

ترمودینامیک ۲ – یادآوری جلسه دوم

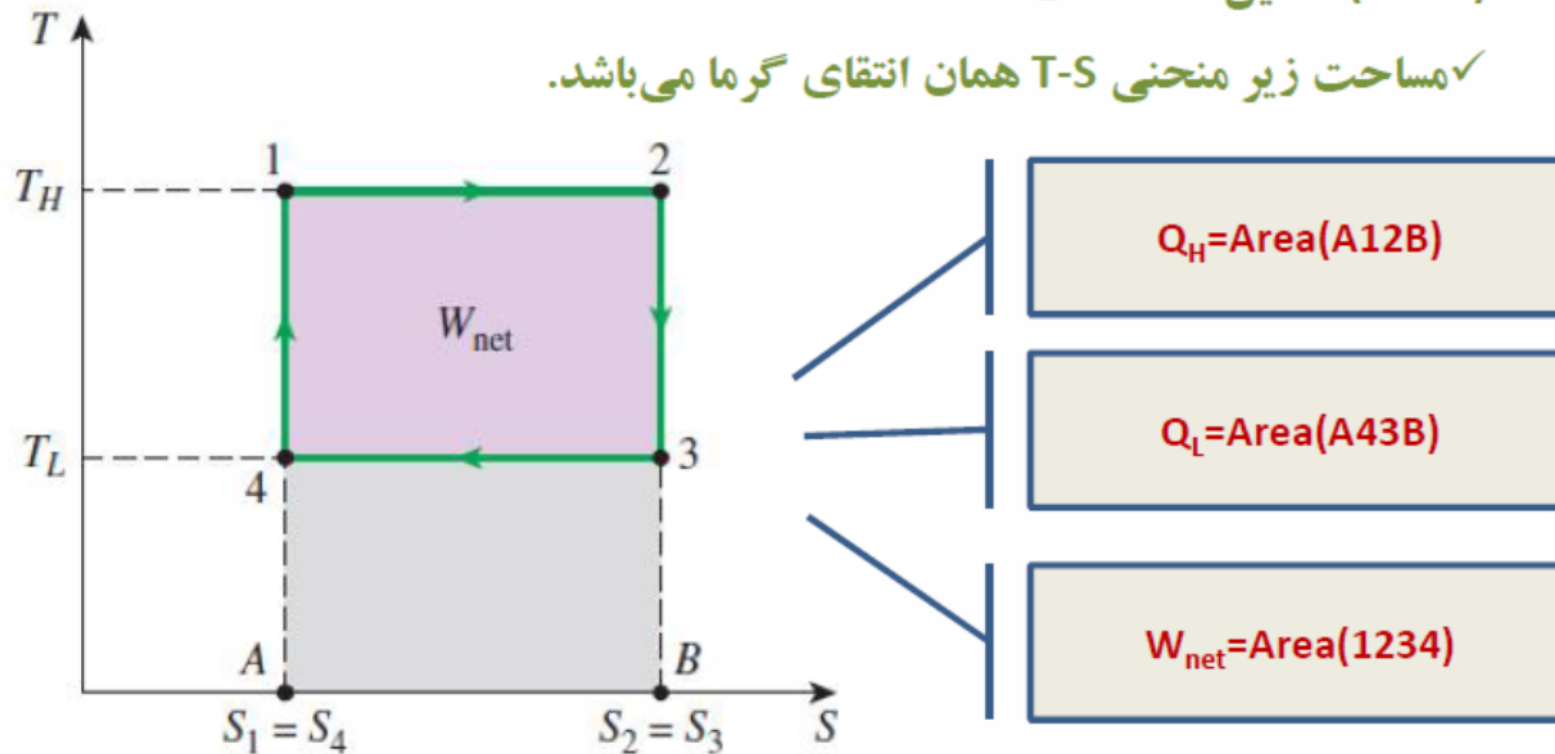
۴- نمودارهای خواص شامل آنتروپی

الف) نمودار T-s

مثال: (نمودار T-s چرخه‌ی کارنو)

✓ این چرخه از دو فرآیند تک‌دمای برگشت‌پذیر ($T=cte$) و دو فرآیند تک‌آنتروپی ($s=cte$) تشکیل شده است.

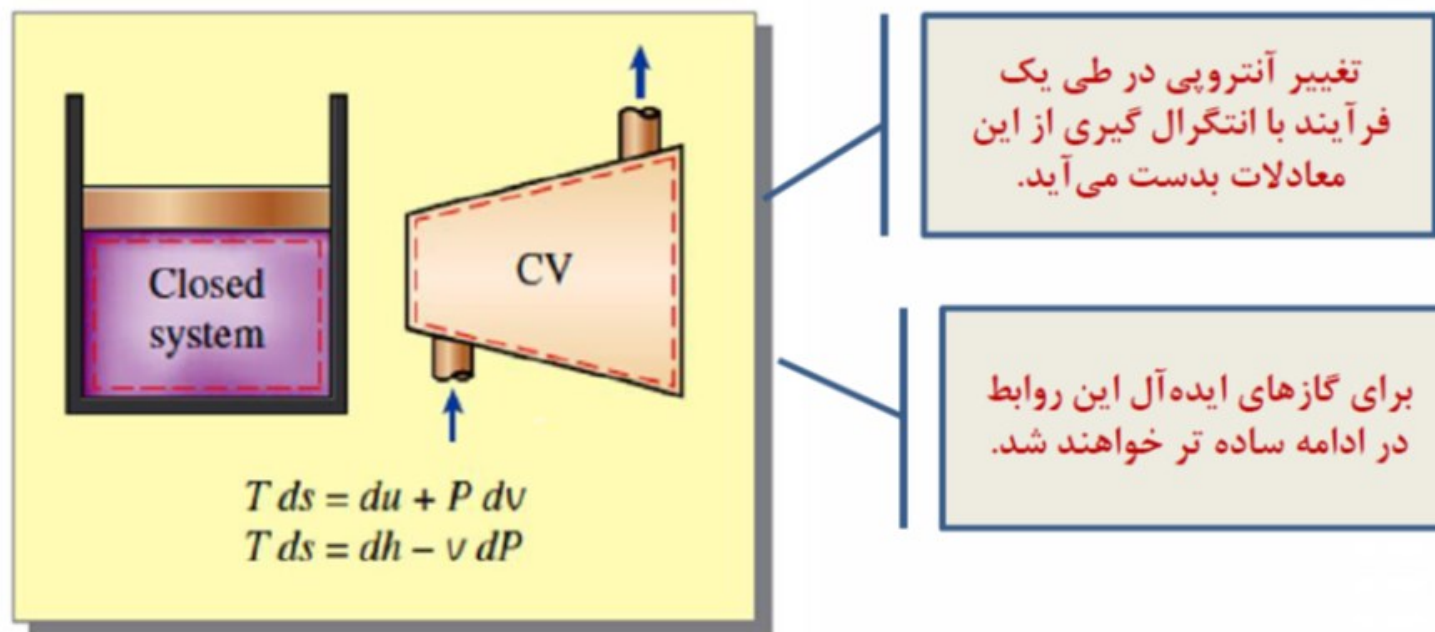
✓ مساحت زیر منحنی T-S همان انتقالی گرما می‌باشد.



۴- نمودارهای خواص شامل آنتروپی

• رابطه های $T ds$

✓ رابطه های Tds برای فرایندهای برگشت پذیر و برگشت ناپذیر و برای سیستم های باز و بسته صحت دارند.



