الاحتراق عندما يتم استخدام تبريد بيني في الدورة يُعطي بالمعادلة التالية:

$$\text{الحرارة المكتسبة بتبريد بيني} = c_{p_g} (T_5 - T'_4)$$

بينما تعطي الحرارة المكتسبة عندما لا يتم استخدام تبريد بيني عند نفس درجة الحرارة القصوى في الدورة  $T_5$  بالمعادلة التالية:

$$\text{الحرارة المكتسبة بدون تبريد بيني} = c_{p_g} (T_5 - T'_A)$$

بالتالي فإن الحرارة المكتسبة عندما يتم استخدام تبريد بيني تكون أكبر من تلك بدون استخدام تبريد بيني. بالرغم من زيادة صافي شغل الخرج بالتبريد البيني وُجدَ عموماً أن الزيادة في الحرارة المكتسبة

تتسبب في نقصان الكفاءة الحرارية بما أن الكفاءة الحرارية تساوي  $\frac{\text{صافي شغل الخرج}}{\text{الحرارة المكتسبة}}$

$$\cdot \left( \frac{W_{\text{net o/p}}}{Q_{\text{supplied}}} \text{ i.e.} \right)$$

### 3. إعادة التسخين بين مرحلتي التوربين (Reheat between Turbine Stages):

كما ذكر سابقاً، فإن إجراء التمدد يتم أدائه تكراراً في مرحلتي توربين منفصلتين، توربين الضغط العالي الذي يدير الضاغط وتوربين الضغط المنخفض الذي يُعطي خرج القدرة المستفاد. يمكن زيادة شغل الخرج لتوربينة الضغط المنخفض برفع درجة الحرارة عند مدخل هذه المرحلة. هذا يمكن عمله بوضع غرفة احتراق ثانية (second combustion chamber) بين مرحلتي التوربين لكي يتم تسخين الغازات المغادرة لتوربينة الضغط العالي. يتم توضيح المنظومة تخطيطياً في الشكل رقم (4.16)، ويتم تمثيل الدورة علي مخطط T-S في الشكل (4.17). يُمثّل الخط  $A' - 4'$  التمدد في توربينة الضغط المنخفض إذا لم يتم استخدام إعادة التسخين.

كما موضَّح سابقاً، فإن شغل الخرج لتوربينة الضغط العالي يجب أن يكون بالضبط مساوياً لشغل الدخل المطلوب للضاغط (بتجاهل الفقدوات الميكانيكية).

$$\text{i.e. } c_{p_a} (T'_2 - T_1) = c_{p_g} (T_3 - T'_4)$$

صافي شغل الخرج، الذي هو شغل الخرج لتوربينة الضغط المنخفض، يعطي بالمعادلة التالية:

$$\text{صافي شغل الخرج} = c_{p_g} (T_5 - T'_6)$$

إذا لم يتم استخدام إعادة التسخين، بالتالي يُعطي شغل توربينة الضغط المنخفض بالمعادلة التالية :

$$\text{صافي شغل الخرج بدون إعادة تسخين} = c_{p_g} (T'_4 - T'_A)$$

بما أن خطوط الضغط تتباعد من اليسار إلي اليمين علي مخطط T-S، يمكن ملاحظة إن فرق درجة الحرارة  $(T_5 - T'_6)$ ، يكون دائماً أكبر من  $(T'_4 - T'_A)$ . هذا يعني أن إجراء إعادة التسخين عادة ما يزيد صافي شغل الخرج. أيضاً ،

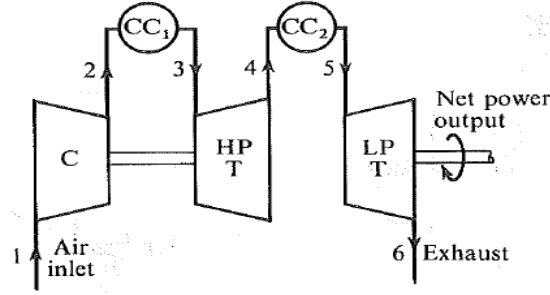
$$\text{نسبة الشغل} = \frac{\text{شغل التمديد - شغل الانضغاط}}{\text{شغل التمديد}}$$

$$\text{نسبة الشغل} = 1 - \frac{\text{شغل الانضغاط}}{\text{شغل التمديد}}$$

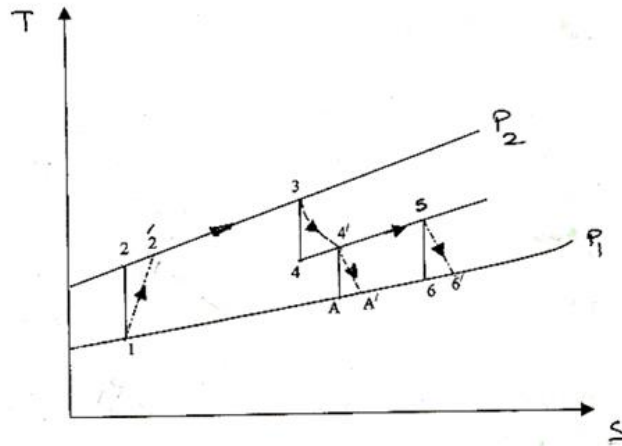
عليه، عندما يتم زيادة شغل التمديد وعدم تغيير شغل الانضغاط (i.e. بمعنى جعل قيمته ثابتة)، فإن نسبة الشغل ستزيد. بالرغم من أن صافي الشغل سيزاد بإعادة التسخين، أيضاً ستُزاد الحرارة المكتسبة، وتكون المحصلة النهائية هي خفض الكفاءة الحرارية للمنظومة.

$$\text{i.e. الحرارة المكتسبة} = c_{p_g} (T_3 - T'_2) + c_{p_g} (T_5 - T'_4)$$

علي أي حال، فإن درجة حرارة العادم للغازات المغادرة لتوربينة الضغط المنخفض تكون أكبر عندما يتم استخدام إعادة التسخين ( i.e.  $T'_6$  عندما يتم مقارنتها بـ  $T'_A$  )، ويمكن استخدام مبادل حراري للاستفادة من غازات عادم التوربينة.



