



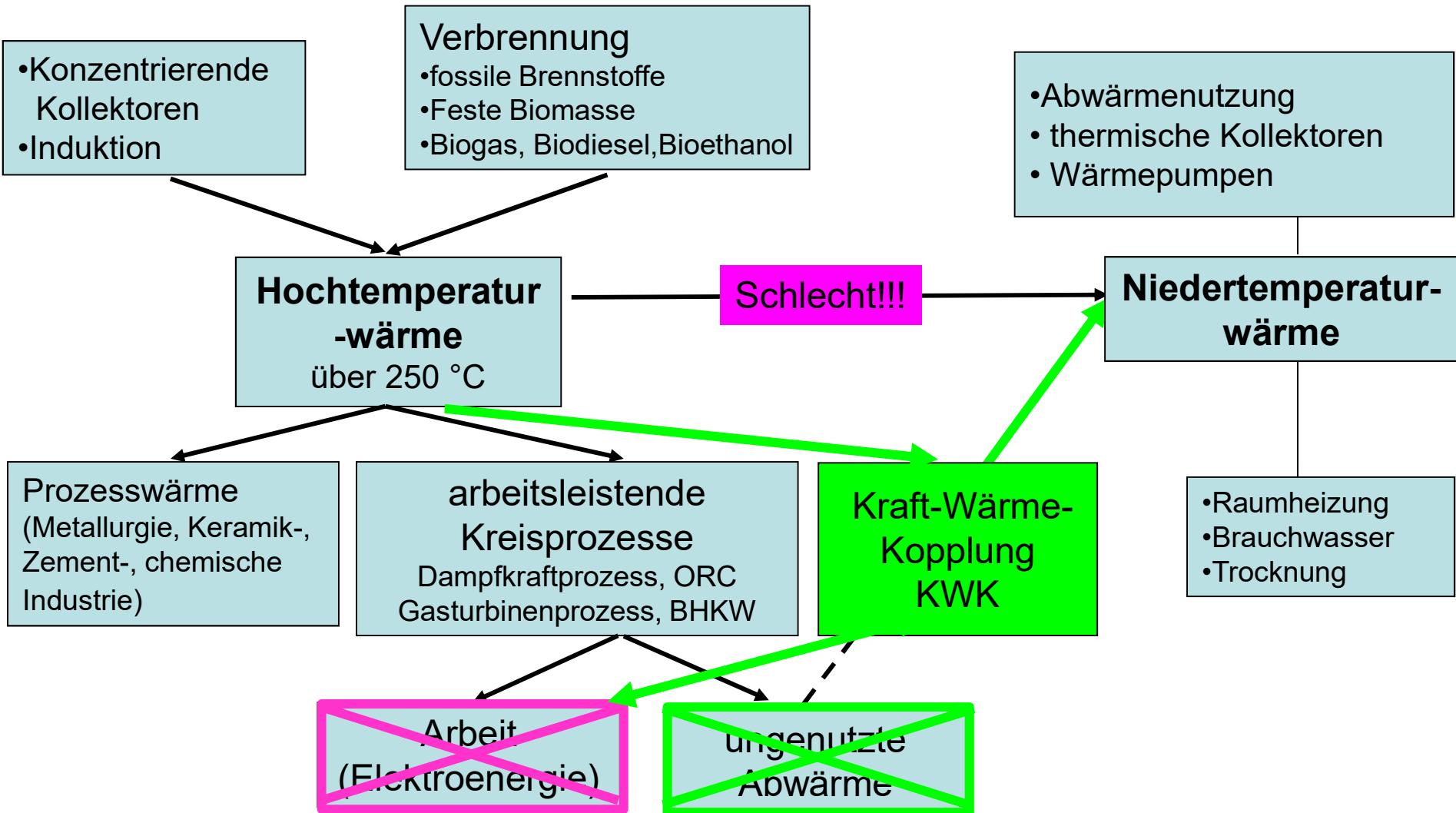
# **Master Regenerative Energien Regenerative Wärmetechnik**

## 1. Energie- und Exergiebilanzen

Prof. Dr.-Ing. Petra Bittrich  
[petra.bittrich@htw-berlin.de](mailto:petra.bittrich@htw-berlin.de)