الف) تغییرات آنتروپی جامدات و مایعات

✓ گفته شد که مایعات و جامدات را می‌توان تراکم ناپذیر در نظر گرفت.

✓ یعنی در این مواد تقریباً $(dv=0)$ است. بنابراین:

$$ds = \frac{du}{T} = \frac{cdT}{T}$$

✓ برای مواد تراکم ناپذیر، $C_p = C_v = C$ و $du = CdT$ است.

✓ پس تغییر آنتروپی یک ماده‌ی جامد یا مایع تراکم ناپذیر در یک فرآیند برابر

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 c(T) \frac{dT}{T} \equiv c_{\text{avg}} \ln \frac{T_2}{T_1} \quad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K}) \quad \text{است با:}$$

✓ که C_{av} گرمای ویژه‌ی متوسط ماده در بازه‌ی دمایی مورد نظر است.

✓ بنابراین، رابطه‌ی زیر برای فرآیندهای تک‌آنتروپی نوشته می‌شود.

$$s_2 - s_1 = c_{\text{avg}} \ln \frac{T_2}{T_1} = 0 \quad \longrightarrow \quad T_2 = T_1$$

✓ یعنی، دمای مواد تراکم ناپذیر واقعی در فرآیند تک‌آنتروپی ثابت می‌ماند.

✓ قبلاً دو معادله برای گازهای ایده‌آل ارائه گردید.

$$du = c_v dT$$

$$P = RT/v$$

✓ بنابراین، تغییر دیفرانسیلی آنتروپی گاز ایده‌آل:

$$ds = c_v \frac{dT}{T} + R \frac{dv}{v}$$

✓ با انتگرال گیری از این معادله بین حالت‌های اولیه و نهایی می‌توان تغییر آنتروپی

را بدست آورد.

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 c_v(T) \frac{dT}{T} + R \ln \frac{v_2}{v_1}$$

✓ همچنین می‌توان بر اساس روابط dh یک معادله‌ی جدید برای تغییر آنتروپی

نوشت:

$$dh = c_p dT \quad v = RT/P$$

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 c_p(T) \frac{dT}{T} - R \ln \frac{P_2}{P_1}$$

• (ب) تغییرات آنتروپی گازهای ایده‌آل

• با فرض ثابت بودن گرماهای ویژه:

✓ از $C_{p,av}$ و $C_{v,av}$ بجای $C_p(T)$ و $C_v(T)$ استفاده می‌کنیم. در این صورت:

$$s_2 - s_1 = c_{v,avg} \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{V_2}{V_1} \quad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K})$$

$$s_2 - s_1 = c_{p,avg} \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K})$$

• با فرض متغیر بودن گرماهای ویژه (تحلیل دقیق):

✓ با تعریف صفر مطلق بعنوان دمای مرجع، می‌توان انتگرال هر بخش را تا دمایی

خاص در جدول ارائه نمود.

$$s^\circ = \int_0^T c_p(T) \frac{dT}{T}$$

$$\int_1^2 c_p(T) \frac{dT}{T} = s_2^\circ - s_1^\circ$$

✓ بنابراین:

✓ با استفاده از جدول، می توان تغییر آنتروپی را به شکل زیر محاسبه نمود:

$$s_2 - s_1 = s_2^\circ - s_1^\circ - R \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (\text{kJ/kg}\cdot\text{K})$$

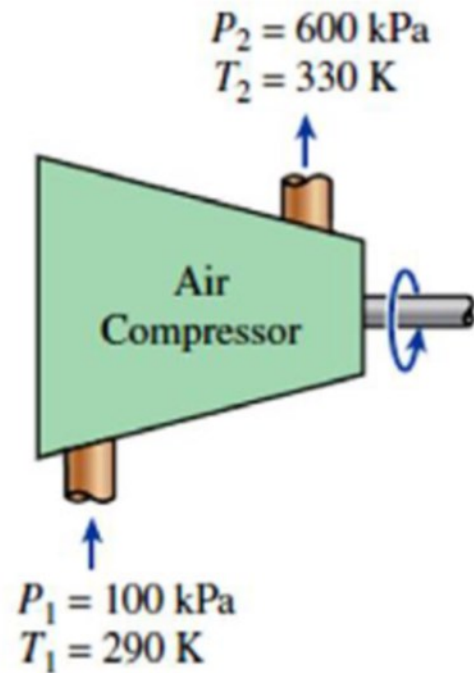
<u>T, K</u>	<u>s°, kJ/kg·K</u>
·	·
·	·
·	·
300	1.70203
310	1.73498
320	1.76690
·	·
·	·
·	·
(Table A-17)	

مثال: (تغییر آنتروپی گاز ایده‌آل)

هوا از حالت اولیه‌ی ۱۰۰ کیلوپاسکال و ۱۷ درجه‌ی سانتیگراد تا حالت نهایی ۶۰۰ کیلوپاسکال و ۵۷ درجه‌ی سانتیگراد متراکم می‌شود. مطلوب است تغییر آنتروپی نیتروژن در این فرآیند، در دو حالت:

(۱✓) مقادیر خواص از جدول نیتروژن

(۲✓) گرماهای ویژه‌ی متوسط



• مثال: (حل)

✓ هوا در این شرایط گاز ایده آل است.

✓ هوا نیتروژن در جدول A-17 ارائه شده است.

✓ بنابراین:

$$\begin{aligned}s_2 - s_1 &= s_2^\circ - s_1^\circ - R \ln \frac{P_2}{P_1} \\&= [(1.79783 - 1.66802) \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}] - (0.287 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}) \ln \frac{600 \text{ kPa}}{100 \text{ kPa}} \\&= -0.3844 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}\end{aligned}$$

✓ حال با استفاده از مقادیر متوسط گرماهای ویژه: (C_p متوسط در دمای ۳۷ درجه‌ی سانتیگراد)

$$\begin{aligned}s_2 - s_1 &= c_{p,\text{avg}} \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \\&= (1.006 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}) \ln \frac{330 \text{ K}}{290 \text{ K}} - (0.287 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}) \ln \frac{600 \text{ kPa}}{100 \text{ kPa}} \\&= -0.3842 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}\end{aligned}$$

✓ نتیجه‌ی حاصل از هر دو روش به یکدیگر نزدیک است.

✓ چرا که بازه‌ی دمایی کوچک است.

تمرین

یک سیستم سیلندر و پیستون در حالت اولیه حاوی هوا با شرایط حجم 0.3 مترمکعب، فشار 120 کیلوپاسکال و دمای 17 درجه‌ی سانتی‌گراد می‌باشد. یک گرمکن الکتریکی به مدت 15 دقیقه هوای داخل سیستم را با توان 200 وات گرم می‌کند. در صورتی که فشار وارده از سوی پیستون در طول فرآیند ثابت باشد، مطلوب است تعیین تغییرات آنتروپی هوا با فرض:

الف) گرمای ویژه‌ی ثابت

ب) گرمای ویژه‌ی متغیر

• (ج) فرایندهای تک آنتروپی (Isentropic) گازهای ایده آل

• ابتدا فرض می کنیم که گرماهای ویژه ثابت هستند.

✓ در این حالت یک حل تقریبی ارائه می گردد.

