ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 10-1: Ο Απλός Ιδανικός Κύκλος Rankine

Θεωρούμε μια εγκατάσταση παραγωγής ισχύος με υδρατμό η οποία λειτουργεί σύμφωνα με τον απλό ιδανικό κύκλο Rankine. Ο υδρατμός εισέρχεται στο στρόβιλο με 3 MPa και 350°C και συμπυκνώνεται στον συμπυκνωτή σε πίεση 75 kPa. Να προσδιορίσετε τη θερμική απόδοση του κύκλου.

Λύση: Εξετάζεται μια απλουστευμένη εγκατάσταση παραγωγής ισχύος που λειτουργεί με βάση τον απλό ιδανικό κύκλο Rankine. Πρόκειται να προσδιοριστεί η θερμική απόδοση του κύκλου.

Παραδοχές **1** Υφίστανται σταθεροποιημένες συνθήκες λειτουργίας. **2** Οι μεταβολές της κινητικής και της δυναμικής ενέργειας θεωρούνται αμελητέες.

Ανάλυση Το σχηματικό διάγραμμα της εγκατάστασης παραγωγής ισχύος και το διάγραμμα *T–s* του κύκλου απεικονίζονται στο Σχήμα 10.3. Παρατηρούμε ότι η εγκατάσταση λειτουργεί σύμφωνα με τον ιδανικό κύκλο Rankine και επομένως ο στρόβιλος και η αντλία λειτουργούν ισεντροπικά, δεν υπάρχουν πτώσεις πίεσης στο λέβητα και στο συμπυκνωτή, ενώ ο υδρατμός εξέρχεται από τον συμπυκνωτή και εισέρχεται στην αντλία ως κορεσμένο υγρό στην πίεση του συμπυκνωτή.

Αρχικά, προσδιορίζουμε τις ενθαλπίες στα διάφορα σημεία του κύκλου, χρησιμοποιώντας δεδομένα από τους πίνακες ατμού (Πίνακες Α-4, Α-5 και Α-6):

Κατάσταση 1:

$$P_1 = \begin{matrix} 75\,\text{kPa} \\ (\text{κορ. υγρό}) \end{matrix} \Bigg\} \begin{matrix} h_1 = h_{f\,@\,75\text{kPa}} = 384,44\,\text{kJ/kg} \\ v_1 = v_{f\,@\,75\text{kPa}} = 0,001037\,\text{m}^3/\text{kg} \end{matrix}$$

Κατάσταση 2:

$$\left.\begin{array}{l} P_2 = 3\ \text{MPa} \\ s_2 = s_1 \end{array}\right\} \begin{array}{l} w_{pump,in} = v_1(P_2 - P_1) = (0{,}001037\,\text{m}^3/\text{kg})(3.000-75)\,\text{kPa}\left(\dfrac{1\,\text{kJ}}{1\,\text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right) = \\ \qquad\qquad = 3{,}03\,\text{kJ/kg} \\ h_2 = h_1 + w_{pump,in} = (384{,}44 + 3{,}03)\,\text{kJ/kg} = 387{,}47\,\text{kJ/kg} \end{array}$$

Κατάσταση 3:

$$\left.\begin{array}{l} P_3 = 3\,\text{MPa} \\ T_3 = 350^\circ\text{C} \end{array}\right\} \begin{array}{l} h_3 = 3116{,}1\,\text{kJ/kg} \\ s_3 = 6{,}7450\,\text{kJ/kg}\cdot\text{K} \end{array}$$

Κατάσταση 4:

$P_4 = 75\,\text{kPa}$ (κορεσμένο μίγμα)

$$s_4 = s_3$$

$$x_4 = \frac{s_4 - s_f}{s_{fg}} = \frac{6{,}7450 - 1{,}2132}{6{,}2426} = 0{,}8861$$

$$h_4 = h_f + x_4 h_{fg} = 384{,}44 + 0{,}8861(2278{,}0)\,\text{kJ/kg} = 2403{,}0\,\text{kJ/kg}$$

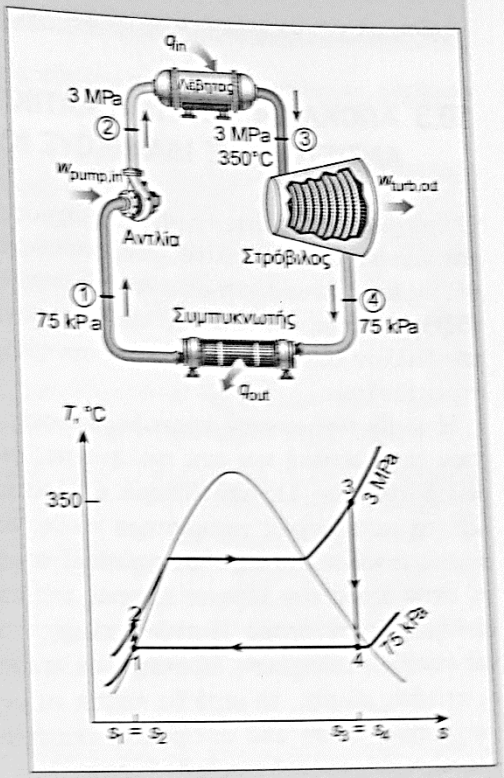
Επομένως,

$$q_{in} = h_3 - h_2 = (3116{,}1 - 387{,}47)\,\text{kJ/kg} = 2728{,}6\,\text{kJ/kg}$$

