

3.4.3 Brayton-Motor

Der Brayton-Motor ist eine Kolbenmaschine, die nach dem Joule-Prozess arbeitet. Eigentlich wird der Brayton- oder Joule-Prozess überwiegend mit Turbomaschinen, d.h. mit Gasturbinen realisiert. Eine günstige Eigenschaft des Motors ist es, dass er extern zugeführte Wärme nutzen kann, also nicht auf interne Verbrennung mit sauberen Kraftstoffen angewiesen ist. Mit innerer Rekuperation zur Abgaswärmenutzung können bei niedrigen Druckverhältnissen recht hohe thermische Wirkungsgrade erzielt werden. Der Brayton-Zyklus besteht aus vier Zustandsänderungen:

1. isentrope Verdichtung
2. isobare Erwärmung mit Abgaswärmenutzung
3. isentrope Expansion
4. Abgaskühlung

Im Vergleich zum Joule-Prozess gibt es beim Brayton-Prozess einen Rekuperationswärmeübertrager zur internen Nutzung der Abgaswärme. Ein wichtiges Merkmal ist, dass der Expansionszylinder ein größeres Volumen hat, als der Kompressionszylinder. Dadurch können die Abgase bis auf Umgebungsdruck entspannen. Es ist keine Schalldämpferanlage erforderlich, wie bei den Verbrennungsmotoren.

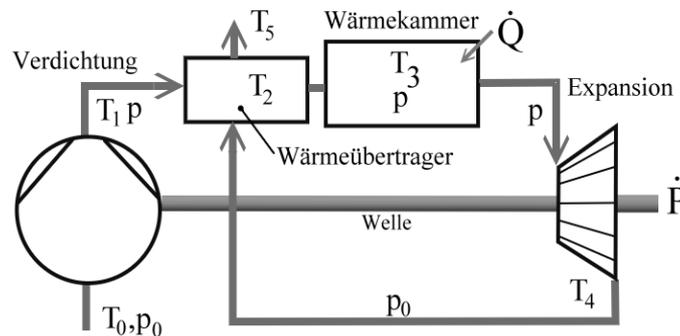


Abbildung 28: Schema Brayton-Prozess

Beispiel 9. Theoretischer Brayton-Prozess

Betrachtet werden soll ein Brayton-Motor mit einem Kompressionszylinder-Hubvolumen von $V_{H1} = 500\text{cm}^3$ und einer Drehzahl von $n = 200\text{U}/\text{min}$. Die Luft wird in der Wärmekammer isobar auf $T_3 = 1000\text{K}$ aufgeheizt. Der Druck in der Wärmekammer soll $p = 4\text{bar}$ betragen. Die Ansaugbedingungen sind $T_0 = 293\text{K}$ und $p_0 = 1\text{bar}$, $c_p = 1004,5\text{J}/\text{kgK}$.

Zu berechnen ist die theoretische Leistung des Motors \dot{P} und die thermische Ausbeute η .

Lösung:

Zunächst muss die Luftmasse berechnet werden, die pro Zyklus angesaugt wird: $m_L = \frac{p_0 \cdot V_{H1}}{\mathcal{R}_L \cdot T_0}$

$$m_L = \frac{10^5 \cdot 0,0005}{287 \cdot 293} = 0,5946\text{g}$$

Der theoretische Massenstrom ist dann $\dot{m} = m_L \cdot n / 60 = 1,982\text{g}/\text{s}$. Die auf p verdichtete Luft hat eine Temperatur von $T_1 = 293 \cdot \left(\frac{4}{1}\right)^{2/7} = 435,4\text{K}$. Nach der Expansion hat die Luft eine Temperatur von $T_4 = 1000 \cdot 4^{-2/7} = 673\text{K}$. Die Kompressionsleistung ist $\dot{P}_c = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_1 - T_0) = 283,5\text{W}$ und die Expansionsleistung $\dot{P}_{\text{ex}} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_3 - T_4) = 651\text{W}$. Der Motor hätte also eine theoretische Leistung von $\dot{P} = 367,5\text{W}$. Angenommen, der Wärmeaustausch wäre so gut, dass das Abgas bis auf 10K über T_1 abgekühlt werden könnte, also auf $T_5 = 445,4\text{K}$, dann wäre die Wärmerückgewinnung $\Delta\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_4 - T_5) = 453,1\text{W}$. Mit dieser rückgewonnenen Wärme kann die komprimierte Luft auf $T_2 = 663\text{K}$ erwärmt werden. Der Wärmestrom der von außen zugeführt werden muss, um diese Luft auf T_2 zu erwärmen, ist $\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_3 - T_2) = 670\text{W}$. Die thermische Ausbeute ist also $\eta = \dot{P} / \dot{Q} = 54,8\%$. Zu berechnen wäre noch das erforderliche Expansionsvolumen V_{H3} . Es lässt sich aus der Zustandsgleichung errechnen: $V_{H3} = m_L \cdot \mathcal{R}_s \cdot T_4 / p_0 = 1148,5\text{cm}^3$.