✓ به یاد داریم:

$$s_2 - s_1 = c_{v,avg} \ln \frac{T_2}{T_1} + R \ln \frac{v_2}{v_1} \quad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K})$$

$$s_2 - s_1 = c_{p,avg} \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (\text{kJ/kg} \cdot \text{K})$$

✓ با فرض ثابت بودن آنتروپی می توان نوشت:

$$\ln \frac{T_2}{T_1} = -\frac{R}{c_v} \ln \frac{v_2}{v_1}$$

✓ یا:

$$\ln \frac{T_2}{T_1} = \ln \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{R/c_v}$$

$$\left(\frac{T_2}{T_1} \right)_{s=\text{const.}} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{k-1} \quad (\text{ideal gas})$$

$$R = c_p - c_v$$

$$k = c_p / c_v$$



$$R/c_v = k - 1$$

• به همین ترتیب می توان دو رابطه ی دیگر را نیز برای فرآیندهای تک آنروپی ارائه نمود.

✓ به خاطر داشته باشیم که این روابط برای فرآیندهای تک آنروپی گاز ایده آل و با فرض ثابت بودن گرماهای ویژه بدست آمده است.
✓ به همین شکل، دو رابطه ی دیگر بدست می آید:

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)_{s=\text{const.}} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} \quad (\text{ideal gas})$$

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{s=\text{const.}} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k \quad (\text{ideal gas})$$

✓ این سه رابطه را می توان به شکل زیر جمع بندی نمود:

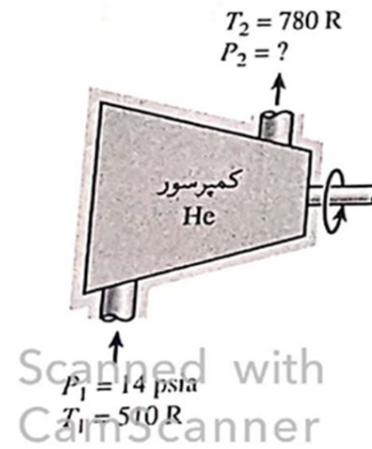
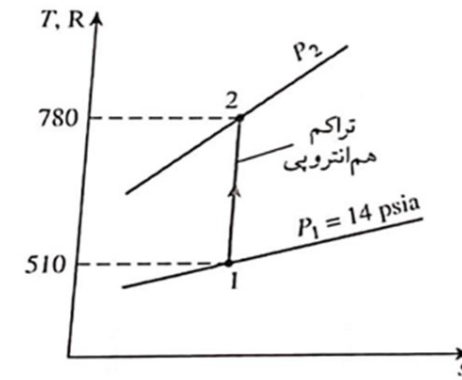
$$TV^{k-1} = \text{constant}$$

$$TP^{(1-k)/k} = \text{constant} \quad (\text{ideal gas})$$

$$PV^k = \text{constant}$$

تمرین

مثال ۱۱-۷ تراکم هم‌انتروپی گاز آرمانی
کمپرسور آدیاباتیکی را در نظر بگیرید که گاز هلیوم را از حالت اولیه 10°C و 100 kPa به صورت بازگشت پذیر
تا دمای نهایی 160°C متراکم می‌کند. فشار خروجی هلیوم را محاسبه کنید.



Scanned with
CamScanner

۵۰) کار در جریان پایای برگشت پذیر

✓ معادله‌ی کار در وسایل با جریان پایا نتایج مهمی دارد که به آنها اشاره می‌گردد:

$$w_{\text{rev}} = - \int_1^2 v dP \quad (\text{kJ/kg})$$

✓ هرچه حجم مخصوص بیشتر باشد، کار برگشت پذیر تولید شده یا مصرف شده توسط وسیله با جریان پایا بیشتر است.

✓ بنابراین باید سعی کرد تا حجم مخصوص سیال در فرآیند تراکم به حداقل ممکن برسد تا کار ورودی کاهش یابد.

✓ همچنین حجم مخصوص در فرآیند انبساط به حداکثر ممکن برسد، تا کار خروجی افزایش یابد.

✓ در نیروگاه های بخار، پمپ با مایع که حجم مخصوص بسیار کمی دارد، و توربین با بخار که حجم مخصوص آن خیلی زیاد است کار می کنند.

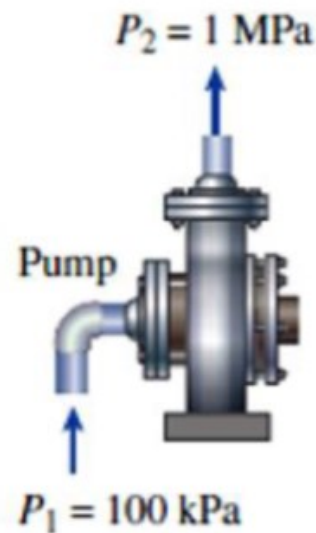
✓ بنابراین، کار خروجی از توربین خیلی بزرگتر از کار داده شده به پمپ است.

✓ پس نیروگاه های بخار در این زمینه نسبت به نیروگاه های گازی دارای مزیت هستند.

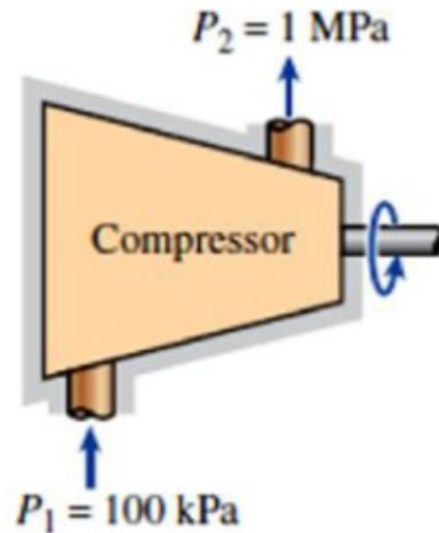
- مثال: (تراکم ماده در حالت مایع در مقایسه با تراکم آن در حالت گازی)
- مطلوب است کار داده شده به کمپرسور برای متراکم کردن بخار آب در فرآیند تک‌آنتروپی از ۱۰۰ کیلوپاسکال تا ۱ مگاپاسکال، در حالت‌های زیر:

(۱✓) مایع اشباع

(۲✓) بخار اشباع



(a) Compressing a liquid



(b) Compressing a vapor

• فرضیات:

✓ شرایط پایاست

✓ تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل ناچیز است.

✓ فرآیند تک‌آنتروپی است.

• حل:

✓ در حالت اول، آب بصورت مایع اشباع است. پس:

$$v_1 = v_{f@100\text{ kPa}} = 0.001043\text{ m}^3/\text{kg} \quad (\text{Table A-5})$$

✓ در طی فرآیند، حجم مخصوص ثابت می ماند. (چرا؟)

$$w_{\text{rev,in}} = \int_1^2 v dP \cong v_1(P_2 - P_1)$$

✓ پس:

$$\begin{aligned} &= (0.001043\text{ m}^3/\text{kg})[(1000 - 100)\text{ kPa}] \left(\frac{1\text{ kJ}}{1\text{ kPa}\cdot\text{m}^3} \right) \\ &= 0.94\text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

ادامه‌ی حل:

✓ در حالت دوم، در ابتدای فرایند تراکم، آب بصورت بخار اشباع است و در تمام فرایند بصورت بخار باقی می ماند.