$$q_{out} = h_4 - h_1 = (2403{,}0 - 387{,}44)\,\text{kJ/kg} = 2018{,}6\,\text{kJ/kg}$$

και

$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} = 1 - \frac{2018{,}6\,\text{kJ/kg}}{2728{,}6\,\text{kJ/kg}} = \mathbf{0{,}260\ \text{ή}\ 26{,}0\%}$$



ΣΧΗΜΑ 10.3 Σχηματικό διάγραμμα και διάγραμμα *T–s* για το Παράδειγμα 10-1.

Η θερμική απόδοση μπορεί επίσης να προσδιοριστεί ως

$$w_{turb,out} = h_3 - h_4 = (3116{,}1 - 2403{,}0)\,\text{kJ/kg} = 713{,}1\,\text{kJ/kg}$$

$$w_{net} = w_{turb,out} - w_{pump,in} = (713{,}1 - 3{,}03)\,\text{kJ/kg} = 710{,}1\,\text{kJ/kg}$$

ή

$$w_{net} = q_{in} - q_{out} = (2728{,}6 - 2018{,}6)\,\text{kJ/kg} = 710{,}0\,\text{kJ/kg}$$

και

$$\eta_{th} = \frac{w_{net}}{q_{in}} = \frac{710{,}0\,\text{kJ/kg}}{2728{,}6\,\text{kJ/kg}} = 0{,}260\ \text{ή}\ 26{,}0\%$$

Δηλαδή, αυτή η μονάδα παραγωγής ισχύος μετατρέπει σε καθαρό έργο το 26% της θερμότητας που δέχεται στο λέβητα. Μια πραγματική μονάδα παραγωγής ισχύος, λειτουργώντας μεταξύ των ίδιων ορίων θερμοκρασίας και πίεσης, θα έχει χαμηλότερη απόδοση λόγω των αναντιστρεπτοτήτων όπως η τριβή.

Σχόλιο Παρατηρείστε ότι ο λόγος του έργου επιστροφής ($r_{bw} = w_{in}/w_{out}$) αυτής της μονάδας παραγωγής ισχύος, είναι 0,004 και επομένως απαιτείται μόνον το 0,4% από το έργο που παράγει ο στρόβιλος για να λειτουργήσει η αντλία. Αυτοί οι τόσο μικροί λόγοι του έργου επιστροφής αποτελούν χαρακτηριστικό των κύκλων παραγωγής ισχύος με ατμό, σε αντίθεση με τους κύκλους παραγωγής ισχύος με ατμό. Αυτό έρχεται σε αντίθεση με τους κύκλους ισχύος των αερίων, οι οποίοι συνήθως περιλαμβάνουν πολύ υψηλές τιμές του λόγου του έργου επιστροφής (περίπου 40% έως 80%).

Αξίζει επίσης να σημειωθεί ότι η θερμική απόδοση του ιδανικού κύκλου Carnot που λειτουργεί μεταξύ των ίδιων ορίων θερμοκρασίας είναι

$$\eta_{\text{th,Carnot}} = 1 - \frac{T_{\min}}{T_{\max}} = 1 - \frac{(91,76+273)\text{K}}{(350+273)\text{K}} = 0,415$$

Όπου ως $T_{\min}$ λαμβάνεται ως η θερμοκρασία κορεσμού του νερού υπό πίεση 75kPa. Η διαφορά μεταξύ των δύο βαθμών απόδοσης οφείλεται στη μεγάλη εξωτερική αναντιστρεπτότητα του κύκλου του Rankine, η οποία με τη σειρά της οφείλεται στην μεγαλύτερη διαφορά θερμοκρασίας που παρουσιάζει ο υδρατμός σε σχέση με τα καυσαέρια στον κλίβανο.