Tel. 5019 – 4345

# Wärmebereitstellung - Überblick



# Qualität der Energie

- I. HS bewertet alle Energieformen gleich

$$\Delta H = Q_{12} + W_{t12} \quad [H, Q, W_t] = \text{kJ, kWh}$$

- Spezifische (massenbezogene) Größen  $h = \frac{H}{m}$   $[h, q, w_t] = \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$   
 $\Delta h = q_{12} + w_{t12}$

- Arbeit und Wärme haben unterschiedliche Qualitäten (Umwandelbarkeit)
- Umwandlung in Richtung niedere Qualität ist mit Verlusten verbunden
- Aufwertung zu höherer Qualität kann nicht von selbst erfolgen
- II. HS berücksichtigt unterschiedliche Qualitäten der Energie
- Zustandsgröße Entropie:  
„schwierige“ Einheit  $\text{kJ}/(\text{kg K})$  (Energie pro Temperatur),  
Arbeit - entropiefreie Größe, taucht in der Bilanz nicht auf

$$dS = \frac{dQ}{T} + dS_{irr} \quad [S] = \frac{\text{kJ}}{\text{K}} \quad [s] = \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}$$

- **Exergie –**

verbindet Aussagen von I. und II. HS und hat Energieeinheit  $\text{kJ}$

# Berechnungsgleichungen für die Enthalpie

$$dh = \left( \frac{\partial h}{\partial T} \right)_p dT + \left( \frac{\partial h}{\partial p} \right)_T dp$$

$$\left( \frac{\partial h}{\partial T} \right)_p = c_p$$

spezifische Wärmekapazität:  
bei konstantem Druck

Für die Berechnung von Absolutwerten der Enthalpie muss stets ein Bezugspunkt festgelegt werden

$$h^\varnothing = h(T^\varnothing, p^\varnothing) \quad z.B. \quad h^\varnothing = h(T_0, p_0) = 0$$

a) für isobare Zustandsänderungen  $dp = 0$  im einfachen System gilt für ideale Gase, Feststoffe und Flüssigkeiten:

$$dh = c_p dT$$

$$\boxed{für c_p = const. \Rightarrow}$$

$$h_2 - h_1 = \Delta h = c_p (T_2 - T_1)$$

$$dH = m c_p dT$$

$$H_2 - H_1 = \Delta H = m c_p \Delta T$$

b) Feststoffe, Flüssigkeiten und reale Gase bei  $dp \neq 0$

$$dh = c_p dT + \left[ v - T \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \right] dp$$

c) Für Phasenänderung bzw. chem. Reaktionen:

$$\Delta^{\alpha\beta} h$$

$$\Delta^R \bar{h}$$

$$H_i$$

# Berechnungsgleichungen für die Entropie id. Gase

$$ds = \left( \frac{\partial s}{\partial T} \right)_p dT + \left( \frac{\partial s}{\partial p} \right)_T dp$$

$$ds = \frac{dh - vdp}{T} = \frac{du + pdv}{T}$$

$$ds = \frac{c_p}{T} dT - \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p dp$$

a) für isobare Zustandsänderungen  $dp = 0$  im einfachen System gilt für ideale Gase, Feststoffe und Flüssigkeiten:

$$\Delta s = c_p \ln \frac{T_2}{T_1}$$

b) Ideale Gase bei  $dp \neq 0$

$$\Delta s = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R_K \ln \frac{p_2}{p_1}$$

Tabelle: Zustandsänderung ideales Gas  
auf Moodle unter Formelsammlung

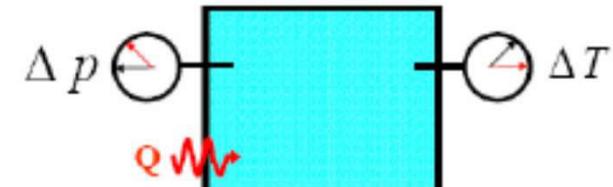
# Die thermischen Koeffizienten

Messbare physikalische Eigenschaften, die die Berechnung der energetischen Größen ermöglichen