✓ ارتباط بین فشار و حجم مخصوص برای محاسبه‌ی انتگرال $v dP$ مشخص نیست.
✓ با توجه به تک آنالژی بودن فرآیند می توان نوشت (از روابط Tds):

$$Tds = dh - v dP \quad \longrightarrow \quad v dP = dh$$

✓ بنابراین:

$$w_{\text{rev,in}} = \int_1^2 v dP = \int_1^2 dh = h_2 - h_1$$

۱۰ ادامه‌ی حل:

✓ در حالت‌های اولیه و نهایی می‌توان نوشت:

$$\text{State 1: } \left. \begin{array}{l} P_1 = 100 \text{ kPa} \\ (\text{sat. vapor}) \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_1 = 2675.0 \text{ kJ/kg} \\ s_1 = 7.3589 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K} \end{array} \quad (\text{Table A-5})$$

$$\text{State 2: } \left. \begin{array}{l} P_2 = 1 \text{ MPa} \\ s_2 = s_1 \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_2 = 3194.5 \text{ kJ/kg} \end{array} \quad (\text{Table A-6})$$

✓ به این ترتیب:

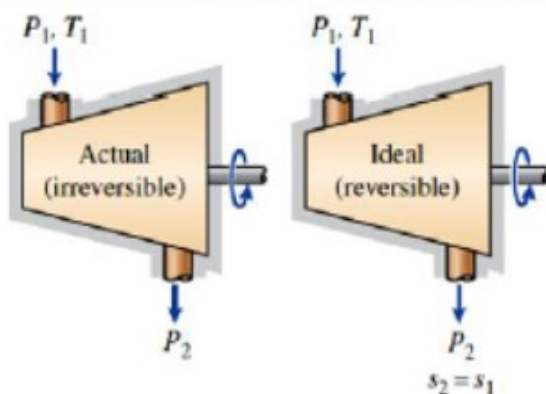
$$w_{\text{rev,in}} = (3194.5 - 2675.0) \text{ kJ/kg} = 519.5 \text{ kJ/kg}$$

✓ به این نکته توجه شود که متراکم کردن بخار آب، در مقایسه با متراکم نمودن آب مایع، بین همان دو فشار، به ۵۰۰ برابر کار بیشتر نیاز دارد.

۶- بازدهی آیزنتروپیک تجهیزات با جریان پایا

•مقدمه:

- ✓ مدل ایده آل برای تجهیزات با جریان پایا، فرآیند تک‌آنتروپی می‌باشد.
- ✓ بنابراین مقایسه‌ی عملکرد تجهیزات با فرآیند تک‌آنتروپی باعث تعریف **بازدهی آیزنتروپیک** یا بازدهی آدیاباتیک می‌شود.
- ✓ همچنین می‌بایست بازدهی آدیاباتیک هر وسیله با توجه به عملکرد مورد انتظار از آن تعریف نمود.
- ✓ بازدهی آدیاباتیک توربین‌ها، کمپرسورها و نازل‌ها توسط مقایسه‌ی عملکرد واقعی این وسایل با عملکرد آنها در شرایط تک‌آنتروپی برای شرایط ورودی و فشار خروجی یکسان، تعریف می‌شود.



• بازدهی تک آنترופی توربین‌ها:

✓ برای یک توربین ایده‌آل، یک فرآیند آیزنتروپیک بیان‌کننده‌ی مدل ایده‌آل است.

✓ بازدهی تک آنترופی توربین عبارت است از نسبت کار خروجی واقعی توربین به کار خروجی حاصل بین شرایط ورودی و فشار خروجی در یک فرآیند تک آنترופی.

$$\eta_T = \frac{\text{Actual turbine work}}{\text{Isentropic turbine work}} = \frac{w_a}{w_s}$$

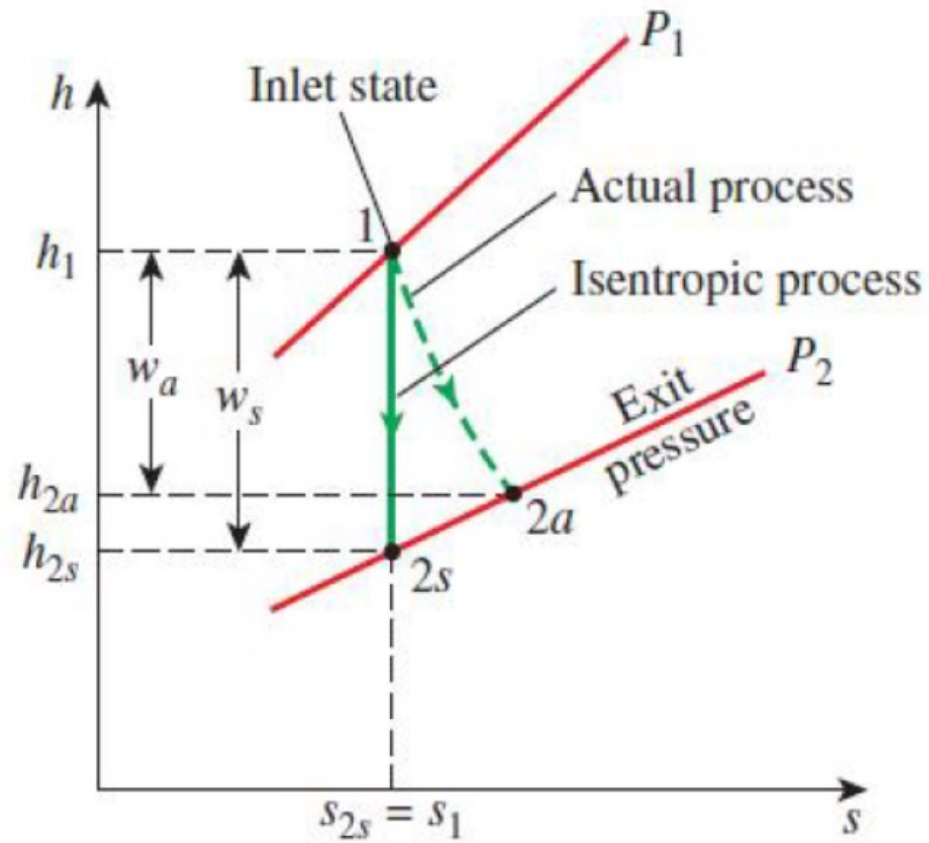
✓ در توربین‌ها معمولاً می‌توان از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل صرف‌نظر نمود.

✓ بنابراین:

$$\eta_T \equiv \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}}$$

✓ که در این معادله، h_{2a} و h_{2s} به ترتیب مقدار آنتالپی در شرایط خروجی برای فرآیندهای واقعی و تک آنترופی می‌باشد.

✓ در شکل زیر نمودار h-s برای فرآیندهای واقعی و تک‌آنتروپی نمایش داده شده است.



۶- بازدهی آیزنروپیک تجهیزات با جریان پایا

• بازدهی تک آنروپی توربین‌ها:

✓ توربین‌های بزرگ را می‌توان طوری طراحی نمود که بازدهی آنها به ۹۰ درصد هم
برسد.

✓ برای توربین‌های کوچک، این بازده معمولاً کمتر از ۷۰ درصد است.