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 10-9: Συνδυασμένος Κύκλος Παραγωγής Ισχύος Αερίου - Ατμού

Θεωρούμε το συνδυασμένο κύκλο ισχύος αερίου - ατμού που απεικονίζεται στο Σχήμα 10-26. Ο υπερκείμενος κύκλος είναι ένας κύκλος αεριοστρόβιλου με λόγο πιέσεων 8. Ο αέρας εισέρχεται στον συμπιεστή στους 300 K και στο στρόβιλο στους 1300 K. Η ισεντροπική απόδοση του συμπιεστή είναι 80% και του αεριοστροβίλου 85%. Ο υποκείμενος κύκλος είναι ένας απλός ιδανικός κύκλος Rankine που λειτουργεί μεταξύ των ορίων πίεσης 7 MPa και 5 kPa. Ο ατμός θερμαίνεται εντός εναλλάκτη θερμότητας από τα καυσαέρια, σε μια θερμοκρασία των 500°C. Τα καυσαέρια εξέρχονται από τον εναλλάκτη θερμότητας στη θερμοκρασία των 450 K. Να προσδιορίσετε (α) το λόγο των παροχών μάζας του ατμού και των καυσαερίων και (β) τη θερμική απόδοση του συνδυασμένου κύκλου.

Λύση: Εξετάζεται ένας συνδυασμένος κύκλος αερίου - ατμού. Να προσδιοριστούν ο λόγος των παροχών μάζας του ατμού και των καυσαερίων και η θερμική απόδοση αυτού του κύκλου.

Ανάλυση Τα διαγράμματα $T-s$ των δύο αυτών κύκλων απεικονίζονται στο Σχήμα 10-27. Ο μεμονωμένος κύκλος αεριοστροβίλου αναλύθηκε στο Παράδειγμα 9-6, ενώ ο κύκλος ατμού στο Παράδειγμα 10-8β, με τα ακόλουθα αποτελέσματα:

Κύκλος αερίου:

$$h_4' = 880,36\,\text{kJ/kg} \qquad (T_4' = 853\text{K})$$

$$q_{\text{in}} = 790,58\,\text{kJ/kg} \qquad w_{\text{net}} = 210,41\,\text{kJ/kg} \qquad \eta_{\text{th}} = 26,6\%$$

$$h_5' = h_{@450\text{K}} = 451,80\,\text{kJ/kg}$$

Κύκλος ατμού:

$$h_2 = 144,78\,\text{kJ/kg} \qquad (T_2 = 33^\circ\text{C})$$

$$h_3 = 3411,4\,\text{kJ/kg} \qquad (T_3 = 500^\circ\text{C})$$

$$w_{\text{net}} = 1331,4\,\text{kJ/kg} \qquad \eta_{\text{th}} = 40,8\%$$

(α) Ο λόγος των παροχών μάζας προσδιορίζεται από το ενεργειακό ισοζύγιο του εναλλάκτη θερμότητας:

$$\dot{E}_{\text{in}} = \dot{E}_{\text{out}}$$

$$\dot{m}_g h_5' + \dot{m}_s h_3 = \dot{m}_g h_4' + \dot{m}_s h_2$$

$$\dot{m}_s (h_3 - h_2) = \dot{m}_g (h_4' - h_5')$$

$$\dot{m}_s(3411,4-144,78)=\dot{m}_g(880,36-451,80)$$

Άρα,

$$\frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_g}=y=\mathbf{0,131}$$

Δηλαδή, 1 kg καυσαερίων μπορεί να θερμάνει μόνον 0,131 kg υδρατμού, από τους 33°C στους 500°C, καθώς τα καυσαέρια ψύχονται από τους 853 K στους 450 K. Το συνολικό έργο εξόδου ανά χιλιόγραμμο καυσαερίων υπολογίζεται τότε ως

$$w_{\text{net}}=w_{\text{net,gas}}+yw_{\text{net,stream}}$$

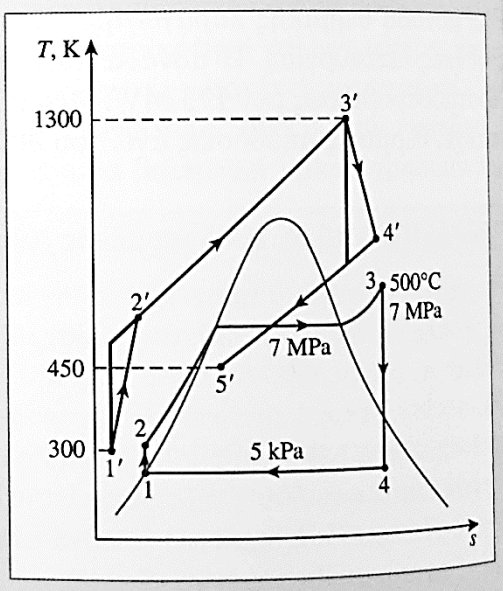
$$=(210,41\,\text{kJ/kg αερίου})+\left(0,131\frac{\text{kg ατμού}}{\text{kg αερίου}}\right)(1311,4\,\text{kJ/kg ατμού})=384,8\,\text{kJ/kg αερίου}$$

Επομένως, για κάθε kg παραγόμενων καυσαερίων, ο συνδυασμένος κύκλος θα αποδίδει 384,8 kJ έργου. Το συνολικό έργο εξόδου της μονάδας παραγωγής προσδιορίζεται από τον πολλαπλασιασμό αυτής της τιμής επί την παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου του κύκλου αεριοστροβίλου.