Isochorer Spannungskoeffizient

$$\beta = \frac{1}{p_0} \left( \frac{dp}{dT} \right)_v$$

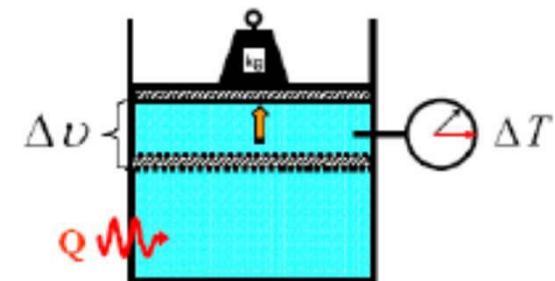
$$[\beta] = \frac{1}{K}$$



(Isobarer) thermischer Ausdehnungskoeffizient

$$\alpha = \frac{1}{v_0} \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p$$

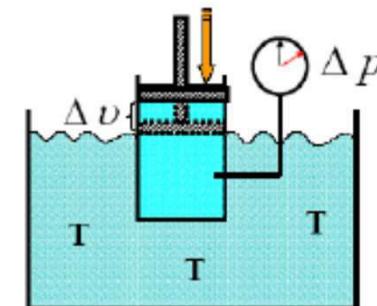
$$[\alpha] = \frac{1}{K}$$



(isothermer) Kompressibilitätskoeffizient

$$\chi = - \frac{1}{v_0} \left( \frac{\partial v}{\partial p} \right)_T$$

$$[\chi] = \frac{1}{Pa}$$



$$\alpha = p_0 \beta \chi$$

## Wichtige Differentialgleichungen der TD

Zurückführung der energetischen Zustandsgrößen auf die thermische Koeffizienten

$$dh = \left( \frac{\partial h}{\partial T} \right)_p dT + \left( \frac{\partial h}{\partial p} \right)_T dp$$

$$dh = c_p dT + \left[ v - T \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \right] dp$$

$$du = \left( \frac{\partial u}{\partial T} \right)_v dT + \left( \frac{\partial u}{\partial v} \right)_T dv$$

$$du = c_v dT + \left[ T \left( \frac{\partial p}{\partial T} \right)_v - p \right]_T dv$$

$$ds = \left( \frac{\partial s}{\partial T} \right)_p dT + \left( \frac{\partial s}{\partial p} \right)_T dp$$

$$ds = \frac{c_p}{T} dT - \left( \frac{\partial v}{\partial T} \right)_p dp$$

$$ds = \left( \frac{\partial s}{\partial T} \right)_v dT + \left( \frac{\partial s}{\partial v} \right)_T dv$$

$$ds = \frac{c_v}{T} dT - \left( \frac{\partial p}{\partial T} \right)_v dp$$

# Definition der Exergie

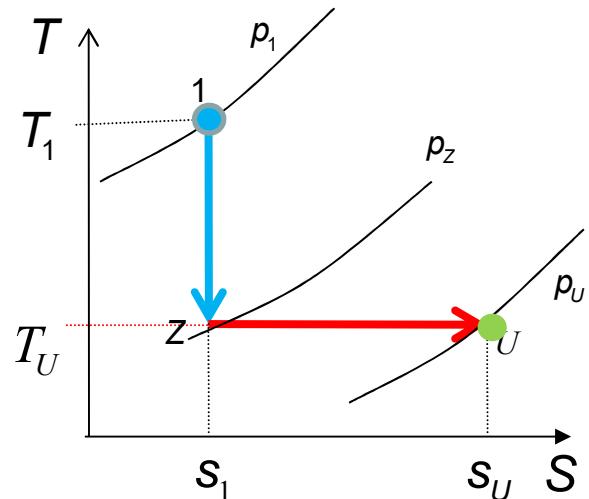
- Exergie = Arbeitsfähigkeit
- Exergie = maximal aus einem System gewinnbare Arbeit bei reversibler Überführung in den Umgebungszustand
- Exergie beinhaltet die Festlegung eines Umgebungszustands, der einen wesentlichen Bezugspunkt für technische Prozesse darstellt (Zustandsgröße 2. Art)
- Umgebungszustand kann mit Thermodynamischem Normzustand oder mit abweichender Temperatur und Druck festgelegt werden
- Umgebungszustand = Gleichgewichtszustand, aus dem das System zu keiner Änderung, also auch keiner Arbeitsleistung, mehr fähig ist  $e_U = 0$
- Exergie ermöglicht in der Verknüpfung der Aussagen des I.HS und II.HS die Darstellung der unterschiedlichen Qualitäten der Energie in Energieeinheiten