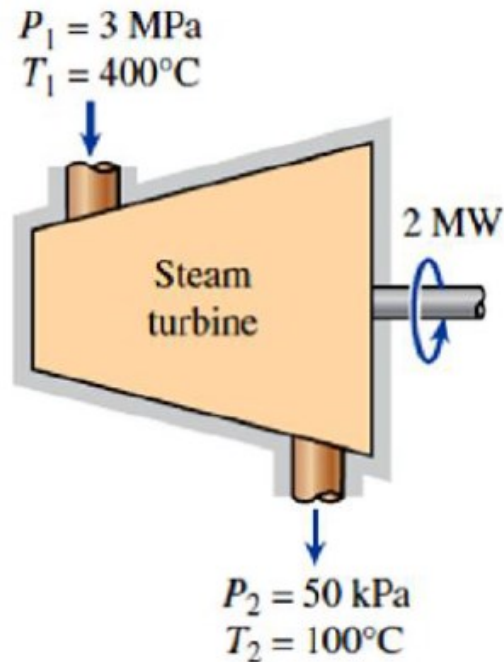
✓ با حل یک مثال به بررسی بازدهی تک آنروپی می‌پردازیم.

• مثال: (بازدهی تک آنترופی توربین بخار)

• شرایط ورود بخار آب به یک توربین با جریان پایا بصورت فشار ۳ مگاپاسکال و دمای ۴۰۰ درجه‌ی سانتیگراد است. شرایط خروجی نیز عبارت است از فشار ۵۰ کیلوپاسکال و دمای ۱۰۰ درجه‌ی سانتیگراد. اگر توان تولید شده توسط توربین ۲ مگاوات باشد، مطلوب است:

الف) بازدهی تک آنترופی توربین

ب) دبی جرمی جریان بخار آب



✓ فرضیات:

✓ شرایط پایا است.

✓ تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل کم است.

✓ توربین آدیاباتیک است.

•حل:

✓ آنتالپی در حالت ورودی با استفاده از جدول A-6 عبارت است از:

$$\left. \begin{array}{l} P_1 = 3 \text{ MPa} \\ T_1 = 400^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_1 = 3231.7 \text{ kJ/kg} \\ s_1 = 6.9235 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K} \end{array}$$

✓ همچنین، در حالت ۲ واقعی:

$$\left. \begin{array}{l} P_{2a} = 50 \text{ kPa} \\ T_{2a} = 100^\circ\text{C} \end{array} \right\} h_{2a} = 2682.4 \text{ kJ/kg}$$

✓ در حالت آنتروپی ثابت (ایده‌آل)، آنتالپی برابر است با:

$$\begin{array}{l} P_{2s} = 50 \text{ kPa} \\ (s_{2s} = s_1) \end{array} \longrightarrow \begin{array}{l} s_f = 1.0912 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K} \\ s_g = 7.5931 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K} \end{array}$$

✓ بنابراین، در حالت نهایی مخلوط بخار و مایع خواهیم داشت:

$$x_{2s} = \frac{s_{2s} - s_f}{s_{fg}} = \frac{6.9235 - 1.0912}{6.5019} = 0.897$$

✓ پس مقدار آنتالپی (در شرایط تک آنترופی) برابر است با:

$$h_{2s} = h_f + x_{2s}h_{fg} = 340.54 + 0.897(2304.7) = 2407.9 \text{ kJ/kg}$$

✓ حال می توان بازدهی تک آنترופی را با توجه به تعریف آن محاسبه نمود:

$$\eta_T \cong \frac{h_1 - h_{2a}}{h_1 - h_{2s}} = \frac{3231.7 - 2682.4}{3231.7 - 2407.9} = 0.667 \text{ (or 66.7\%)}$$

✓ دبی جرمی جریان آب را نیز می توان با استفاده از رابطه ی موازنه ی انرژی برای حجم کنترل به دست آورد.

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

$$\dot{m}h_1 = \dot{W}_{a,out} + \dot{m}h_{2a}$$

$$\dot{W}_{a,out} = \dot{m}(h_1 - h_{2a})$$

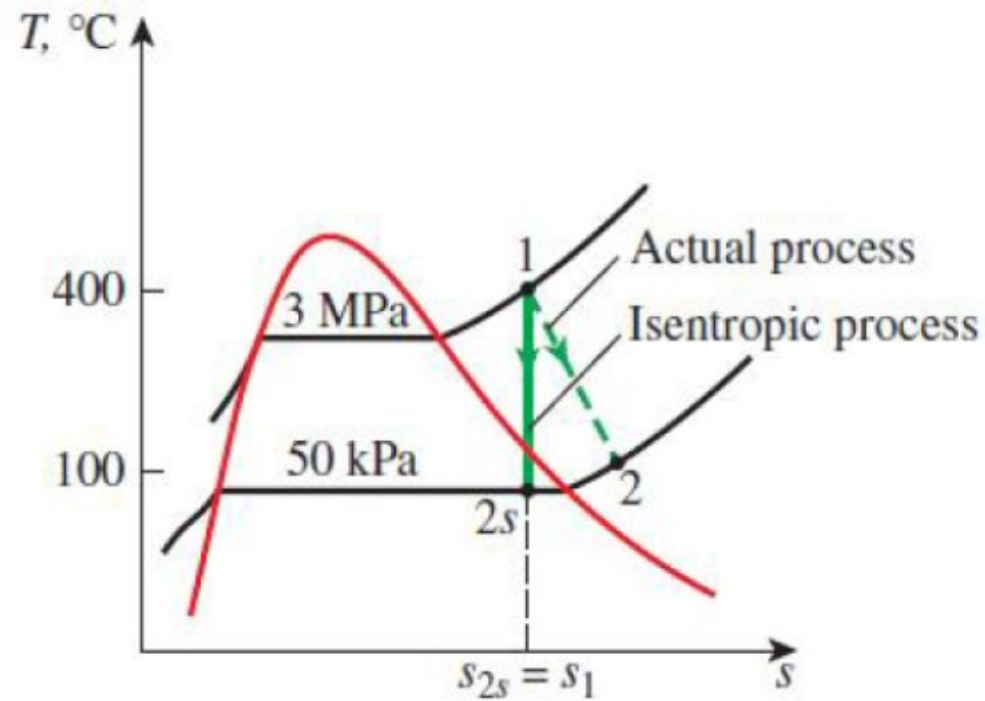
• حل:

✓ با جایگذاری مقادیر در معادله خواهیم داشت:

$$2 \text{ MW} \left(\frac{1000 \text{ kJ/s}}{1 \text{ MW}} \right) = \dot{m}(3231.7 - 2682.4) \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{m} = 3.64 \text{ kg/s}$$

✓ نمودار T-s



• بازدهی تک‌آنتروپی کمپرسورها و پمپ‌ها

✓ در کمپرسورها، بازدهی تک‌آنتروپی بصورت نسبت کار مورد نیاز برای افزایش فشار یک گاز تا مقداری معلوم در فرآیند تک‌آنتروپی به کار مورد نیاز واقعی تعریف می‌گردد.

$$\eta_c = \frac{\text{Isentropic compressor work}}{\text{Actual compressor work}} = \frac{w_s}{w_a}$$