(β) Η θερμική απόδοση του συνδυασμένου κύκλου προσδιορίζεται ως

$$\eta_{\text{th}}=\frac{w_{\text{net}}}{q_{\text{in}}}=\frac{384,8\,\text{kJ/kg gas}}{790,6\,\text{kJ/kg gas}}=\mathbf{0,487\ ή\ 48,7\%}$$

Συζήτηση Παρατηρείστε ότι αυτός ο συνδυασμένος κύκλος μετατρέπει σε ωφέλιμο έργο το 48,7% της ενέργειας η οποία παρέχεται στο αέριο στο θάλαμο καύσης. Η τιμή αυτή είναι σημαντικά υψηλότερη από την θερμική απόδοση του κύκλου αεριοστροβίλου (26,6%), ή την απόδοση του κύκλου ατμοστροβίλου (40,8%), όταν λειτουργούν μεμονωμένα.



ΣΧΗΜΑ 10-27 Διάγραμμα *T–s* του συνδυασμένου κύκλου αερίου-ατμού του Παραδείγματος 10-9.

10.8

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 10-8: Μία Ιδανική Μονάδα Συμπαραγωγής

Θεωρούμε τη μονάδα συμπαραγωγής που απεικονίζεται στο Σχήμα 10-25. Ο υδρατμός εισέρχεται στο στρόβιλο σε 7 MPa και 500°C. Για μια διεργασία θέρμανσης, μέρος του υδρατμού εκμαιεύεται από το στρόβιλο σε πίεση 500 KPa. Ο υδρατμός που απομένει, συνεχίζει να εκτονώνεται στα 5 kPa. Στη συνέχεια, συμπυκνώνεται υπό σταθερή πίεση και αντλείται στην πίεση του λέβητα 7 MPa. Σε περιόδους υψηλής ζήτησης για θερμότητα διεργασίας, ένα μέρος του υδρατμού που εξέρχεται από τον λέβητα στραγγαλίζεται σε πίεση 500 kPa και οδηγείται στο θερμαντήρα διεργασίας. Οι μικρές ποσότητες που εκμαιεύονται ρυθμίζονται έτσι, ώστε ο υδρατμός να εγκαταλείπει τον θερμαντήρα της διεργασίας ως κορεσμένο

υγρό σε 500 kPa. Στη συνέχεια, αντλείται στα 7 MPa. Η παροχή μάζας του υδρατμού διαμέσου του λέβητα είναι 15 kg/s. Αγνοώντας τις πτώσεις πίεσης και τις απώλειες θερμότητας στις σωληνώσεις και υποθέτοντας ότι ο στρόβιλος και η αντλία λειτουργούν ισεντροπικά, να προσδιορίσετε: (α) το μέγιστο ρυθμό με τον οποίο μπορεί να παρασχεθεί η θερμότητα διεργασίας, (β) την ισχύ που παράγεται και τον συντελεστή φορτίου, όταν δεν παρέχεται θερμότητα διεργασίας και (γ) το ρυθμό προσθήκης θερμότητας διεργασίας, όταν το 10% του υδρατμού εκμαιεύεται πριν ακόμη εισέλθει στο στρόβιλο και το 70% του υδρατμού εκμαιεύεται από το στρόβιλο στην πίεση των 500 kPa, για τη διεργασία θέρμανσης.

Λύση: Εξετάζεται μια μονάδα συμπαραγωγής. Να προσδιοριστούν ο μέγιστος ρυθμός τροφοδοσίας θερμότητας διεργασίας, η παραγόμενη ισχύς και ο συντελεστής φορτίου όταν δεν παρέχεται θερμότητα διεργασίας, και ο ρυθμός τροφοδοσίας θερμότητας διεργασίας όταν ο ατμός εκμαιεύεται από τη γραμμή του ατμού και από το στρόβιλο με συγκεκριμένους ρυθμούς.

Παραδοχές **1** Υφίστανται σταθεροποιημένες συνθήκες λειτουργίας. **2** Οι πτώσεις πίεσης και οι θερμικές απώλειες στις σωληνώσεις είναι αμελητέες. **3** Οι μεταβολές της κινητικής και της δυναμικής ενέργειας είναι αμελητέες.

Ανάλυση Η σχηματική διάταξη της μονάδας συμπαραγωγής και το διάγραμμα $T-s$ του κύκλου απεικονίζονται στο Σχήμα 10-24. Η μονάδα λειτουργεί σύμφωνα με έναν ιδανικό κύκλο και επομένως οι αντλίες και οι στρόβιλοι λειτουργούν ισεντροπικά, δεν υπάρχουν πτώσεις πίεσης στο λέβητα, στο θερμαντήρα διεργασίας και στο συμπυκνωτή, ενώ ο υδρατμός εξέρχεται από το συμπυκνωτή και το θερμαντήρα διεργασίας ως κορεσμένο υγρό.