شكل (4.16) المخطط الوظيفي لدورة توربينة غازية باستخدام إعادة التسخين



شكل (4.17) مخطط درجة الحرارة ضد القصور الحراري (T-S) لتوربينة باستخدام إعادة التسخين

4. المبادل الحراري لرفع درجة حرارة الهواء الداخل إلى غرفة الاحتراق (Heat Exchanger):

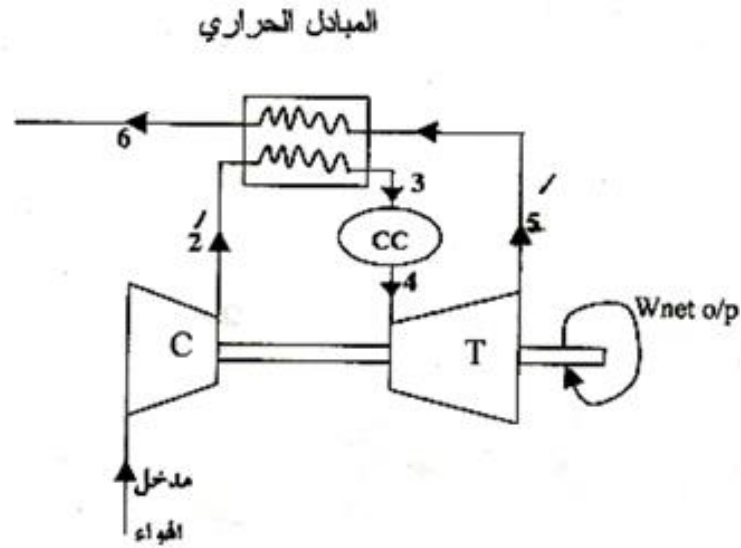
ما تزال غازات العادم المغادرة للتوربينة عند نهاية التمدد عند درجة حرارة عالية، وبالتالي

محتوى حراري عالي (high enthalpy). إذا تم السماح لهذه الغازات بالمرور إلى الجو، وبالتالي

فإن هذا يُمثّل فقداً للطاقة المتاحة. بعض هذه الطاقة يمكن استرجاعها بتمرير الغازات من التوربينة

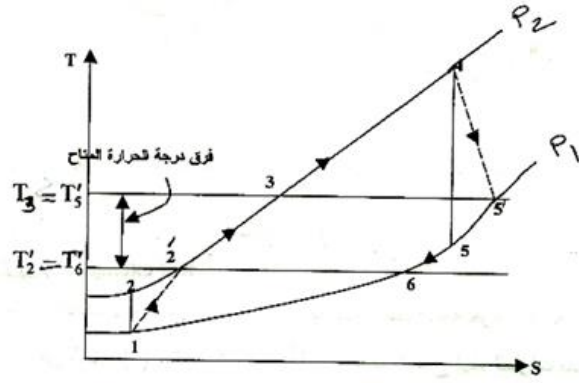
خلال مبادل حراري، حيث يتم استخدام الحرارة المنتقلة من الغازات لتسخين الهواء المغادر للضاغط

. يتم توضيح الوحدة البسيطة بإضافة مبادل حراري مخططاً في الشكل (4.18) ، ويتم تمثيل الدورة علي مخطط T-S في الشكل (4.19) . في المبادل الحراري المثالي سيتم تسخين الهواء من  $T_2'$  إلي  $T_3 = T_5'$  ، وسيتم تبريد الغازات من  $T_5'$  إلي  $T_6 = T_2'$  . يتم توضيح هذه الحالة المثالية في الشكل رقم (4.19). عملياً يكون هذا مستحيلاً بما أنه يتطلب فرق درجة حرارة كبير عند جميع النقاط في المبادل الحراري لكي يتم تجاوز المقاومة لانتقال الحرارة. بالرجوع للشكل رقم (4.20)، يكون فرق درجة الحرارة المطلوب بين الغازات والهواء الداخل إلي المبادل الحراري هو  $(T_6 - T_2')$  ، ويكون فرق درجة الحرارة المطلوب بين الغازات والهواء المغادر للمبادل الحراري هو  $(T_5' - T_3)$  . إذا لم يكن هنالك فقد حرارة من المبادل الحراري إلي الجو، فإن الحرارة التي تعطىها الغازات يجب أن تكون مساوية بالضبط للحرارة المأخوذة بالهواء .



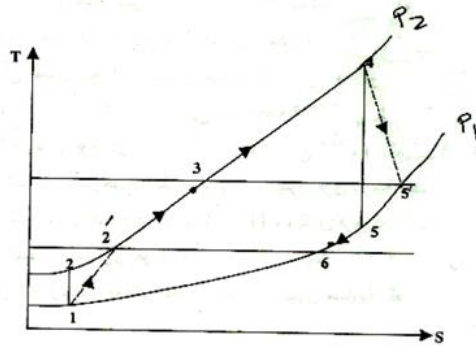
شكل (4.18) المخطط الوظيفي لدورة توربينة غازية باستخدام مبادل حراري





شكل (4.19) مخطط درجة الحرارة ضد القصور الحراري (T-S) لتوربينة غازية باستخدام

### مبادل حراري



شكل (4.20) الجدوى الفنية لاستخدام مبادل حراري من عدمه

$$\text{i.e. } \dot{m}_a c_{p_a} (T_3 - T_2') = \dot{m}_g c_{p_g} (T_5' - T_6)$$

يكون افتراض عدم فقدان حراري من المبادل الحراري مضبوط بكفاية في معظم الحالات العملية.

عليه تكون المعادلة عالية صحيحة مهما كانت قيم درجات الحرارة  $T_6$  و  $T_3$ .

يتم تعريف فاعلية المبادل الحراري (heat exchanger effectiveness) التي تسمح بفرق درجة

حرارة أقصى ضروري لانتقال الحرارة كنسبه الحرارة التي يستقبلها الهواء إلى الحرارة القصوى

الممكنة التي يمكن انتقالها من الغازات في المبادل الحراري.

$$\therefore \text{الفاعلية} = \frac{\text{الحرارة التي يستقبلها الهواء}}{\text{الحرارة القصوى الممكنة التي يمكن انتقالها من الغازات في المبادل الحراري}}$$

$$\therefore \text{الفاعلية} ، \epsilon = \frac{\dot{m}_a c_{p_a} (T_3 - T_2')}{\dot{m}_g c_{p_g} (T_5' - T_2')} \rightarrow (4.1)$$

هنالك طريقة أكثر ملائمة لتقييم الأداء لمبادل حراري وهي استخدام نسبة حرارية، يتم تعريفها كنسبة ارتفاع درجة حرارة الهواء إلى فرق درجة الحرارة الأقصى المتاح.

$$\therefore \text{TR} = \frac{\text{إرتفاع درجة حرارة الهواء}}{\text{فرق درجة الحرارة الأقصى المتاح}} \text{ ، النسبة الحرارية (thermal ratio)}$$

$$\text{i.e. النسبة الحرارية ، } TR = \frac{T_3 - T_2'}{T_5' - T_2'} \rightarrow (4.2)$$

بمقارنة المعادلتين (4.1) و (4.2) يمكن ملاحظة أن النسبة الحرارية تكون مساوية للفاعلية عندما

$$\text{يكون المقدار } \dot{m}_a c_{p_a} \text{ مساويا للمقدار } \dot{m}_g c_{p_g} .$$

عندما يتم استخدام مبادل حراري تنخفض الحرارة التي يتم إمدادها في غرفة الاحتراق، بافتراض

أن درجة الحرارة القصوى في الدورة لا تتغير .

لا يتغير صافي شغل الخرج وبالتالي تزيد الكفاءة الحرارية.