Kritisches Druck/Volumenverhältnis:

Die interne Rekuperation zur Abgaswärmenutzung funktioniert nur dann, wenn die Expansionsendtemperatur T_4 höher ist, als die Verdichtungstemperatur T_1 . Bei hohen Druckverhältnissen ist das nicht mehr der Fall. Das kritische Druckverhältnis, unterhalb dessen eine Abgaswärmenutzung noch sinnvoll ist, wäre:

$$\Pi_k = \frac{p}{p_0} = \sqrt{\left(\frac{T_3}{T_0}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}}$$

Für das Beispiel beträgt dieser Wert $\Pi_k = 8,57$. Der Druck p müsste also 8,57bar betragen. Dann wären die Temperaturen $T_1 = T_4 = \sqrt{T_3 \cdot T_0} = 541,3K$. Der Wirkungsgrad dieses Prozesses ist $\eta = \Pi^{-2/7} = 54,1\%$.

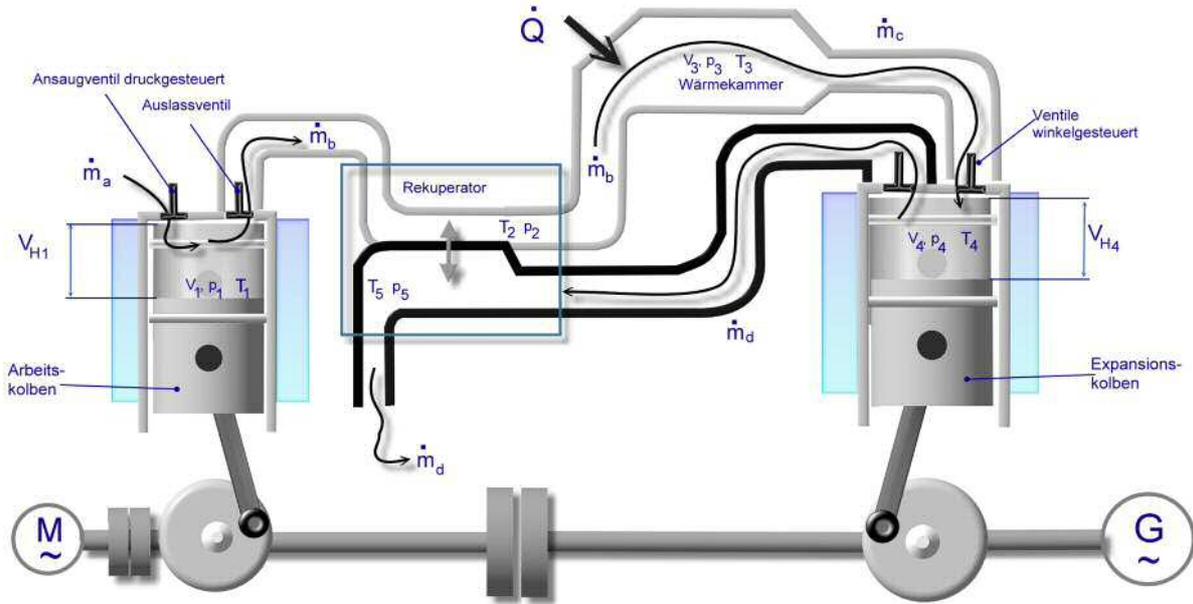


Abbildung 29 Simulationsmodell Brayton-Motor

Das Simulationsmodell für einen realen Brayton-Motor ist gegenüber der theoretischen Konfiguration mit zusätzlichen Elementen ausgestattet. Jeder Zylinder besitzt je zwei Ventile, wobei die Ventile des Kompressionszylinders differenzdruckgesteuert und die des Expansionszylinders winkelsesteuert werden. Jeder Zylinder hat in der oberen Totpunktlage der Kolben ein Totvolumen. Die Wellenkupplungen sind für die verschiedenen Betriebszustände wichtig. Für den Anfahrvorgang bzw. im Speicherladebetrieb sind nur der Motor und der Kompressionszylinder aktiv. Im Regelbetrieb wird der Motor abgekoppelt und die Wellenleistung in den Generator übertragen. Wird auch der Kompressionszylinder abgekoppelt, kann der Expansionszylinder eine Zeit lang Energie liefern. Simuliert wird hier nur der Regelbetrieb. Zu berechnen sind 18 Zustandsgrößen: drei Luftmassen, fünf Temperaturen, fünf Drücke und vier Massenströme.

Die Massen werden nur für die beiden Zylinder (m_1, m_4) und die Wärmekammer m_3 bilanziert:

$$\text{für den Kompressionszylinder: } \frac{dm_1}{dt} = \dot{m}_a - \dot{m}_b$$

$$\text{für die Wärmekammer: } \frac{dm_3}{dt} = \dot{m}_b - \dot{m}_c$$

$$\text{für den Expansionszylinder: } \frac{dm_4}{dt} = \dot{m}_c - \dot{m}_d$$

Die Energiebilanzen für den Kompressions- und den Expansionszylinder liefern die Temperaturentwicklungen entsprechend (6):

$$\frac{dT_1}{dt} = \frac{\dot{m}_a}{m_1}(\kappa T_0 - T_1) - \frac{\dot{m}_b}{m_1}(\kappa - 1)T_1 - (\kappa - 1)\frac{T_1}{V_1} \frac{dV_1}{dt}$$

$$\frac{dT_4}{dt} = \frac{\dot{m}_c}{m_4}(\kappa T_3 - T_4) - \frac{\dot{m}_d}{m_4}(\kappa - 1)T_4 - (\kappa - 1)\frac{T_4}{V_4} \frac{dV_4}{dt}$$

Die Kolbenbewegungen werden durch harmonische Funktionen modelliert:

$$V_1 = V_{T1} + \frac{V_{H1}}{2} \cdot (1 - \cos(\omega t)) \quad \text{und} \quad \frac{dV_1}{dt} = \frac{\omega}{2} V_{H1} \cdot \sin(\omega t)$$

$$V_4 = V_{T4} + \frac{V_{H4}}{2} \cdot (1 - \cos(\omega t)) \quad \text{und} \quad \frac{dV_4}{dt} = \frac{\omega}{2} V_{H4} \cdot \sin(\omega t)$$

Die Energiebilanz für die Wärmekammer ergibt:

$$\frac{dT_3}{dt} = \frac{\dot{m}_b}{m_3}(\kappa T_2 - T_3) - \frac{\dot{m}_c}{m_3}(\kappa - 1)T_3 + \frac{\dot{Q}}{c_v \cdot m_3}$$

Die Drücke in diesen drei Segmenten lassen sich unproblematisch aus den Zustandsgleichungen ermitteln. So für den Kompressionszylinder aus

$$p_1 = \frac{m_1 \mathcal{R}_s T_1}{V_1}$$

und analog p_4 für den Expansionszylinder und p_3 für die Wärmekammer.