Τα έργα εισόδου στις αντλίες και οι ενθαλπίες στις διάφορες καταστάσεις είναι:

$$w_{\text{pump I,in}} = v_8\left(P_9 - P_8\right) = \left(0{,}001005\,\text{m}^3/\text{kg}\right)\left[\left(7000-5\right)\text{kPa}\right]\left(\frac{1\,\text{kJ}}{1\,\text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right) = 7{,}03\ \text{kJ/kg}$$

$$w_{\text{pump II,in}} = v_7\left(P_{10} - P_7\right) = \left(0{,}001093\,\text{m}^3/\text{kg}\right)\left[\left(7000-500\right)\text{kPa}\right]\left(\frac{1\,\text{kJ}}{1\,\text{kPa}\cdot\text{m}^3}\right) = 7{,}10\,\text{kJ/kg}$$

$h_1 = h_2 = h_3 = h_4 = 3411{,}4$ kJ/kg

$h_5 = 2739{,}3$ kJ/kg

$h_6 = 2073{,}0$ kJ/kg

$h_7 = h_{f@\,500\,\text{kPa}} = 640{,}09$ kJ/kg

$h_8 = h_{f@\,5\,\text{kPa}} = 137{,}75$ kJ/kg

$h_9 = h_8 + w_{\text{pump I,in}} = (137{,}75 + 7{,}03)$ kJ/kg $= 144{,}78$ kJ/kg

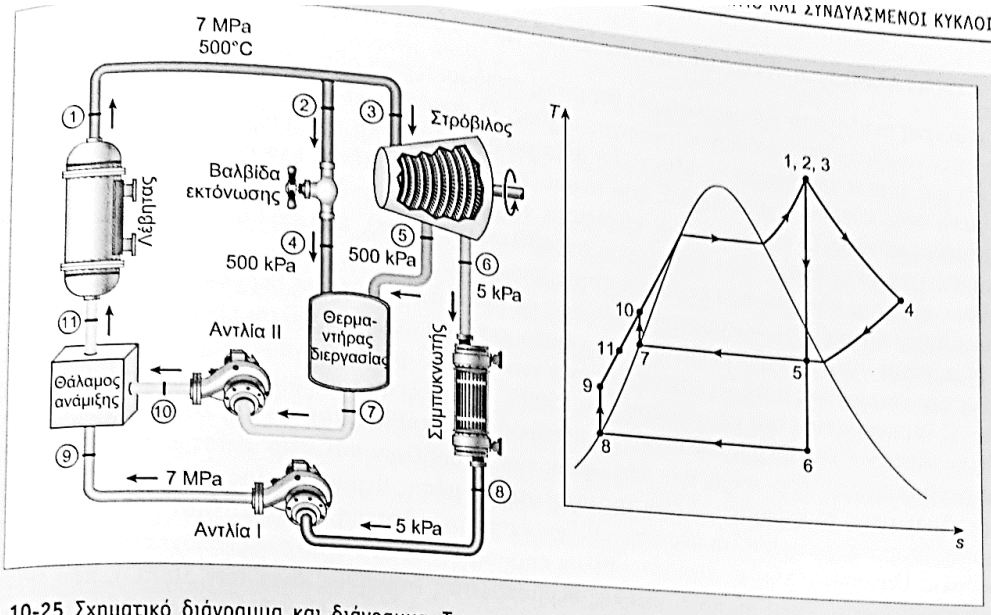
$h_{10} = h_7 + w_{\text{pump II,in}} = (640{,}09 + 7{,}10)$ kJ/kg $= 647{,}19$ kJ/kg

(*α*) Ο μέγιστος ρυθμός παροχής θερμότητας διεργασίας επιτυγχάνεται όταν ολόκληρη η ποσότητα του υδρατμού που εξέρχεται από τον λέβητα στραγγαλίζεται και διοχετεύεται στο θερμαντήρα διεργασίας, ενώ καμία ποσότητα δεν διοχετεύεται στο στρόβιλο (δηλαδή, $\dot{m}_4 = \dot{m}_7 = \dot{m}_1 = 15$ kg/s και $\dot{m}_3 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 = 0$). Επομένως,

$$\dot{Q}_{p,\max} = \dot{m}_1\left(h_4 - h_7\right) = \left(15\,\text{kg/s}\right)\left[\left(3411{,}4 - 640{,}09\right)\text{kJ/kg}\right] = \mathbf{41{,}570\ kW}$$

Στην περίπτωση αυτή, ο συντελεστής φορτίου είναι 100%, αφού δεν απορρίπτεται θερμότητα στο συμπυκνωτή, οι απώλειες θερμότητας στις σωληνώσεις και στις άλλες διατάξεις θεωρούνται αμελητέες, ενώ αγνοούνται και οι απώλειες καύσης.