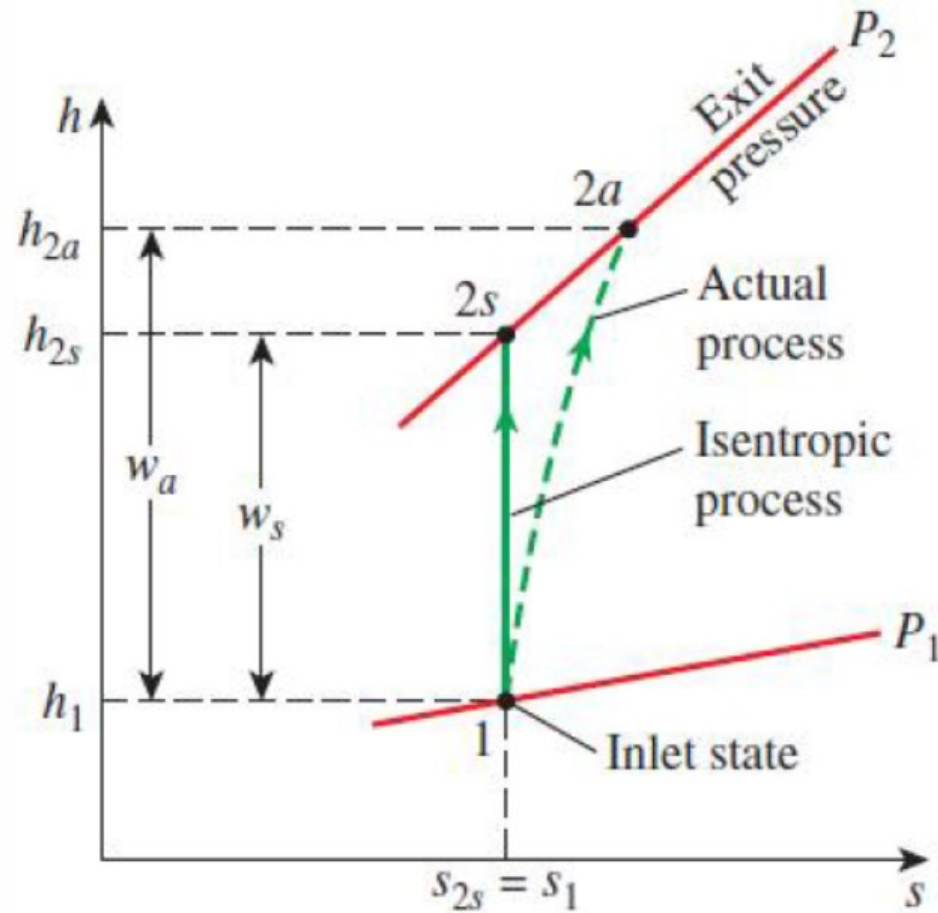
✓ دقت شود که در تعریف بازدهی تک‌آنتروپی، می‌بایست **شرایط ورودی و فشار خروجی** گاز برای کمپرسورهای واقعی و تک‌آنتروپی یکسان باشد.

✓ قبلاً گفتیم که در صورت ناچیز بودن تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل، کار داده شده به کمپرسور آدیاباتیک برابر است با تغییرات آنتالپی. پس:

$$\eta_c \equiv \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1}$$

✓ h_{2s} و h_{2a} به ترتیب عبارتند از مقدار آنتالپی در خروجی برای فرآیندهای تراکم واقعی و تک‌آنتروپی.

✓ نمودار h-s برای فرایند تراکم واقعی و تک‌آنتروپی:



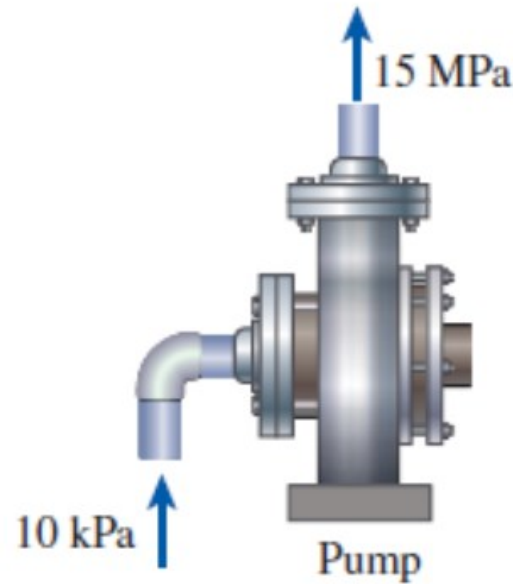
• بازدهی تک‌آنتروپی کمپرسورها و پمپ‌ها

✓ برای پمپ‌ها نیز بازدهی تک‌آنتروپی به این شکل تعریف می‌گردد:

$$\eta_P = \frac{w_s}{w_a} = \frac{v(P_2 - P_1)}{h_{2a} - h_1}$$

مثال

7-66 An adiabatic pump is to be used to compress saturated liquid water at 10 kPa to a pressure to 15 MPa in a reversible manner. Determine the work input using (a) entropy data from the compressed liquid table, (b) inlet specific volume and pressure values, (c) average specific volume and pressure values. Also, determine the errors involved in parts (b) and (c).



حل

Assumptions 1 Steady operating conditions exist. 2 Kinetic and potential energy changes are negligible. 3 Heat transfer to or from the fluid is negligible.

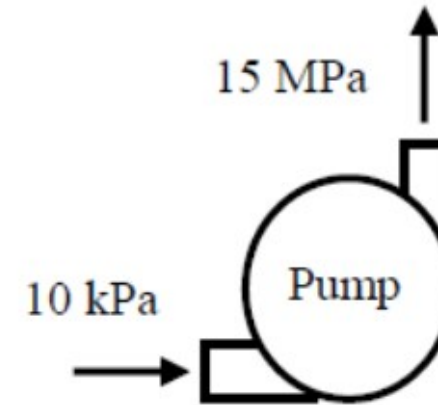
Analysis The properties of water at the inlet and exit of the pump are (Tables A-4 through A-6)

$$\left. \begin{array}{l} P_1 = 10 \text{ kPa} \\ x_1 = 0 \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_1 = 191.81 \text{ kJ/kg} \\ s_1 = 0.6492 \text{ kJ/kg} \\ \nu_1 = 0.001010 \text{ m}^3/\text{kg} \end{array}$$

$$\left. \begin{array}{l} P_2 = 15 \text{ MPa} \\ s_2 = s_1 \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_2 = 206.90 \text{ kJ/kg} \\ \nu_2 = 0.001004 \text{ m}^3/\text{kg} \end{array}$$

(a) Using the entropy data from the compressed liquid water table

$$w_p = h_2 - h_1 = 206.90 - 191.81 = \mathbf{15.10 \text{ kJ/kg}}$$



(b) Using inlet specific volume and pressure values

$$w_p = \nu_1(P_2 - P_1) = (0.001010 \text{ m}^3/\text{kg})(15,000 - 10) \text{ kPa} = \mathbf{15.14 \text{ kJ/kg}}$$

$$\text{Error} = \mathbf{0.3\%}$$

(c) Using average specific volume and pressure values

$$w_p = \nu_{\text{avg}}(P_2 - P_1) = \left[1/2(0.001010 + 0.001004) \text{ m}^3/\text{kg}\right](15,000 - 10) \text{ kPa} = \mathbf{15.10 \text{ kJ/kg}}$$

$$\text{Error} = \mathbf{0\%}$$

Discussion The results show that any of the method may be used to calculate reversible pump work.

مثال

7–86 Air at 3.5 MPa and 500°C is expanded in an adiabatic gas turbine to 0.2 MPa. Calculate the maximum work that this turbine can produce, in kJ/kg.