# Ableitung der Definitionsgleichung der Exergie

Maximal gewinnbare Arbeit bei reversibler Überführung

eines Arbeitsmittels vom Zustand 1 bis in den Umgebungszustand:  $w_t = \Delta h - q$

Zerlegung in zwei reversible Teilzustandsänderungen:



1. rev. adiabate Entspannung  
kein Verlust an Arbeitsfähigkeit durch Wärmeaustausch

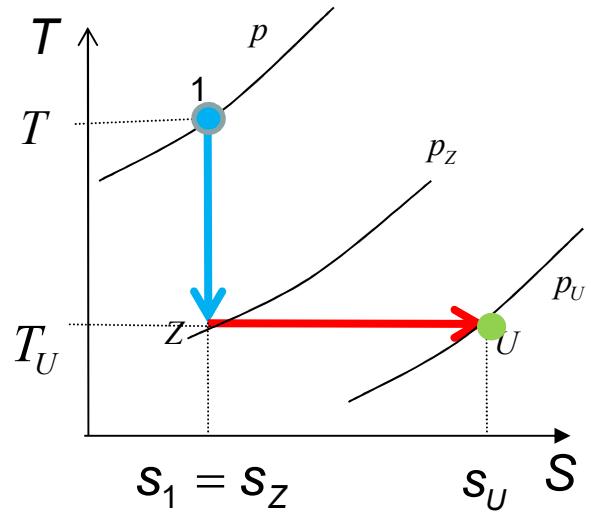
$$q_{1Z} = 0 \quad w_{t,1 \rightarrow Z} = h_z - h_1$$

2. reversibel isotherme Entspannung/Verdichtung bei Umgebungstemperatur, Wärmeaustausch bei  $T_U$  hat keinen Einfluss auf Arbeitsfähigkeit

$$\begin{aligned} w_{t,\max} &= w_{t,Z \rightarrow U} = (h_U - h_z) - q_{zu} \\ &= (h_U - h_z) - T_U \Delta s = (h_U - h_z) - T_U (s_U - s_{1=z}) \end{aligned}$$

# Ableitung der Definitionsgleichung der Exergie

Exergie = - insgesamt reversibel gewinnbare Wärme



$$w_{t,1 \rightarrow Z} = h_Z - h_1$$

$$w_{t,Z \rightarrow U} = (h_U - h_Z) - T_U(s_U - s_{1=Z})$$

$$w_{t,1 \rightarrow U} = (h_U - h_1) - T_U(s_U - s_1)$$

$$e_1 = -w_{t,1 \rightarrow U}$$

Definitionsgleichung  
der spezifischen Exergie

$$e = (h - h_U) - T_U(s - s_U)$$

$$\dot{E} = \dot{m}e = \dot{m}[(h - h_U) - T_U(s - s_U)]$$

$$e_U = 0$$

Aus dem Umgebungszustand  
lässt sich keine Arbeit gewinnen.

# Exergie und Exergieänderung des idealen Gases

Exergie

$$e_1 = (h_1 - h_U) - T_U(s_1 - s_U)$$

Exergieänderung

$$\begin{aligned}\Delta e &= e_2 - e_1 = (h_2 - h_1) - T_U(s_2 - s_1) \\ &= \Delta h - T_U \Delta s\end{aligned}$$

Ideales Gas:

$$\Delta h = c_p \Delta T \quad \Delta s = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R_K \ln \frac{p_2}{p_1}$$

Exergie

$$e = c_p (T - T_U) - T_U \left[ c_p \ln \frac{T}{T_U} - R_K \ln \frac{p}{p_U} \right]$$

Exergieänderung

$$\Delta e = c_p (T_2 - T_1) - T_U \left[ c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R_K \ln \frac{p_2}{p_1} \right]$$

Unterscheidung zwischen Bezugszustand (thermodynamischer Normzustand  $p_0, T_0$ ) und Umgebungszustand ist möglich

$$h_U = c_p (T_U - T_0) \quad s_U = c_p \ln \frac{T_U}{T_0} - R_K \ln \frac{p_U}{p_0} \quad e_u = (h_U - h_U) - T_U (s_U - s_U) = 0$$

## ÜA1 Exergie+E.-Verlust/1

Berechnen Sie die spezifische Exergie von Luft mit einem (Turbineneintritts-) Zustand mit dem Druck  $p_1 = 1 \text{ MPa}$  und  $t_1 = 600 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Der Bezugszustand für die Energie ist mit  $h_0, s_0 = 0$  bei  $t_0$  und  $p_0$  festgelegt.