Die Ventile des Kompressionszylinders sind druckgesteuert (Vgl. Abs. 3.3.6). Die Durchströmung der Ventile wird in dieser Simulation vereinfacht mit einem linearen Ansatz nach Gleichung (11) behandelt. Für die Massenströme durch die Ventile des Kompressionszylinders gilt:

$$\dot{m}_a = f_{V_e} \cdot \frac{A_v}{\zeta_e} \cdot (p_0 - p_1) \quad \text{und} \quad \dot{m}_b = f_{V_a} \cdot \frac{A_v}{\zeta_a} \cdot (p_1 - p_2)$$

A_a ist der Ventilöffnungsquerschnitt und die Ventilöffnungsfunktionen lauten:

$$f_{V_e} = \frac{1}{2}(1 + \tanh(\mathcal{B}(p_0 - p_1) - \delta_p)) \quad \text{und} \quad f_{V_a} = \frac{1}{2}(1 + \tanh(\mathcal{B}(p_1 - p_2) - \delta_p))$$

Das Einlassventil öffnet, wenn $p_1 < p_0$ ist, das Auslassventil öffnet, wenn $p_1 > p_2$ ist. Die Größe δ_p ist eine Konstante, die für eine Verschiebung des Öffnungsbeginns sorgt, so dass bei Druckdifferenz null das Ventil noch geschlossen ist. \mathcal{B} ist eine Konstante, die die Steilheit der Öffnung beeinflusst, aber auch das Argument in der Hyperbelfunktion einheitslos macht.

Die Ventile des Expansionszylinders sind winkelgesteuert (Vgl. Abs. 3.3.8). Für diese Ventile werden ebenfalls lineare Modelle verwendet, die sich in der Simulation als robuster erweisen:

$$\dot{m}_c = f_{V_e}(\varphi) \cdot \frac{A_v}{\zeta_e} \cdot (p_3 - p_4) \quad \text{und} \quad \dot{m}_d = f_{V_a}(\varphi) \cdot \frac{A_v}{\zeta_a} \cdot (p_4 - p_5)$$

Die Ventilöffnungsfunktionen werden durch Polynome modelliert und sind in der Abbildung dargestellt.

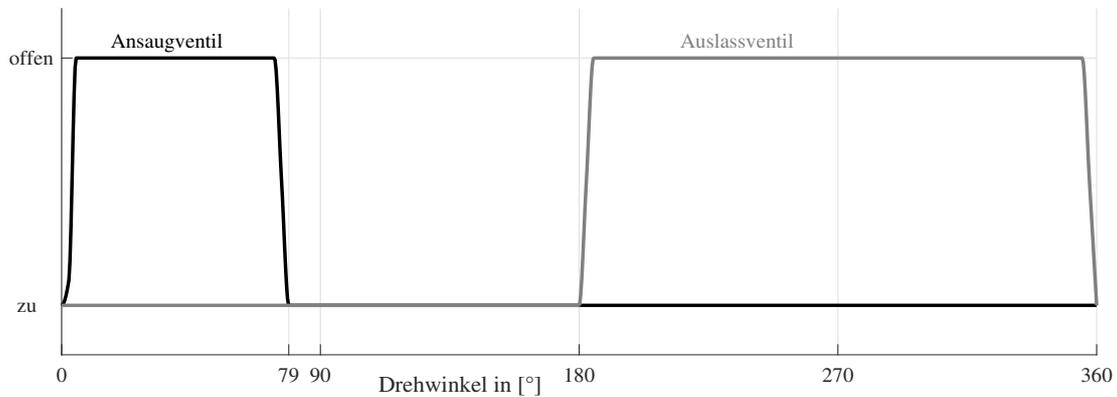


Abbildung 30 Öffnen $f_{V_e}(\varphi)$ und Schließen $f_{V_a}(\varphi)$ der Ventile des Arbeitszylinders für eine Umdrehung

Der Rekuperator-Wärmeübertrager muss als instationäres, wärmeträges System behandelt werden. Die üblichen Gleichungen für Wärmeübertrager im stationären Betrieb lassen sich hier nicht anwenden, da die Massenströme \dot{m}_b und \dot{m}_d zeitweise null werden können. Ein vollständiges, instationäres Wärmeübertragermodell mit einer Temperaturänderung entlang der Wärmeübertragerfläche wäre sehr aufwändig, es wird daher vereinfacht nur mit drei Temperaturen gearbeitet. Die Wärmeübertragungsfläche hat nur eine Temperatur T_x und eine Wärmeträgheit $m_x c_x$. Vereinfachend wird für die Temperaturen T_2, T_5 der Luft in den zwei Kammern angenommen:

$$\frac{dT_2}{dt} = \frac{1}{m_2 c_v} \cdot [\dot{m}_b c_p (T_1 - T_2) + \dot{Q}_1]$$

$$\frac{dT_5}{dt} = \frac{1}{m_5 c_v} [\dot{m}_d c_p (T_4 - T_5) - \dot{Q}_2]$$

Das Volumen der Kammern wird mit V_x bezeichnet. Die Luftmassen m_1 und m_2 können dann aus der Zustandsgleichung des idealen Gases $m = pV/\mathcal{R}_sT$ errechnet werden. Die Wärmeströme hängen genauegenommen von der aktuellen Strömungsgeschwindigkeit in den Kammern ab. Mit ausreichender Genauigkeit kann aber ein konstanter Wärmeübergangskoeffizient α angenommen werden. Es gilt dann für die Wärmeströme:

$$\dot{Q}_1 = \alpha A_w \cdot (T_x - T_2) \quad \text{und} \quad \dot{Q}_2 = \alpha A_w \cdot (T_5 - T_x)$$

Die Temperatur der Wärmeübertragungsfläche T_x lässt sich aus einer einfachen Bilanzgleichung ermitteln:

$$\frac{dT_x}{dt} = \frac{\dot{Q}_2 - \dot{Q}_1}{m_x c_x}$$

Beispiel 10. Simulation eines Braytonmotors mit Wärmekammer

Der hier betrachtete Motor hat prinzipiell dieselben Parameter wie der Motor aus Beispiel 9. Folgende Parameter werden für die Simulation vorgegeben:

Hubvolumen Kompressionszylinder: $V_{H1} = 489,5 \text{ cm}^3$

Drehzahl: $n = 200 \text{ U/min}$

Volumen Wärmekammer: $V_3 = 100 \text{ l}$

Rekuperatorfläche · Wärmeübergangskoeffizient: $\alpha A_w = 5,0 \text{ W/K}$ Kammervolumen: $V_x = 6 \text{ l}$

Ventile:

Ventilöffnungsquerschnitt: $A_v = 5 \text{ cm}^2$; Druckverlustbeiwert für alle Ventile: $\zeta = 50$

Öffnungsrampenwinkel für gesteuerte Ventile: $v_f = 5^\circ$

Verschiebung Ventilöffnungsfunktion: $\delta_p = 2$; Ventilparameter : $\mathcal{B} = 1$

Einige Parameter mussten durch mehrmalige Simulation ermittelt werden. Dabei wird der jeweilige Parameter so lange verändert, bis die Simulationsergebnisse einen stationären Zustand liefern. Das bedeutet, dass die Massen in den Zylindern gleich, der Druck und die Temperatur in der Wärmekammer konstant sind und die Luft im Arbeitszylinder genau bis auf Umgebungsdruck expandiert.

Hubvolumen Arbeitszylinder: $V_{H4} = 1240 \text{ cm}^3$

Totvolumen Arbeitszylinder: $V_{T4} = 1 \text{ cm}^3$

Wärmezufuhr Wärmekammer: $\dot{Q} = 750 \text{ W}$

Ventilschließwinkel Einlassventil Arbeitskolben: 80°

Ergebnisse (Vgl. Simulationsgrafik):