①

حل:

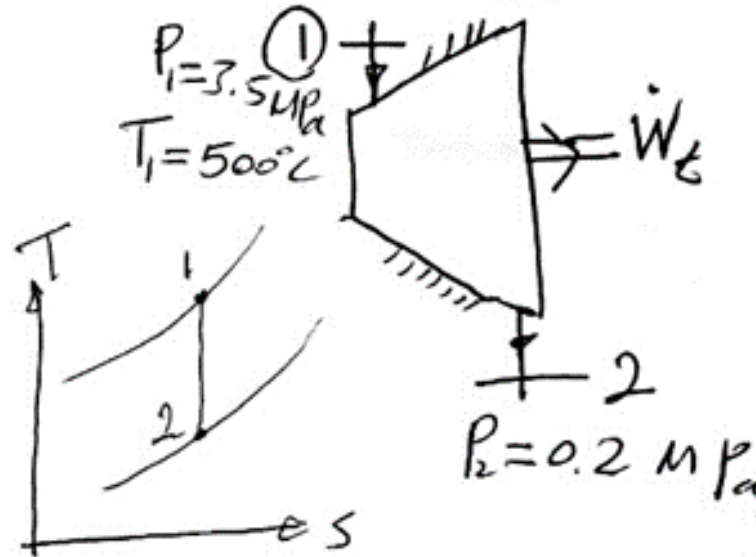
فرضیات: جریان پایا، فرایند برگرد، تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل قابل چشم پوشی، گاز ایده‌آل با ظرفیت گرماگیر ثابت.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m} \quad \text{بقا در حجم}$$

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} = \Delta \dot{E}_{sys} = 0$$

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

$$\dot{m}h_1 = \dot{m}h_2 + \dot{W}_t \Rightarrow \dot{W}_t = \dot{m}(h_1 - h_2)$$



② برای آنکه توان خروجی کمترین کار انجام یابد باید کمترین بازگشت پذیر و
 بی درون باشد (تک استرادی)

$$\Rightarrow S_e = S_1$$

چون هوا گاز ایده‌آل است برای فرآیندهای تک استرادی
 "گاز ایده‌آل دایم"

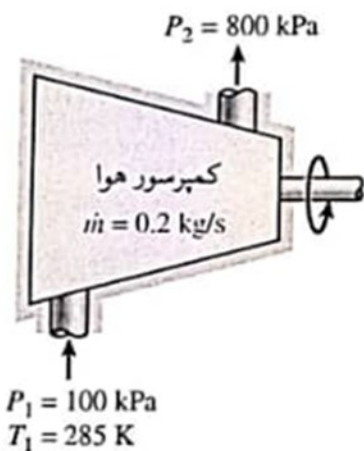
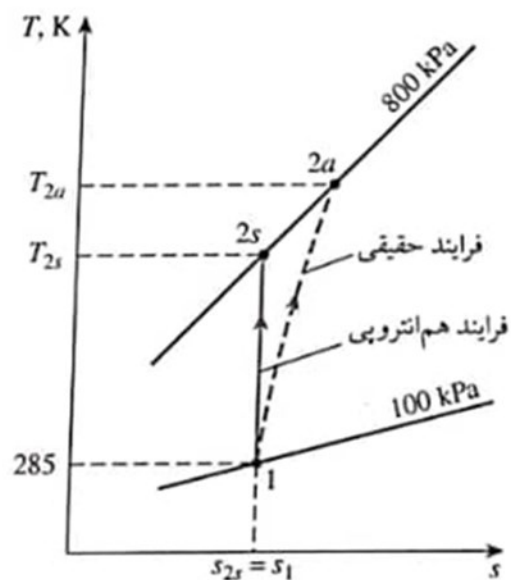
$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{K}}$$

$$\Rightarrow T_2 = (500 + 273.15) \left(\frac{0.2}{3.5} \right)^{\frac{1.4-1}{1.4}} = 341 \text{ K}$$

$$\dot{W}_e = \dot{m}(h_1 - h_2) \Rightarrow w_e = \frac{\dot{W}_e}{\dot{m}} = h_1 - h_2 = c_{p_{\text{ave}}} (T_1 - T_2)$$

$$w_e = 1.005 (773.15 - 341) = 434 \text{ kJ/kg}$$





شکل ۵۲-۷ طرح‌واره و نمودار $T-s$ مثال ۱۵-۷.

CS

Scanned with
CamScanner

مثال ۱۵-۷ تأثیر بازده بر توان ورودی کمپرسور

هوا با دمای 12°C و فشار 100 kPa را در کمپرسوری آدیاباتیک با نرخ پایای 0.2 kg/s تا فشار 800 kPa متراکم می‌کنیم. فرض کنید بازده هم‌انتهروپی کمپرسور 80% درصد است و (الف) دمای خروجی هوا و (ب) توان ورودی مورد نیاز کمپرسور را محاسبه کنید.

$$P_{r2} = 9,2672 \rightarrow h_{rs} = 517,05 \text{ kJ/kg}$$

کمیت‌های معلوم را در رابطه بازده هم‌انترپی جایگذاری می‌کنیم و به دست می‌آوریم:

$$\eta_C = \frac{h_{rs} - h_1}{h_{ra} - h_1} \rightarrow 0,80 = \frac{(517,05 - 285,14) \text{ kJ/kg}}{(h_{ra} - 285,14) \text{ kJ/kg}}$$

بنابراین:

$$h_{ra} = 575,03 \text{ kJ/kg} \rightarrow T_{ra} = 569,5 \text{ K}$$

(ب) برای محاسبه توان ورودی مورد نیاز کمپرسور، از رابطه موازنه انرژی در دستگاه‌های جریان پایا محاسبه می‌کنیم.

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

$$\dot{m}h_1 + \dot{W}_{a,in} = \dot{m}h_{ra}$$

$$\dot{W}_{a,in} = \dot{m}(h_{ra} - h_1)$$

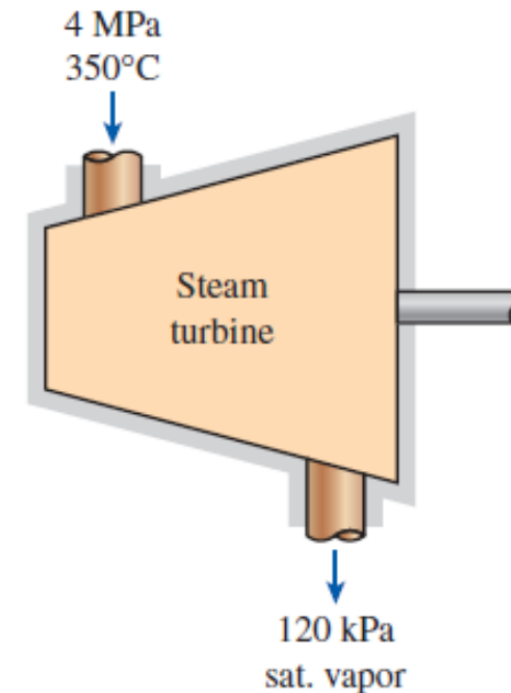
$$= (0,2 \text{ kg/s})[(575,03 - 285,14) \text{ kJ/kg}]$$

$$= 58,0 \text{ kW}$$

بحث برای محاسبه توان ورودی کمپرسور، به جای h_{rs} از h_{ra} استفاده کردیم، زیرا h_{ra} انتالپی حقیقی هوا هنگام خروج از کمپرسور است. کمیت h_{rs} مقدار انتالپی فرضی هوا برای حالتی است که فرایند هم‌انترپی باشد.

مثال

7-119 Steam at 4 MPa and 350°C is expanded in an adiabatic turbine to 120 kPa. What is the isentropic efficiency of this turbine if the steam is exhausted as a saturated vapor?