بالرجوع للشكل رقم (4.21):

$$= c_{p_g} (T_4 - T_2') \text{ الحرارة المكتسبة بالوقود (بدون مبادل حراري).}$$

$$= c_{p_g} (T_4 - T_3) \text{ الحرارة المكتسبة بالوقود (بمبادل حراري).}$$

يمكن فقط استخدام مبادل حراري إذا كان هنالك فرق درجة حرارة كبير كافٍ بين الغازات المغادرة

للتوربينة، والهواء المغادر للضاغط . كمثال، في الدورة الموضحة في الشكل (4.21) لا يمكن

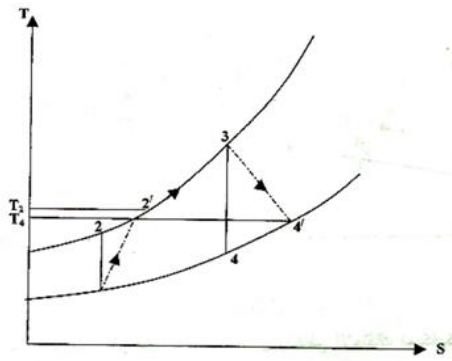
استخدام مبادل حراري لأن درجة حرارة غازات العادم  $T_4'$  تكون أقل من درجة حرارة الهواء المغادرة

للضاغط ،  $T_2'$  . عملياً، بما أن درجة حرارة الغاز يمكن أن تكون أكبر من درجة حرارة الهواء

للضاغط ، لا يكون هنالك فرق درجة حرارة كبير بكفاية لبيّر التكلفة الرأسمالية الإضافية والصيانة

التابعة المطلوبة لمبادل حراري. أيضاً، عندما يكون فرق درجة الحرارة صغيراً في مبادل حراري ،

يجب زيادة مساحة أسطح المبادل الحراري لكي يتم انجاز قيمة عالية معقولة للنسبة الحرارية. في التوربينات الغازية للطائرة ، حيث تكون نسبة القدرة/الوزن أكثر أهمية من النسبة الحرارية أو العمر الطويل، لا يتم استخدام مبادل حراري، ويتم الحصول علي قدرة إضافية باستخدام نسب ضغط أعلى، درجات حرارة قصوى وبإعادة التسخين. لوحدات توربينة غاز صغيرة ( e.g. لوحدات الضخ أو للسيارات) يجب تصميم مبادل حراري مكتنز (compact heat exchanger) قبل أن تأمل مثل هذه الوحدات في أن تصبح منافساً اقتصادياً لمحركات الاحتراق الداخلي التقليدية ذات القدرة المكافئة. يتم عادة استخدام مبادل حراري في وحدات توربين الغاز الضخم للدفع البحري أو القدرة الصناعية.



شكل (4.21) مخطط درجة الحرارة ضد القصور الحراري للمحطة حيث لا يمكن استخدام مبادل حراري

#### 4.5 أمثلة محلولة في التوربينات الغازية:

#### (Solved Examples in Gas Turbines)

مثال (4): حساب الكفاءة الحرارية، نسبة الشغل للمحطة وسريان الكتلة بتجاهل فقد الضغط

وحدة توليد توربينة غازية ذات قدرة مقدارها 5000 kw تعمل بمرحلتين من الضواغط بتبريد بيني بين المراحل، تكون نسبة الضغط مساوية لـ 9/1 . يتم استخدام توربينة ذات ضغط عالي لإدارة

الضواغط، وتوربينة ذات ضغط منخفض لإدارة المولد. تكون درجة حرارة الغازات عند مدخل توربينة الضغط العالي هي  $650^{\circ}\text{C}$ ، ويتم إعادة تسخين الغازات إلى  $650^{\circ}\text{C}$  بعد التمدد في التوربينة الأولى. يتم تمرير غازات العادم المغادر لتوربينة الضغط المنخفض خلال مبادل حراري لتسخين الهواء المغادر لضغط مرحلة الضغط العالي. للضواغط نسب ضغط متساوية ويكون التبريد البيئي كاملاً بين المراحل. تكون درجة حرارة الهواء المدخلة للوحدة مساوية لـ  $15^{\circ}\text{C}$  وتكون كفاءة ثابت القصور الحراري لكل مرحلة ضاغط هي 0.8، وكفاءة ثابت القصور الحراري لكل مرحلة توربينة هي 0.85. تكون النسبة الحرارية للمبادل الحراري مساوية لـ 75%. يمكن افتراض كفاءة ميكانيكية مقدارها 98% لكل من عمود القدرة وعمود توربينة الضواغط. متجاهلاً جميع فقودات الضغط والتغيرات في طاقة الحركة، احسب الكفاءة الحرارية ونسبة الشغل للمحطة، وسريان الكتلة بالـ  $\text{kg/s}$ . للهواء خذ  $c_p = 1.005 \text{ kJ / kg K}$  و  $\gamma = 1.4$ ، وللغازات في غرفة الاحتراق وفي التوربينات والمبادل الحراري خذ  $c_p = 1.15 \text{ kJ / kg K}$  و  $\gamma = 1.333$ . تجاهل كتلة الوقود.

**الحل:**

يتم توضيح المحطة تخطيطياً في الشكل (4.22)، ويتم تمثيلها علي مخطط T-S في الشكل (4.23). بما أن نسبة الضغط وكفاءة ثابت القصور الحراري لكل ضاغط هي نفسها، بالتالي فإن الشغل المطلوب لكل ضاغط هو نفسه بما أن للضاغطين نفس درجة حرارة الهواء المدخل، i.e.

$$T_2' = T_4' \text{ و } T_1 = T_3$$

من المعادلة،

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \text{ و } \frac{P_2}{P_1} = \sqrt{9} = 3$$

$$\therefore T_2 = 288 \times 3^{0.4/1.4} = \underline{394\text{K}}$$

بالتالي من المعادلة،

كفاءة ثابت القصور الحراري لضغط الضغط المنخفض،

$$\eta_{isen, L.P.C} = \frac{T_2 - T_1}{T_2' - T_1} = 0.8$$

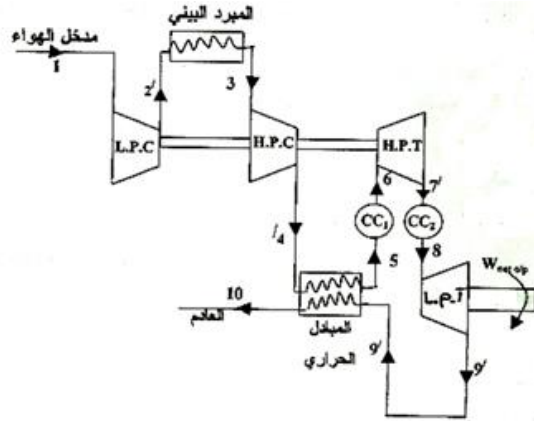
$$\therefore T_2' - T_1 = \frac{394 - 288}{0.8} = \frac{106}{0.8} = 132.5 K$$

$$\text{i.e. } T_2' = 288 + 132.5 = 420.5 K$$

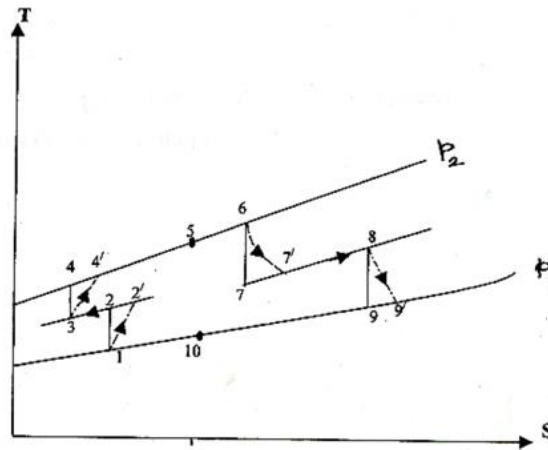
أيضاً، بما أن نسبة الضغط لكل مرحلة ضاغط هي نفسها بالتالي،

$$\text{شغل الدخل لكل مرحلة ضاغط} = c_{p_a} (T_2' - T_1)$$

$$= 1.005 \times 132.5 = 133.1 \text{ kJ/kg}$$



شكل (4.22) المخطط الوظيفي للمحطة في المثال (4)