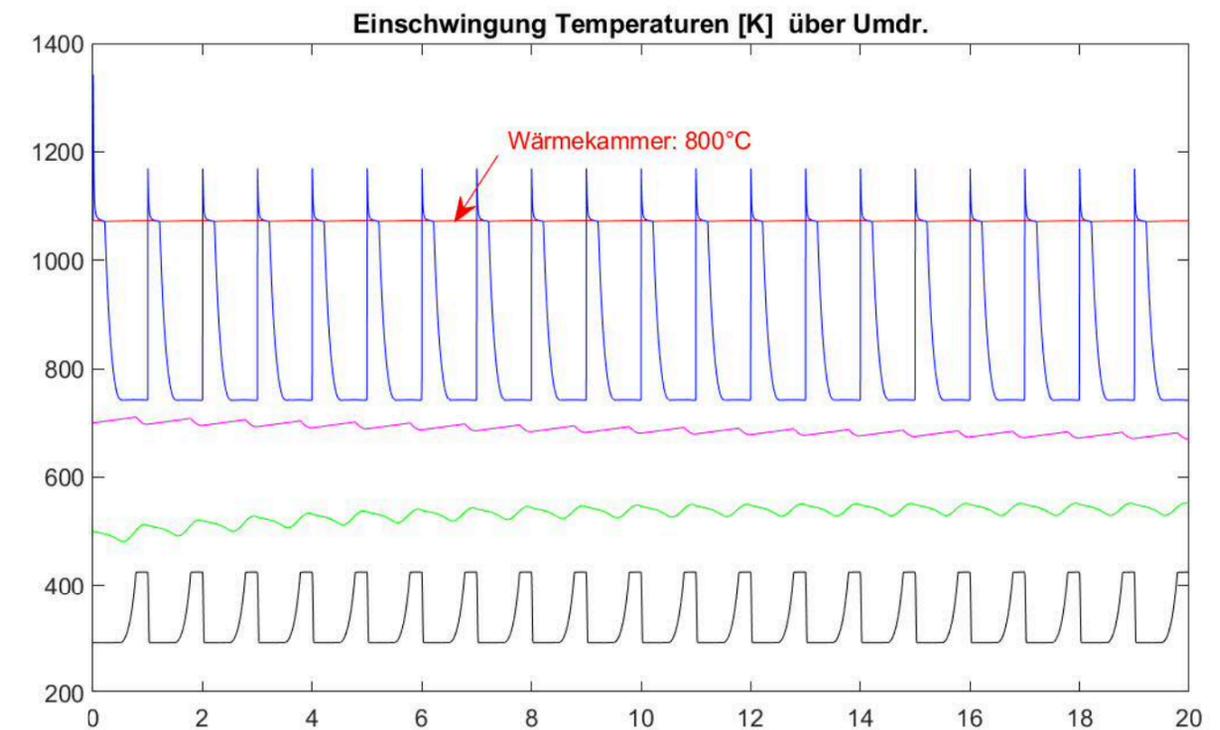
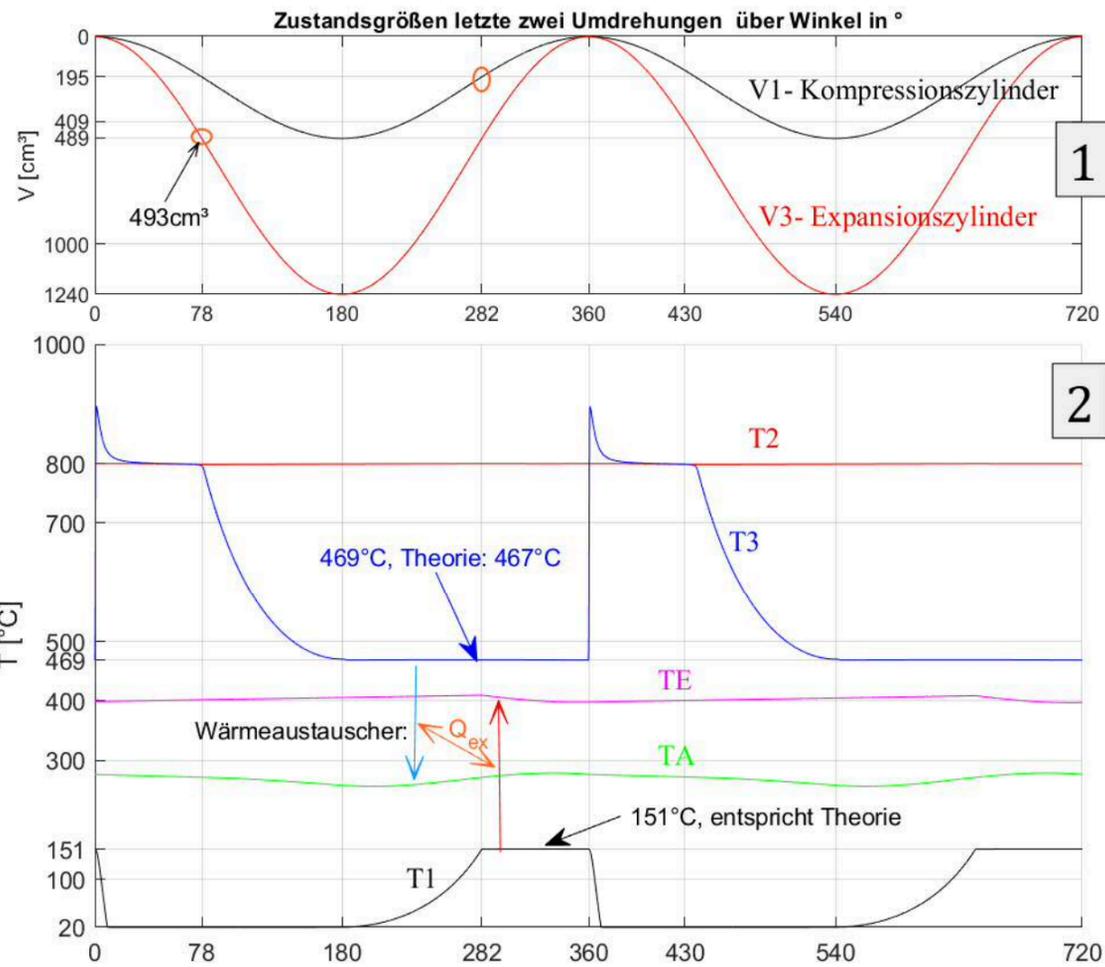
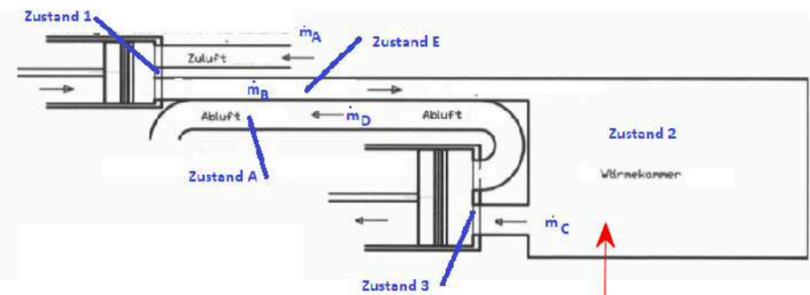
Zyklusarbeit:

Kompressionszylinder: $W_C = 76,4 \text{ J}$

Expansionszylinder: $W_{\text{ex}} = -194,1 \text{ J}$

Leistungsabgabe: $\dot{P} = 392,5 \text{ W}$

thermische Ausbeute: $\eta_{\text{th}} = 52,0\%$



Berechnungsparameter:

- Umgebungstemperatur $T_u=20^\circ\text{C}$
- Umgebungsdruck $p_u=100000\text{Pa}$
- Wärmezufuhr WärmeKammer $Q_{wK}=750\text{W}$ (austariert !)
- Kompressionszylinder : $V_H=489.5\text{cm}^3$ $V_K=2\text{cm}^3$
- Expansionszylinder : $V_H=1240\text{cm}^3$ $V_K=2\text{cm}^3$
- Volumen WärmeKammer : $V_W=0.1\text{m}^3$
- Wärmeaustausch WärmeK.: $Q_{ex}=500\text{W}$
- Vol. 1 Hälfte Wärmet. : $V_x=6\text{l}$
- Schließwinkel Einlassventil= 80° , Schließbeginn: 70°
- Drehzahl $n=200\text{U/min}$
- Zyklusarbeit $W_c=76.34\text{J}$ $W_{ex}=-194.1\text{J}$, $\Delta W=118\text{J}$
- Leistungsabgabe= 392.5003W
- therm. Effizienz $\eta=0.52$, maximal 57% möglich

Ventile Kompressionszylinder: differenzdruckgesteuert
Ventile Expansionszylinder: winkelgesteuert

Bedeutet: 225J/Zyklus

Diese Berechnung dient zum Vergleich der Simulationsergebnisse mit den Ergebnissen aus der thermodynamischen Theorie. Die Druckverluste in den Ventilen sind idealisiert sehr gering. Der Öffnungswinkel der Ventile beträgt nur 10° .