Assumptions 1 This is a steady-flow process since there is no change with time. 2 Kinetic and potential energy changes are negligible. 3 The device is adiabatic and thus heat transfer is negligible.

Analysis There is only one inlet and one exit, and thus $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$. We take the actual turbine as the system, which is a control volume since mass crosses the boundary. The energy balance for this steady-flow system can be expressed in the rate form as

$$\underbrace{\dot{E}_{\text{in}} - \dot{E}_{\text{out}}}_{\text{Rate of net energy transfer by heat, work, and mass}} = \underbrace{\Delta \dot{E}_{\text{system}}}_{\text{Rate of change in internal, kinetic, potential, etc. energies}} \stackrel{\text{Eq. 0 (steady)}}{=} 0$$

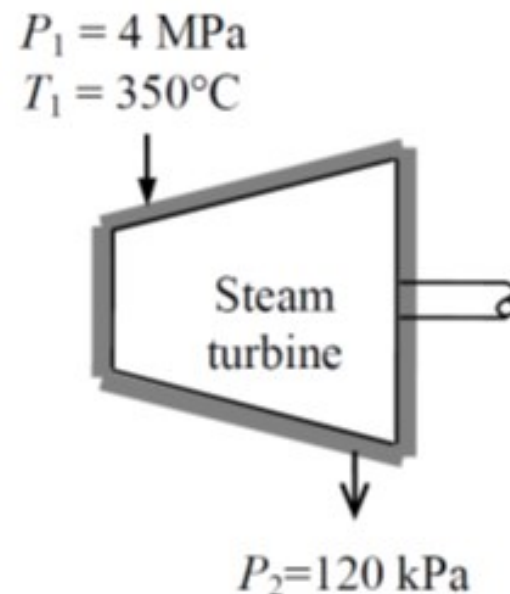
$$\dot{E}_{\text{in}} = \dot{E}_{\text{out}}$$

$$\dot{m}h_1 = \dot{W}_{a,\text{out}} + \dot{m}h_2 \quad (\text{since } \dot{Q} \cong \Delta \text{ke} \cong \Delta \text{pe} \cong 0)$$

$$\dot{W}_{a,\text{out}} = \dot{m}(h_1 - h_2)$$

From the steam tables (Tables A-4 through A-6),

$$P_1 = 4 \text{ MPa} \quad h_1 = 3093.3 \text{ kJ/kg}$$



From the steam tables (Tables A-4 through A-6),

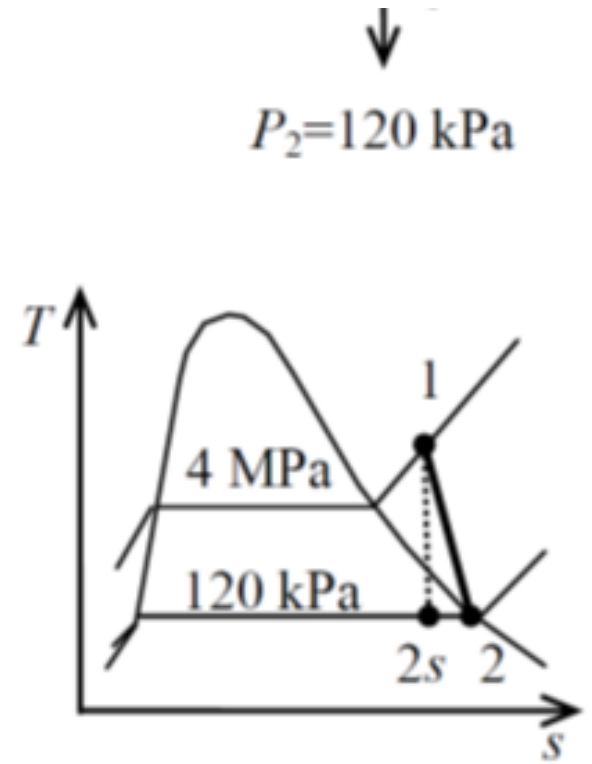
$$\left. \begin{array}{l} P_1 = 4 \text{ MPa} \\ T_1 = 350^\circ\text{C} \end{array} \right\} \begin{array}{l} h_1 = 3093.3 \text{ kJ/kg} \\ s_1 = 6.5843 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \end{array}$$

$$\left. \begin{array}{l} P_2 = 120 \text{ kPa} \\ x_2 = 1 \end{array} \right\} h_2 = 2683.1 \text{ kJ/kg}$$

$$\left. \begin{array}{l} P_{2s} = 120 \text{ kPa} \\ s_{2s} = s_1 \end{array} \right\} \begin{array}{l} x_{2s} = 0.8798 \\ h_{2s} = 2413.4 \text{ kJ/kg} \end{array}$$

From the definition of the isentropic efficiency,

$$\eta_T = \frac{\dot{W}_{a,\text{out}}}{\dot{W}_{s,\text{out}}} = \frac{\dot{m}(h_1 - h_2)}{\dot{m}(h_1 - h_{2s})} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} = \frac{3093.3 - 2683.1}{3093.3 - 2413.4} = \mathbf{0.603 = 60.3\%}$$



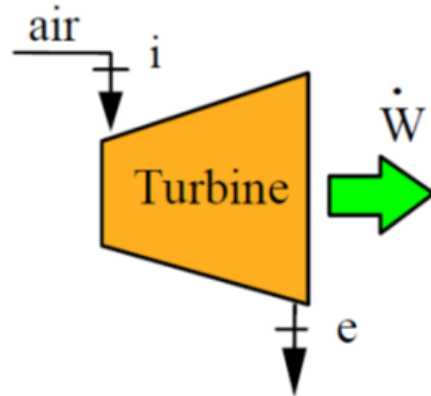
تمرین

7–123 A refrigeration unit compresses saturated R-134a vapor at 10°C to 1000 kPa. How much power is required to compress 0.9 kg/s of R-134a with a compressor efficiency of 85 percent? *Answer: 19.3 kW*

مثال

هوا در شرایط ۱۲۰۰ کیلوپاسکال و ۱۲۰۰ کلوین وارد یک توربین شده در فشار ۲۰۰ کیلوپاسکال از آن خارج می شود. بازده هم انتروپی توربین ۸۷٪ است. دمای خروجی توربین را حساب کنید

حل



C.V. Ideal air turbine.

Adiabatic: $q = 0$, reversible: $s_{\text{gen}} = 0$

Energy Eq.6.13: $w_T = h_i - h_e$,

Entropy Eq.9.8: $s_e = s_i$

Table A.5: $C_{P0} = 1.004 \text{ kJ/kg K}$, $R = 0.287 \text{ kJ/kg K}$, $k = 1.4$, then from Eq.8.32

$$T_{e s} = T_i (P_e/P_i)^{\frac{k-1}{k}} = 1200 \left(\frac{200}{1200} \right)^{0.286} = 719.2 \text{ K}$$

$$w_{T s} = C_{P0}(T_i - T_{e s}) = 1.004(1200 - 719.2) = 482.72 \text{ kJ/kg}$$

The actual turbine then has

$$w_{T ac} = \eta_T w_{T s} = 0.87 \times 482.72 = 419.97 \text{ kJ/kg} = C_{P0}(T_i - T_{e ac})$$

$$T_{e ac} = T_i - w_{T ac} / C_{P0} = 1200 - 419.97/1.004 = \mathbf{781.7 \text{ K}}$$