شكل (4.23) مخطط درجة الحرارة ضد القصور الحراري (T-S) للمحطة في المثال (4)

مطلوب من توربينة الضغط العالي إدارة كلاً الضاغطين وتخطي الاحتكاك الميكانيكي.

$$\text{i.e. شغل خرج توربينة الضغط العالي} = \frac{2 \times 133.1}{0.98} = 272 \text{ kJ/kg}$$

$$\therefore c_{p_g} (T_6 - T_7') = 272$$

$$\text{i.e. } 1.15(923 - T_7') = 272$$

$$\therefore 923 - T_7' = \frac{272}{1.15} = \underline{236.5 \text{ K}}$$

$$\text{i.e. } T_7' = 923 - 236.5 = \underline{686.5 \text{ K}}$$

من المعادلة،

$$\eta_{\text{isen, H.P.T}} = \frac{T_6 - T_7'}{T_6 - T_7} = 0.85$$

$$\therefore T_6 - T_7 = \frac{236.5}{0.85} = \underline{278 \text{ K}}$$

$$\text{i.e. } T_7 = 923 - 278 = \underline{645 \text{ K}}$$

بالتالي باستخدام المعادلة،

$$\frac{P_6}{P_7} = \left( \frac{T_6}{T_7} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} = \left( \frac{923}{645} \right)^{1.333/0.333} = \underline{4.19}$$

بالتالي،

$$\frac{P_8}{P_9} = \frac{9}{4.19} = 2.147$$

مستخدماً المعادلة،

$$\frac{T_8}{T_9} = \left( \frac{P_8}{P_9} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} = 2.147^{0.333/1.333} = \underline{1.211}$$

$$\therefore T_9 = \frac{923}{1.211} = \underline{762.6 \text{ K}}$$

بالتالي مستخدما المعادلة،

$$\eta_{\text{isen, L.P.T}} = \frac{T_8 - T'_9}{T_8 - T_9} = 0.85$$

$$\therefore T_8 - T'_9 = 0.85 \times (923 - 762.6) = 0.85 \times 160.4 = \underline{136.3 K}$$

$$\text{i.e. } T'_9 = 923 - 136.3 = \underline{786.7 K}$$

عليه،

$$\text{صافي شغل الخرج} = c_{p_g} (T_8 - T'_9) \times 0.98$$

$$= 1.15 \times 136.3 \times 0.98 = 153.7 \text{ kJ/kg}$$

من المعادلة (4.2) ،

$$\text{النسبة الحرارية للمبادل الحراري، TR} = \frac{T_5 - T'_4}{T'_9 - T'_4} = \underline{0.75}$$

$$\text{i.e. } T_5 - 420.5 = 0.75(786.7 - 420.5) = 0.75 \times 366.2 = \underline{274.7 K}$$

$$\therefore T_5 = 420.5 + 274.7 = \underline{695.5 K}$$

الآن،

$$\text{الحرارة المكتسبة} = c_{p_g} (T_6 - T_5) + c_{p_g} (T_8 - T'_7)$$

$$= 1.15(923 - 695.2) + 1.15(923 - 686.5)$$

$$\text{i.e. } \text{الحرارة المكتسبة} = 1.15(227.8 + 236.5) = \underline{534 \text{ kJ/kg}}$$

بالتالي من المعادلة،

$$\text{الكفاءة الحرارية، } \eta_{th} = \frac{W}{Q} = \frac{153.7}{534} = \underline{0.288} \text{ أو } \underline{28.8\%}$$

شغل توربينة الضغط المنخفض + شغل توربينة الضغط العالي = إجمالي الشغل للمحطة

$$\text{i.e. } \text{الشغل الإجمالي، } W_{\text{gross}} = 272 + \frac{153.7}{0.98} = \underline{429 \text{ kJ/kg}}$$

عليه ،

$$WR = \frac{\text{صافي شغل الخرج}}{\text{إجمالي شغل الخرج}} = \frac{153.7}{429} = \underline{\underline{0.358}}$$

، نسبة الشغل

يكون الخرج الكهربائي 5000 kw . اجعل سريان الكتلة يكون  $\dot{m}$  kg /s وبالتالي ،

$$5000 = \dot{m} \times 153.7$$

$$\text{i.e. } \dot{m} = \frac{5000}{153.7} , \dot{m} = \underline{\underline{32.6}} \text{ kg /s}$$

$$\text{i.e. معدل سريان الهواء} = \underline{\underline{32.6}} \text{ kg/s}$$

في هذا المثال تم تجاهل جميع فقودات الضغط. في وحدة توربين غاز فعلية هنالك فقودات للضغط نتيجة للاحتكاك والاضطراب أو التشويش في المبرّد البيني، في جانب الهواء للمبادل الحراري، في كلا غرفتي الاحتراق، وفي جانب الغاز للمبادل الحراري، وفي ماسورة العادم. يقود معدّل انتقال الحرارة العالي إلى زيادة واضحة في السرعة في ماسورة ذات مقطع عرضي ثابت تقريباً مما يتسبّب في فقد إضافي للضغط بالإضافة لذلك الناتج عن الاحتكاك واضطراب المائع.

مثال (5): حساب كفاءة الدورة، نسبة الشغل ونسبة الضغط الإجمالية الجديدة للانضغاط باعتبار

#### فقد الضغط

للتوربين الغازي في المثال (4) أعد حساب كفاءة الدورة ونسبة الشغل، بأخذ فقودات الضغط التالية في الاعتبار:

$$0.3 \text{ bar} = \text{جانب الهواء للمبادل الحراري}$$

$$0.05 \text{ bar} = \text{جانب الغاز للمبادل الحراري وماسورة العادم}$$

$$0.15 \text{ bar} = \text{المبرّد البيني}$$

$$0.2 \text{ bar} = \text{كل واحدة من غرف الاحتراق}$$

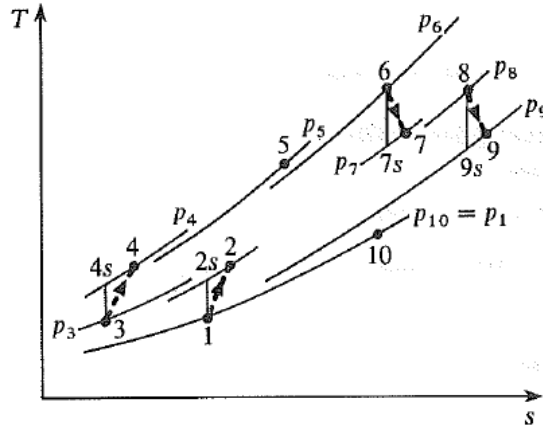


خذ الضغط السائد كـ 1.01 bar ، نسبة الضغط لكل ضاغط 3:1 كما تمّ حسابها سابقاً، وأوجد نسبة الضغط الإجمالية الجديدة للانضغاط. اعتبر جميع البيانات الأخرى ثابتة.