(β) Όταν δεν παρέχεται καθόλου θερμότητα διεργασίας, ολόκληρη η ποσότητα του υδρατμού που εγκαταλείπει τον λέβητα διέρχεται από το στρόβιλο και εκτονώνεται στην πίεση του συμπυκνωτή των 5 kPa (δηλαδή $\dot{m}_3 = \dot{m}_6 = \dot{m}_1 = 15$ kg/s και $\dot{m}_2 = \dot{m}_5 = 0$). Η μέγιστη παραγόμενη ισχύς στην κατάσταση αυτή, προσδιορίζεται ως



ΣΧΗΜΑ 10-25 Σχηματικό διάγραμμα και διάγραμμα *T–s* για το Παράδειγμα 10-8.

$$\dot{W}_{\text{turb,out}} = \dot{m}_3 (h_3 - h_6) = (15\,\text{kg/s})\left[(3411{,}4 - 2073{,}0)\,\text{kJ/kg}\right] = 20{,}076\,\text{kW}$$

$$\dot{W}_{\text{pump,in}} = (15\,\text{kg/s})(7{,}03\,\text{kJ/kg}) = 105\,\text{kW}$$

$$\dot{W}_{\text{net,out}} = \dot{W}_{\text{turb,out}} - \dot{W}_{\text{pump,in}} = (20.076 - 105)\,\text{kW} = 19{,}971\,\text{kW} \cong \mathbf{20{,}0\,MW}$$

$$\dot{Q}_{\text{in}} = \dot{m}_1 (h_1 - h_{11}) = (15\text{kg/s})\left[(3411{,}4 - 144{,}78)\,\text{kJ/kg}\right] = 48{,}999\,\text{kW}$$

Άρα,

$$\varepsilon_u = \frac{W_{\text{net}} + \dot{Q}_p}{\dot{Q}_{\text{in}}} = \frac{(19{,}971 + 0)\,\text{kW}}{48{,}999\,\text{kW}} = \mathbf{0{,}408\ ή\ 40{,}8\%}$$

Δηλαδή, 40,8% της ενέργειας χρησιμοποιείται για χρήσιμους σκοπούς. Σημειώστε ότι στην περίπτωση αυτή, ο συντελεστής φορτίου ισούται με το συντελεστή θερμικής απόδοσης.

(γ) Αγνοώντας κάθε μεταβολή της κινητικής και της δυναμικής ενέργειας, το ενεργειακό ισοζύγιο του θερμαντήρα της διεργασίας γράφεται ως

$$\dot{E}_{\text{in}} = \dot{E}_{\text{out}}$$

$$\dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_5 h_5 = \dot{Q}_{p,\text{out}} + \dot{m}_7 h_7$$

ή

$$\dot{Q}_{p,\text{out}} = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_7 h_7$$