الحل:

بالرجوع لمخطط T – S الموضّح في الشكل (4.24) أدناه، كما سابقاً:

$$T_2 = 288(3)^{0.286} = 394 \text{ K}$$



شكل (4.24) مخطط درجة الحرارة ضد القصور الحراري (T – S) الذي يوضّح فقودات الضغط للمثال (5)

وباستخدام كفاءة ثابت القصور الحراري،

$$T'_2 = 420.5 \text{ K} = T_4$$

أيضاً، كما موضّح سابقاً،

$$\text{شغل الخرج لكل مرحلة ضاغط} = 133.1 \text{ kJ / kg}$$

الضغط عند مدخل ضاغط الضغط العالي،  $P_3$ ، يتم الآن اعطاؤه بـ  $2.88 \text{ bar} = 0.15 -$

$(3 \times 1.01)$ ، وعند المخرج من ضاغط الضغط العالي،  $P_4$ ، يعطى بـ  $8.64 \text{ bar} = 3 \times 2.88$

. بالتالي فإنّ نسبة الضغط الإجمالية الجديدة تعطى بـ  $8.64 / 1.01 = 8.555$ ، مقارنة بـ 9

سابقاً. الضغط عند مدخل توربين الضغط العالي،  $P_6$ ، يكون الآن مساوياً لـ  $8.14 \text{ bar} = 0.2 -$

$8.64 - 0.3 -$

شغل الخرج لتوربين الضغط العالي يتم إعطاؤه كما سابقاً بـ  $272 \text{ kJ / kg}$  ( $133.1 / 0.98$ )  
 ، وبالتالي فإن درجات الحرارة  $T_7$  و  $T'_7$  تكون هي نفسها كما سابقاً وعليه فإن النسبة  $4.19 \times$   
 i.e.  $P_7 = P_6 / 4.19 = 8.14 / 4.19 = 1.943$  وهي أيضاً كنفس القيم السابقة،  $P_6 / P_7 =$   
 bar

$$P_8 = (P_7 - 0.2) = 1.743 \text{ bar} \quad \text{عليه،}$$

$$P_{10} = P_1 = 1.01 \text{ bar} \quad \text{الآن،}$$

$$P_9 = 1.01 + 0.05 = 1.06 \text{ bar} \quad \text{وبالتالي،}$$

$$P_8 / P_9 = 1.743 / 1.06 = 1.644$$

$$T_9 = T_8 / (1.644)^{0.333/1.333} = 923 / 1.132 = 815.4 \text{ K} \quad \text{عليه،}$$

$$T'_9 = 923 - (923 - 815.4) \times 0.85 = 831.5 \text{ K} \quad \text{وبالتالي،}$$

$$\text{صافي شغل الخرج} = c_{p_g} (T_8 - T'_9) = 1.15(923 - 831.5) = 105.2 \text{ kJ/kg} \quad \text{عليه،}$$

من بعد مستخدماً المعادلة أدناه للنسبة الحرارية للمبادل الحراري كما سابقاً، نحصل على،

$$T_5 = 420.5 + 0.75 (831.5 - 420.5) = 728.8 \text{ K}$$

$$\text{الحرارة المكتسبة} = c_{p_g} (T_6 - T_5) + c_{p_g} (T_8 - T'_7) \quad \text{من بعد،}$$

$$= 1.15(923 - 728.8) + 1.15(923 - 686.5) = 495.3 \text{ kJ/kg}$$

عليه، فإن كفاءة الدورة تُعطي كالتالي:

$$\text{كفاءة الدورة} = 105.2 / 495.3 = \underline{\underline{21.2 \%}}$$

قارن هذه القيمة بالقيمة السابقة % 28.8 عندما يتم تجاهل فقودات الضغط.

إجمالي الشغل للمحطة يُعطي بـ :

$$\text{إجمالي الشغل للمحطة} = (105.2 / 0.98) + 277 = 384.3 \text{ kJ / kg}$$

عليه، فإن نسبة الشغل تُعطي بـ :

$$\text{نسبة الشغل} = 105.2 / 384.3 = \underline{0.274}$$

قارن هذه القيمة بالقيمة السابقة 0.358 عندما يتم تجاهل فقودات الضغط.

#### 4.6 مسائل إضافية في التوربينات الغازية

##### (Additional problems in Gas Turbines)

ملحوظة: لجميع المسائل في هذا الفصل يمكن اخذ  $C_p$  و  $\gamma \leq 1.005 \text{ kJ/kgK}$  و 1.4 لجميع

إجراءات الانضغاط ، و  $1.15 \text{ kg/kgK}$  و 1.333 لجميع إجراءات الاحتراق والتمدد.

مسألة (1): إيجاد الكفاءة الحرارية ونسبة الشغل لتوربينة غازية بتجاهل التغييرات في طاقة

الحركة وفقد الضغط في غرفة الاحتراق

توربينة غاز لها نسبة ضغط إجمالي مقداره 5/1 ودرجة حرارة قصوى مقدارها  $550^\circ \text{C}$  . تدير

التوربينة الضاغط ومولداً كهربائياً، وتكون الكفاءة الميكانيكية للإدارة هي 97% . تكون درجة

الحرارة السائدة هي  $20^\circ \text{C}$  وكفاءات ثابت القصور الحراري للضاغط والتوربينة هما 0.8 و 0.83

علي الترتيب . احسب قدرة الخرج بالكيلو واط لسريان هواء مقداره  $15 \text{ kg/s}$  . احسب أيضا

الكفاءة الحرارية ونسبة الشغل للتوربينة. تجاهل التغييرات في طاقة الحركة ، وفقد الضغط في غرفة

الاحتراق.

Ans. {655kw; 12% ; 0.168}

مسألة (2): إيجاد الكفاءة الحرارية وقدرة العمود لتوربينة غازية بتجاهل تغييرات طاقة الحركة

وفقد الضغط في الاحتراق

في وحدة توربينة غاز بحرية تدير توربينة مرحلة الضغط العالي الضاغط، وتدير توربينة مرحلة

الضغط المنخفض عمود الدفع خلال مجموعة تروس مناسبة. تكون نسبة الضغط الإجمالي 4/1

، وتكون درجة الحرارة القصوى هي  $650^\circ \text{C}$  . كفاءات ثابت القصور الحراري للضاغط، توربينة

الضغط العالي، وتوربينة الضغط المنخفض، هي 0.8 ، 0.83 ، 0.85 علي الترتيب، وتكون الكفاءة الميكانيكية لكلا العمودين 98%. احسب الضغط بين مرحلتي التوربين عندما تكون حالات سحب الهواء هي 1.01 bar و 25°C أحسب أيضاً الكفاءة الحرارية وقدرة العمود عندما يكون معدّل سريان الكتلة 60 kg/s . تجاهل تغيرات طاقة الحركة ، وفقد الضغط في الاحتراق.

Ans. { 1.57 bar ; 14.9% ; 4560 kw }

مسألة (3): إيجاد الكفاءة الحرارية التي يتم الحصول عليها عندما يتم تركيب مبادل حراري

للوحدة في المسألة (2)، احسب الكفاءة الحرارية التي يتم الحصول عليها عندما يتم تركيب مبادل حراري. افترض نسبة حرارية مقدارها 0.75 .

Ans. { 23.4% }

مسألة (4): إيجاد قدرة الخرج بالكيلو واط، الكفاءة الحرارية، معدّل سريان ماء التبريد المطلوب

للمبردات البينية والنسبة الحرارية للمبادل الحراري بتجاهل فقودات الضغط وتغييرات طاقة السرعة

في محطة توليد بتوربينة غازية تكون نسبة الانضغاط الإجمالية 12/1، ويتم أداؤها في ثلاث

مراحل بنسب ضغط مقدارها 2.5/1، 2.4/1، و 2/1 علي الترتيب. تكون درجة حرارة الهواء المدخل

إلي المحطة هي 25°C ويُخفّض التبريد البيني بين المراحل درجة الحرارة إلي 40°C. تدير توربينة

الضغط العالي ضواغط مرحلتي الضغط العالي والضغط المتوسط؛ وتُدير توربينة الضغط المنخفض

ضاغط مرحلة الضغط المنخفض ومولّد التيار المتناوب. يتم إمرار الغازات المغادرة لتوربينة الضغط

المنخفض خلال مبادل حراري يقوم بتسخين الهواء المغادر لضاغط مرحلة الضغط العالي. تكون

درجة الحرارة عند مدخل توربينة الضغط العالي هي 650°C، ويرفع إجراء إعادة التسخين بين

مرحلتي التوربين درجة الحرارة إلي 650°C. تغادر الغازات المبادل الحراري عند درجة حرارة

مقدارها 200°C. كفاءة ثابت القصور الحراري لكل مرحلة ضاغط هي 0.83 ، وكفاءات ثابت

القصور الحراري لتوربينات الضغط العالي والضغط المنخفض هي 0.85 و 0.88 علي الترتيب. خذ الكفاءة الميكانيكية لكل عمود ك 98%. تكون سريان كتلة الهواء مساوية لـ 140kg/s. احسب قدرة الخرج بالـ kw ، الكفاءة الحرارية، وسريان ماء التبريد المطلوب للمبردات البينية عندما لا يجب أن يزيد الارتفاع في درجة حرارة الماء عن 30K . تجاهل فقودات الضغط والتغيرات في طاقة السرعة ، وخذ سعة الحرارة النوعية للماء ك 4.19 kJ/kgK . احسب أيضاً النسبة الحرارية للمبادل الحراري.

Ans. {25,300 kw ؛ 33.7% ؛ 223 kg/s ؛ 0.825}

#### مسألة (5): إيجاد قدرة الخرج بالكيلو واط والكفاءة الحرارية الإجمالية للمحطة

في مجموعة توليد بتوربينة غاز يتم استخدام مرحلتي انضغاط بمبرد بيني بين المراحل. تدير توربينة الضغط العالي ضاغط الضغط العالي، وتدير توربينة الضغط المنخفض ضاغط الضغط المنخفض وموِّد التيار المتناوب. يتم إمرار العادم من توربينة الضغط المنخفض خلال مبادل حراري يقوم بنقل الحرارة للهواء المغادر لضاغط الضغط المنخفض. هنالك غرفة احتراق لإعادة التسخين بين مرحلتي التوربينة تقوم برفع درجة حرارة الغاز إلي  $600^{\circ}\text{C}$  ، التي هي أيضاً درجة حرارة الغاز عند مدخل توربينة الضغط العالي . تكون نسبة الضغط الإجمالية مساوية لـ 10/1 ، حيث يكون لكل ضاغط نفس نسبة الضغط ، وتكون درجة حرارة الهواء عند مدخل الوحدة مساوية لـ  $20^{\circ}\text{C}$  . بافتراض كفاءات ثابتة قصور حراري مقدارها 0.8 لكلا مرحلتي الضاغط، و 0.85 لكلا مرحلتي التوربين، ويتم استخدام 2% من الشغل لكل توربينة في تجاوز الاحتكاك، احسب قدرة الخرج بالكيلو واط لسريان كتلة مقدارها 115 kg/s . يمكن أخذ النسبة الحرارية للمبادل الحراري ك 0.7 ، ويكون التبريد البيني كاملاً بين مرحلتي الضاغط. تجاهل جميع الفقودات في

الضغط، وافترض أن التغييرات في السرعة تكون صغيرة بحيث يتم تجاهلها . احسب أيضاً الكفاءة الحرارية الإجمالية للمحطة.

Ans. { 14,460 kw ؛ 25.7% }

مسألة (6): إيجاد الكفاءة الحرارية الإجمالية، القدرة المنتجة، واستهلاك الوقود النوعي بتجاهل

فقدوات الضغط والتغييرات في طاقة الحركة

وحدة توربينة غاز لمحرك سيارة لديها ضاغطا طرد مركزي موصلان علي التوالي ليعطيا نسبة ضغط إجمالية مقدارها 6/1 . يتم إمرار الهواء المغادر لضغط العالي خلال مبادل حراري قبل الدخول إلي غرفة الاحتراق. يتم التمدد في مرحلتي توربين، تُدير المرحلة الاولي الضواغط، وتدير المرحلة الثانية السيارة خلال مجموعة تروس. تُمرّر الغازات المغادرة لتوربينة الضغط المنخفض خلال مبادل حراري قبل استفادها إلي الجو. تكون درجة حرارة مدخل توربينة الضغط العالي مساوية لـ  $800^{\circ}\text{C}$  ودرجة حرارة الهواء المدخل للوحدة مساوية لـ  $15^{\circ}\text{C}$  . كفاءة ثابت القصور الحراري للانضغاط هي 0.8 ، وتلك لكل توربينة هي 0.85 ؛ تكون الكفاءة الميكانيكية لكل عمود هي 98% . بتجاهل فقدوات الضغط والتغييرات في طاقة الحركة ، احسب الكفاءة الحرارية الإجمالية والقدرة المنتجة عندما تكون سريان كتلة الهواء مساوية لـ  $0.7\text{ kg/s}$  . يتم افتراض النسبة الحرارية للمبادل الحراري مساوية لـ 0.65 . احسب أيضاً استهلاك الوقود النوعي عندما تكون القيمة الحرارية للوقود المستخدم هي  $42600\text{ kJ/kg}$  وكفاءة الاحتراق % 97.

Ans. { 28.7 % ؛ 94.3kw ؛ 0.303 kg/kwh }

مسألة (7): إيجاد قدرة الخرج النوعية والكفاءة الحرارية بتجاهل فقد الضغط في غرفة الاحتراق

في محرك دفع توربيني (turbo-propeller engine) تكون نسبة الضغط للضاغط هي 6/1 ودرجة الحرارة القصوى في الدورة هي  $760^{\circ}\text{C}$  . تكون كفاءات ثابت القصور الحراري للضاغط

والتوربينة هي 0.85 و 0.88 علي الترتيب، والكفاءة الميكانيكية هي % 90 . كفاءة نفق أو ماسورة السحب هي 0.9 . احسب قدرة الخرج النوعية بالـ kw لكل kg/s والكفاءة الحرارية عندما تسافر الطائرة بسرعة 725 kw/h عند ارتفاع تكون عنده درجة الحرارة المحيطة مساوية لـ  $-7^{\circ}\text{C}$  . تجاهل فقد الضغط في غرفة الاحتراق ، وافترض أن الغازات في التوربينة تتمدد أسفل إلي الضغط الجوي ، وتغادر الطائرة عند سرعة مقدارها 725 kw/h بالنسبة للطائرة.