όπου

$$\dot{m}_4 = (0{,}1)(15\text{kg/s}) = 1{,}5\,\text{kg/s}$$

$$\dot{m}_4 = (0{,}7)(15\text{kg/s}) = 10{,}5\,\text{kg/s}$$

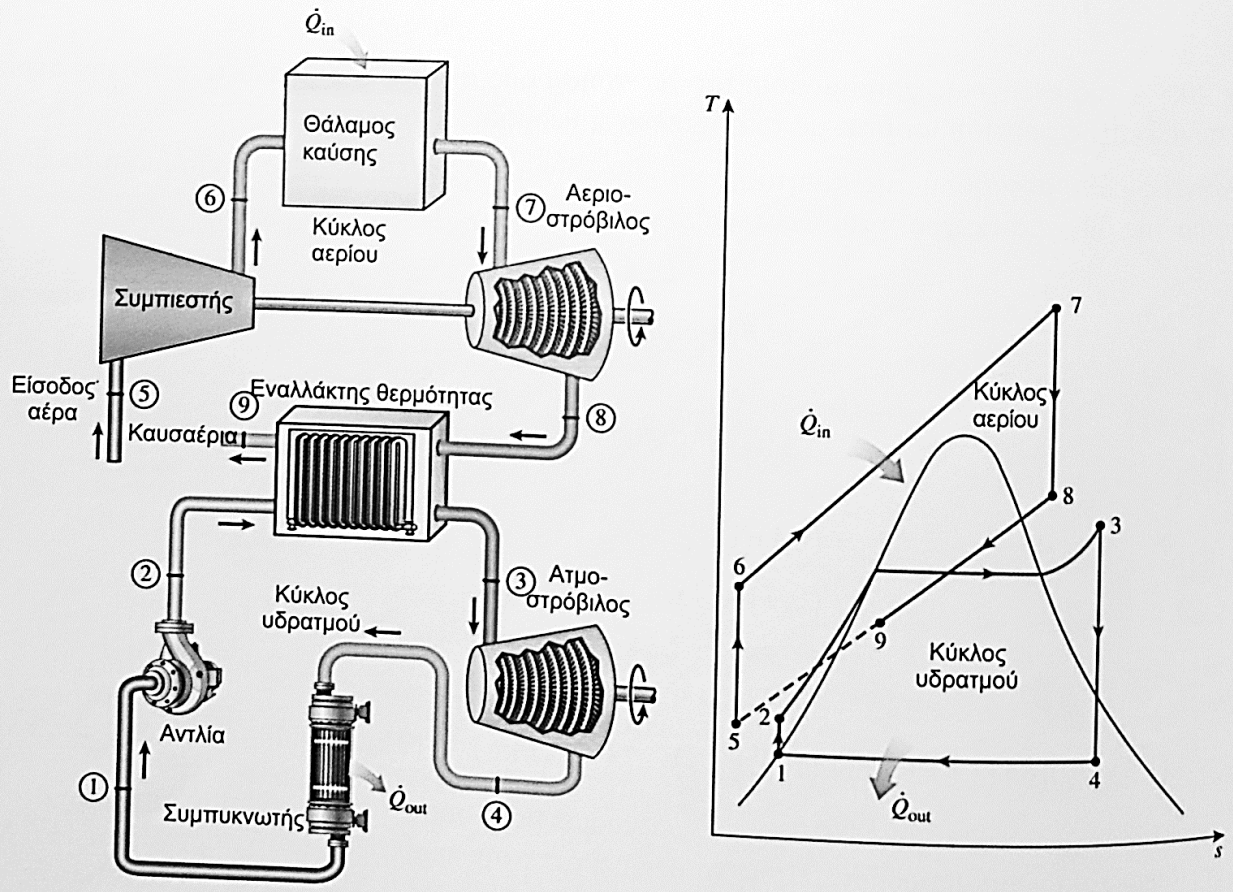
$$\dot{m}_7 = \dot{m}_4 + \dot{m}_5 = 1{,}5\,\text{kg/s} + 10{,}5\,\text{kg/s} = 12\text{kg/s}$$

Επομένως

$$\dot{Q}_{p,\text{out}} = (1{,}5\,\text{kg/s})(3411{,}4\,\text{kJ/kg}) + (10{,}5\,\text{kg/s})(2739{,}3\,\text{kJ/kg}) - (12\,\text{kg/s})(640{,}09\,\text{kJ/kg}) = \mathbf{26{,}2\,MW}$$

Συζήτηση Παρατηρείστε ότι 26,2 MW της μεταφερόμενης θερμότητας θα χρησιμοποιηθούν στο θερμαντήρα της διεργασίας. Θα μπορούσε επίσης να δειχθεί ότι στην περίπτωση αυτή παράγονται 11,0 MW της ισχύος και ότι ο ρυθμός εισόδου θερμότητας στον λέβητα είναι 43,0 MW. Έτσι, ο συντελεστής φορτίου είναι 86,5%.

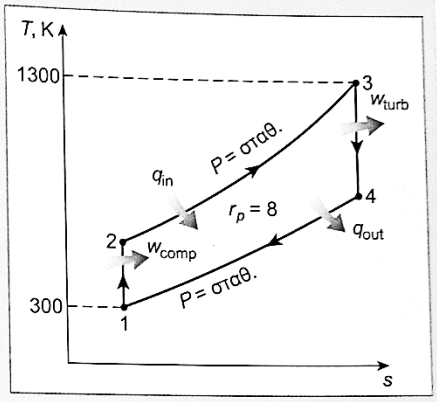
$$\eta_{\text{th,Brayton}} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} \tag{9.17}$$



ΣΧΗΜΑ 10-26 Μια συνδυασμένη μονάδα παραγωγής ισχύος αερίου - ατμού.

ΠΑΡΑΔΕΙΓΜΑ 9-6: Ο Απλός Ιδανικός Κύκλος Brayton

Ένας σταθμός παραγωγής ισχύος με αεριοστρόβιλο που λειτουργεί σύμφωνα με έναν ιδανικό κύκλο Brayton, έχει λόγο πιέσεων 8. Η θερμοκρασία του αερίου στο σημείο εισόδου του συμπιεστή είναι 300 K και 1300 K στην είσοδο του στροβίλου. Χρησιμοποιώντας τις παραδοχές του προτύπου αέρα, να προσδιορίσετε (α) τις θερμοκρασίες του αερίου στις εξόδους του συμπιεστή και του στροβίλου, (β) το λόγο επιστροφής έργου, και (γ) την θερμική απόδοση.



ΣΧΗΜΑ 9-36 Διάγραμμα *T–s* για τον κύκλο Brayton του Παραδείγματος 9-5.

Λύση: Εξετάζεται ένας σταθμός παραγωγής ισχύος που λειτουργεί με βάση τον ιδανικό κύκλο Brayton. Να προσδιοριστούν οι θερμοκρασίες στην έξοδο του συμπιεστή και του στροβίλου, ο λόγος επιστροφής έργου και η θερμική απόδοση.