Ans. { 166.7 kw per kg/s, 27.8% }

**مسألة (8):** قدرة الخرج النوعية والكفاءة الحرارية عندما لا يتم تجاهل فقد الضغط

يكون الفقد في الضغط الكلي في إجراء الاحتراق في المسألة (7) هو % 3 من ضغط المدخل الكلي إلي الغرفة . احسب قدرة الخرج النوعية والكفاءة الحرارية عندما لا يتم تجاهل فقد الضغط .

Ans. { 164 kw per kg/s ؛ 27.3% }

**مسألة (9):** إيجاد معدّل سريان الهواء، نسبة الشغل، درجة حرارة الهواء المدخل إلى غرفة

الاحتراق الأولى، والكفاءة الإجمالية للدورة

في محطة توربين غازي يدخل الهواء الضاغط عند حالات جوية مقدارها  $15^{\circ}\text{C}$  و 1.0133 bar ويتم انضغاطه خلال نسبة ضغط مقدارها 10. يُمرّر الهواء المغادر للضاغط خلال مبادل حراري قبل إدخاله إلى غرفة الاحتراق. تغادر الغازات الساخنة غرفة الاحتراق عند  $800^{\circ}\text{C}$  وتتمدد خلال توربين ضغط عالي يقوم بإدارة الضاغط. عندما تغادر الغازات توربين الضغط العالي يتم تمريرها خلال غرفة احتراق إعادة تسخين والتي بدورها ترفع درجة حرارة الغازات إلى  $800^{\circ}\text{C}$  قبل تمددّها خلال توربينة القدرة، ومن بعد إلى المبادل الحراري حيث تتساقب بسريان مضاد أو متعاكس مع الهواء المغادر للضاغط. مستخدماً البيانات أدناه، ومتجاهلاً معدّل سريان كتلة الوقود وتغييرات السرعة خلال الدورة، احسب الآتي:

(i) معدّل سريان الهواء المطلوب لصابفي قدرة خرج مقدارها 10Mw .

(ii) نسبة الشغل في الدورة .

(iii) درجة حرارة الهواء المدخلة إلى غرفة الاحتراق الأولى .

(iv) الكفاءة الإجمالية للدورة .

بيانات:

كفاءة ثابت القصور الحراري للضاغط = 80% .

كفاءات ثابت القصور الحراري لتوربين الضغط العالي ولتوربين القدرة = 87% و 85 % .

الكفاءة الميكانيكية للإدارة في توربين الضغط العالي / الضاغط = 92% .

الكفاءة الميكانيكية للإدارة في توربين القدرة = 94% .

النسبة الحرارية للمبادل الحراري = 0.75 .

هبوط الضغط على جانب الهواء في المبادل الحراري = 0.125 bar .

هبوط الضغط في غرفة الاحتراق الأولى = 0.100 bar .

هبوط الضغط في غرفة احتراق إعادة التسخين = 0.080 bar .

هبوط الضغط على جانب الغاز في المبادل الحراري = 0.100 bar .

Ans. {91.0 kg/ s; 0.25 ; 611° C ; 18.9 % }

مسألة (10): إيجاد معدّل سريان كتلة الهواء المدخل إلى الضاغط، درجة حرارة الهواء المدخلة

إلى غرفة الاحتراق والكفاءة الإجمالية للدورة

محطة توربين غاز مفتوح الدورة يُستخدم لتوليد قدرة في مصفاة بترول. تُدير وحدة توربين الغاز

مولدًا يقوم بدوره بإمداد محرك كهربائي بقدرة مقدارها 2400 kw . الكفاءة الإجمالية الميكانيكية

والكهربائية هي 92% . بعض من غاز العادم من التورين عند 530° C يتم إمداده إلى فرن في



المصفاة بمعدّل سريان مقداره  $2\text{kg/s}$  ، ما تبقي من غاز يتم تمريره بسريان متعاكس خلال مبادل حراري حيث يقوم بتسخين الهواء المغادر للضاغط، ومن بعد يُمرّر إلى الجو عند  $400^\circ\text{C}$  . للضاغط نسبة ضغط مقدارها 8 ويكون الهواء عند مدخل الضاغط عند  $1.013\text{ bar}$  و  $20^\circ\text{C}$  . هبوط الضغط في جانب الهواء للمبادل الحراري يساوي  $0.16\text{ bar}$  ، وهبوط الضغط في غرفة الاحتراق يساوي  $0.12\text{ bar}$  ، وهبوط الضغط في جانب الغاز للمبادل الحراري يساوي  $0.05\text{ bar}$  . كفاءات ثابت القصور الحراري للضاغط والتوربين هما على التوالي  $0.85$  و  $0.92$  . متجاهلا فقودات الحرارة في المبادل الحراري، ومعدّل سريان كتلة الوقود، احسب:

(i) معدّل سريان كتلة الهواء المدخل إلى الضاغط.

(ii) درجة حرارة الهواء المدخلة إلى غرفة الاحتراق.

(iii) الكفاءة الاجمالية للدورة.

Ans. {  $10.82\text{ kg/s}$  ;  $421.0^\circ\text{C}$  ;  $34.2\%$  }

**مسألة (11): إيجاد الكفاءة الإجمالية لدورة مغلقة لتوربين غازي**

محطة توربين غاز ذو دورة مغلقة تستخدم الهيليوم كمائع تشغيل يتم استخدامها في مبادل حراري تجريبي. يتم انضغاط الهيليوم في مرحلتين بمبرّد بيني بين المرحلتين. قبل تمريره خلال سخّان حيث يتم تسخينه خارجياً بمائع تبريد المفاعل، يتم تسخين الهيليوم ابتدائياً في مبادل حراري حيث يُمرّر بسريان متعاكس مع الهيليوم المغادر للتوربين. يتم تبريد الهيليوم المغادر للتوربين في المبادل الحراري قبل إمراره خلال مُبرّد حيث يتم تبريده بماء تبريد إلى درجة حرارة المدخل المطلوبة إلى الضاغط، وبالتالي تكتمل الدورة. مستخدماً البيانات أدناه، احسب الكفاءة الإجمالية للدورة.

**بيانات:**

الضغط ودرجة الحرارة عند مدخل الضاغط الأول = 18 bar و 30 °C .

نسبة الضغط لكل ضاغط = 2 .

درجة حرارة الهيليوم المغادر للمبرّد البيني = 30 °C .

درجة حرارة الهيليوم المدخل إلى التوربين = 800 °C .

كفاءة ثابت القصور الحراري لكل ضاغط = 0.83 .

كفاءة ثابت القصور الحراري للتوربين = 0.86 .

فاعلية المبادل الحراري = 0.8 .

فقد الضغط كنسبة مئوية من الضغط المدخل إلى كلّ مكوّنة:

المبرّد البيني والمبرّد الخارجي = 1% .

كلّ جانب من المبادل الحراري = 2% .

السخّان الخارجي = 3% .

خذ  $\gamma$  للهيليوم مساوية لـ 1.666 .

Ans. {32.6% }

## الكتب والمراجع

### الكتب والمراجع العربية:

1. أسامة محمد المرضي سليمان ، "مذكرات انتقال الحرارة الجزء الأول، الثاني والثالث" ، جامعة وادي لنيل ، كلية الهندسة والتقنية ، قسم الهندسة الميكانيكية، (2000م).
2. أسامة محمد المرضي سليمان ، "مذكرات انتقال الكتلة بالانتشار والحمل الجزء الأول، الثاني" ، جامعة وادي لنيل ، كلية الهندسة والتقنية ، قسم الهندسة الميكانيكية، (2005م).
3. أسامة محمد المرضي سليمان ، "مذكرات ديناميكا حرارية(1) و ديناميكا حرارية(2)" ، جامعة وادي لنيل ، كلية الهندسة والتقنية ، قسم الهندسة الميكانيكية، (2007م).
4. برهان محمود العلي ، أحمد نجم الصبحة ، بهجت مجيد مصطفى ، " ترجمة كتاب أساسيات انتقال الحرارة" ، مديرية دار الكتب للطباعة والنش ، جامعة لموصل ، الجمهورية العراقية (1988م).

### الكتب والمراجع الإنجليزية

1. T. D. Eastop and A. McConkey, "Applied Thermodynamics for Engineers and Technologists", Longman Singapore Publishers, 1994.
2. Eastop T. D. and Craft D. R., "Energy Efficiency", Longman, 1990.
3. Douglas J. F., Gasiorek J. M. and Swaffield J. A., "Fluid Mechanics", 2<sup>nd</sup> Edition, Longman, 1986.
4. Rogers G. F. C. and Mayhew Y. R., "Engineering Thermodynamics, Work and Heat Transfer", 4<sup>th</sup> Edition, Longman, 1992.
5. National Engineering Labrotary, "Steam Tables", HMSO, 1964.

6. Haywood R. W., "Analysis of Engineering Cycles", Pergamon, 1991.
7. Walker G., "Stirling Engines", Oxford University Press, 1980.
8. Harker J. H. and Bachurst J. R., "Fuel and Energy", Academic Press, 1981.
9. Hickson D. C. and Taylor F. R., "Enthalpy – Entropy Diagram for Steam", Basil Blackwell, 1980.
10. Eastop T. D. and Watson W. E., "Mechanical Services for Buildings", Longman, 1992.
11. Cohen H., Rogers G. F. C. and Saravanamuttoo H. I. H., "Gas Turbine Theory", 3rd Edition, Longman, 1987.
12. Shapiro A. H., "The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Flow", Volumes 1 and 2, Kreiger, 1983.
13. Dixon S. L., "Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery", 3rd Edition, Pergamon, 1978.
14. Kearton W. J., "Steam Turbine Theory and Practice", Pitman, 1960.
15. Heywood J. B., "Thermal Combustion Engines Fundamentals", McGraw-Hill, 1988.
16. Taylor C. F., "The Internal Combustion Engine in Theory and Practice", Volumes 1 and 2, MIT Press, 1977.
17. Watson N. and Janota M. S., "Turbo charging the IC Engines", Macmillan, 1984.
18. Dossat R. J., "Principles of Refrigeration", 2nd Edition, Wiley, 1990.
19. Reay D. A. and Macmichael D. B. A., "Heat Pumps", 2nd Edition, Pergamon, 1987.

20. Rogers G. F. C. and Mayhew Y. R., "Thermodynamics and Transport Properties of Fluids", 4th Edition, Basil Blackwell, 1987.
21. Kemp D. D., "Global Environmental Issues", Routledge, 1990.
22. Threlkeld J. L., "Thermal Environmental Engineering", 2nd Edition, Prentice, 1970.
23. Jones W. P., "Air Conditioning Engineering", 3rd Edition, Edward Arnold, 1985.
24. Welty J. R., "Fundamentals of Momentum, Heat and Mass Transfer", 3rd Edition, John Wiley, 1984.
25. Craft D. R. and Lilley D. G., "Heat Transfer Calculations Using Finite Difference Equations", Pavic Publications, 1986.
26. Incropera F. P. and De Witt D. P., "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", 3rd Edition, John Wiley, 1990.
27. Eckert E. R. and Drake R. M., "Analysis of Heat and Mass Transfer", Taylor and Francis, 1971.
28. Kern D. Q., "Process Heat Transfer", McGraw – Hill, 1950.
29. Walker G., "Industrial Heat Exchangers", 2<sup>nd</sup> Edition, McGraw – Hill, 1990.
30. Kays W. M. and London A. L., "Compact Heat Exchangers", 3<sup>rd</sup> Edition, McGraw – Hill, 1984.
31. McAdams W. H., "Heat Transmission", 3<sup>rd</sup> Edition, McGraw – Hill, 1954.
32. Dunn P. D., "Renewable Energies: Sources, Conversion, and Applications", Peter Peregrines, 1986.
33. Culp(jr) A. R., "Principles of Energy Conversion", McGraw – Hill, 1980.

34. Mohammed Elmardi Osama, "Solution of Problems in Heat Transfer, Transient Conduction or Unsteady Conduction", Lambert Academic Publishing, 2017.
35. Mohammed Elmardi Osama, "Further Experimental research work on water Current Turbines, Case Study On Atbara Water Turbine", Lambert Academic Publishers, 2015.

## نبذة عن المؤلف:



أسامة محمد المرضي سليمان وُلِدَ بمدينة عطبرة بالسودان في العام 1966م. حاز على دبلوم هندسة ميكانيكية من كلية الهندسة الميكانيكية - عطبرة في العام 1990م. تحصّل أيضاً على درجة البكالوريوس في الهندسة الميكانيكية من جامعة السودان للعلوم والتكنولوجيا - الخرطوم في العام 1998م ، كما حاز على درجة الماجستير في تخصص ميكانيكا المواد من جامعة وادي النيل - عطبرة في العام 2003م ودرجة الدكتوراه من جامعة وادي النيل في العام 2017م. قام بالتدريس في العديد من الجامعات داخل السودان، بالإضافة لتأليفه لأكثر من

ثلاثين كتاباً باللغة العربية ولعشرة كتب باللغة الإنجليزية بالإضافة لخمسين ورقة علمية منشورة في دور نشر ومجلات عالمية إلى جانب إشرافه على أكثر من ثلاثمائة بحث تخرج لكل من طلاب الماجستير، الدبلوم العالي، البكالوريوس، والدبلوم العام. يشغل الآن وظيفة أستاذ مساعد بقسم الميكانيكا بكلية الهندسة والتقنية - جامعة وادي النيل. بالإضافة لعمله كاستشاري لبعض الورش الهندسية بالمنطقة الصناعية عطبرة. هذا بجانب عمله كمدير فني لمجموعة ورش الكمالي الهندسية لخرطة أعمدة المرافق واسطوانات السيارات والخرطة العامة وكبس خراطيش الهيدروليك.