Παραδοχές **1** Υφίστανται σταθεροποιημένες συνθήκες λειτουργίας. **2** Εφαρμόζονται οι παραδοχές του προτύπου αέρα. **3** Οι μεταβολές της κινητικής και της δυναμικής ενέργειας είναι αμελητέες. **4** Λαμβάνεται υπ'όψιν η μεταβολή των ειδικών θερμοτήτων με τη θερμοκρασία.

Ανάλυση Το διάγραμμα *T–s* του ιδανικού κύκλου Brayton απεικονίζεται στο Σχήμα 9-36. Παρατηρούμε πως τα υποσυστήματα που εμπλέκονται στον κύκλο Brayton είναι διατάξεις σταθεροποιημένης ροής.

(α) Οι θερμοκρασίες του αέρα στις εξόδους του συμπιεστή και του στροβίλου υπολογίζονται από τις ισεντροπικές σχέσεις:

Διεργασία 1-2 (*ισεντροπική συμπίεση ενός ιδανικού αερίου*):

$$T_1 = 300\text{K} \rightarrow \begin{matrix} h_1 = 300{,}19 \ \text{kJ/kg} \\ P_{r1} = 1{,}386 \end{matrix}$$

$$P_{r2} = \frac{P_2}{P_1} P_{r1} = (8)(1{,}386) = 11{,}09 \rightarrow T_2 = \mathbf{540\ K} \ \text{(στην έξοδο του συμπιεστή)}$$

$$h_2 = 544{,}35 \ \text{kJ/kg}$$

Διεργασία 3-4 (*ισεντροπική εκτόνωση ιδανικού αερίου*):

$$T_3 = 1300\text{K} \rightarrow h_3 = 1395{,}97\text{kJ/kg}$$
$$P_{r3} = 330{,}9$$

$$P_{r4} = \frac{P_4}{P_3} P_{r3} = \frac{1}{8}(330{,}9) = 41{,}36 \rightarrow T_4 = \mathbf{770\ K} \quad \text{(στην έξοδο του στροβίλου)}$$

$$h_4 = 789{,}37 \ \text{kJ/kg}$$

(β) Για την εύρεση του λόγου επιστροφής έργου, χρειάζεται να βρούμε το έργο εισόδου του συμπιεστή και το έργο εξόδου του στροβίλου:

$$w_{\text{comp, in}} = h_2 - h_1 = 544{,}35 - 300{,}19 = 244{,}16 \ \text{kJ/kg}$$
$$w_{\text{turb,out}} = h_3 - h_4 = 1395{,}97 - 789{,}37 = 606{,}60 \ \text{kJ/kg}$$

Επομένως,

$$r_{bw} = \frac{w_{\text{comp,in}}}{w_{\text{turb,out}}} = \frac{244{,}16 \ \text{kJ/kg}}{606{,}60 \ \text{kJ/kg}} = \mathbf{0{,}403}$$

Δηλαδή, το 40,3% του έργου εξόδου του στροβίλου χρησιμοποιείται για την οδήγηση του συμπιεστή.

(γ) Η θερμική απόδοση του κύκλου είναι ο λόγος συνολικής ισχύος εξόδου ως προς τη συνολική θερμότητα εισόδου:

$$q_{\text{in}} = h_3 - h_2 = 1395{,}97 - 544{,}35 = 851{,}62 \text{ kJ/kg}$$
$$w_{\text{net}} = w_{\text{out}} - w_{\text{in}} = 606{,}60 - 244{,}16 = 362{,}4 \text{ kJ/kg}$$

Επομένως,

$$\eta_{\text{th}} = \frac{w_{\text{net}}}{q_{\text{in}}} = \frac{362{,}4 \text{ kJ/kg}}{851{,}62 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{0{,}426 \text{ ή } 42{,}6\%}$$

Η θερμική απόδοση θα μπορούσε, επίσης να προσδιοριστεί από τη σχέση

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{q_{\text{out}}}{q_{\text{in}}}$$

όπου

$$q_{\text{out}} = h_4 - h_1 = 789{,}37 - 300{,}19 = 489{,}2 \text{ kJ/kg}$$

Συζήτηση Σύμφωνα με τις παραδοχές του πρότυπου ψυχρού αέρα (σταθερές ειδικές θερμότητες σε θερμοκρασία δωματίου), η θερμική απόδοση, από την Εξίσωση 9.~~20~~ 17, θα ήταν

$$\eta_{\text{th,Brayton}} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} = 1 - \frac{1}{8^{(1{,}4-1/1{,}4)}} = 0{,}448$$

τιμή που βρίσκεται αρκετά κοντά στην τιμή της θερμικής απόδοσης που υπολογίστηκε λαμβάνοντας υπ' όψιν τη μεταβολή των ειδικών θερμοτήτων με τη θερμοκρασία.