Der Umgebungszustand ist mit  $T_U = 293,15 \text{ K}$  und  $p_U = p_0 = 101,3 \text{ kPa}$  anzunehmen.

Stoffeigenschaften Luft: ideales Gas,  $c_{pL} = 1,005 \text{ kJ}/(\text{kg K})$ ,  $R_L = 0,287 \text{ kJ}/(\text{kg K})$

# Bilanzgleichung der Exergie und Exergieverlust

Verknüpfung der Exergiedefinition mit den Prozessgrößen Wärme und Arbeit

Def.-Gleichung

$$\Delta e = e_2 - e_1 = (h_2 - h_1) - T_U(s_2 - s_1) = \Delta h - T_U \Delta s$$

$$de = dh - T_U ds$$

$$de = dq + dw_t - T_U \left( \frac{dq}{T} + ds_{irr} \right)$$

Bilanz – Gleichung der Exergie

$$de + T_U ds_{irr} = \left( 1 - \frac{T_U}{T} \right) dq + dw_t$$

$$de_v = T_U ds_{irr}$$

Vergleich mit 1. Hauptsatz

$$dh = dq + dw_t$$

$$de_v \quad \text{Exergieverlust - keine Entsprechung im 1. HS}$$

$$dw_t \quad \text{Arbeit (entropiefrei)} = 100 \% \text{ Arbeitsfähigkeit}$$

$$de_q = \left( 1 - \frac{T_U}{T} \right) dq \quad \text{Arbeitsfähigkeit der Wärme – abhängig von Temperatur}$$

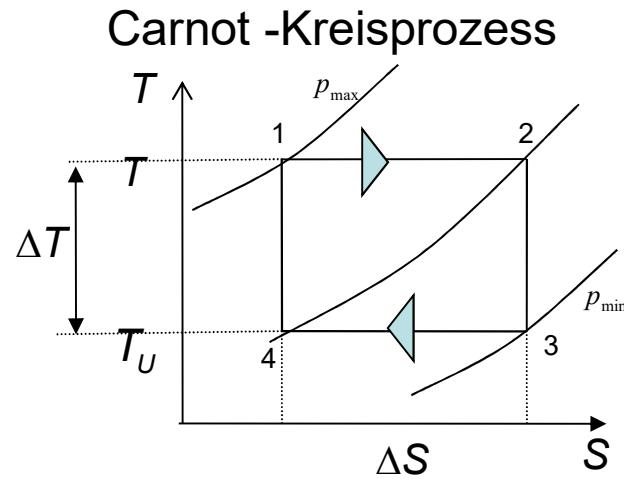
# Exergie der Wärme

$$de_q = \left(1 - \frac{T_u}{T}\right) dq \quad \text{Arbeitsfähigkeit der Wärme – abhängig von Temperatur}$$

$$e_q = \left(1 - \frac{T_u}{T}\right) q_{12} \quad \text{Für Wärme bei konstanter Temperatur (z.B. Phasenänderung)}$$

**Exergie = Arbeitsfähigkeit :**

z.B. in Arbeit umwandelbarer Anteil der Wärme in reversiblem Carnot-Kreisprozess



$$\eta_{Carnot} = \frac{-W}{q_{zu}} = \frac{q_{zu} - |q_{ab}|}{q_{zu}} = \frac{T_{zu} \Delta s - T_{ab} |\Delta s|}{T_{zu} \Delta s} = \frac{T_{zu} - T_{ab}}{T_{zu}}$$

Einbeziehung Umgebungszustand  $T_{ab} = T_U$

$\eta_{Carnot(T, T_U)} \rightarrow$  Carnot-Faktor  $\tau$

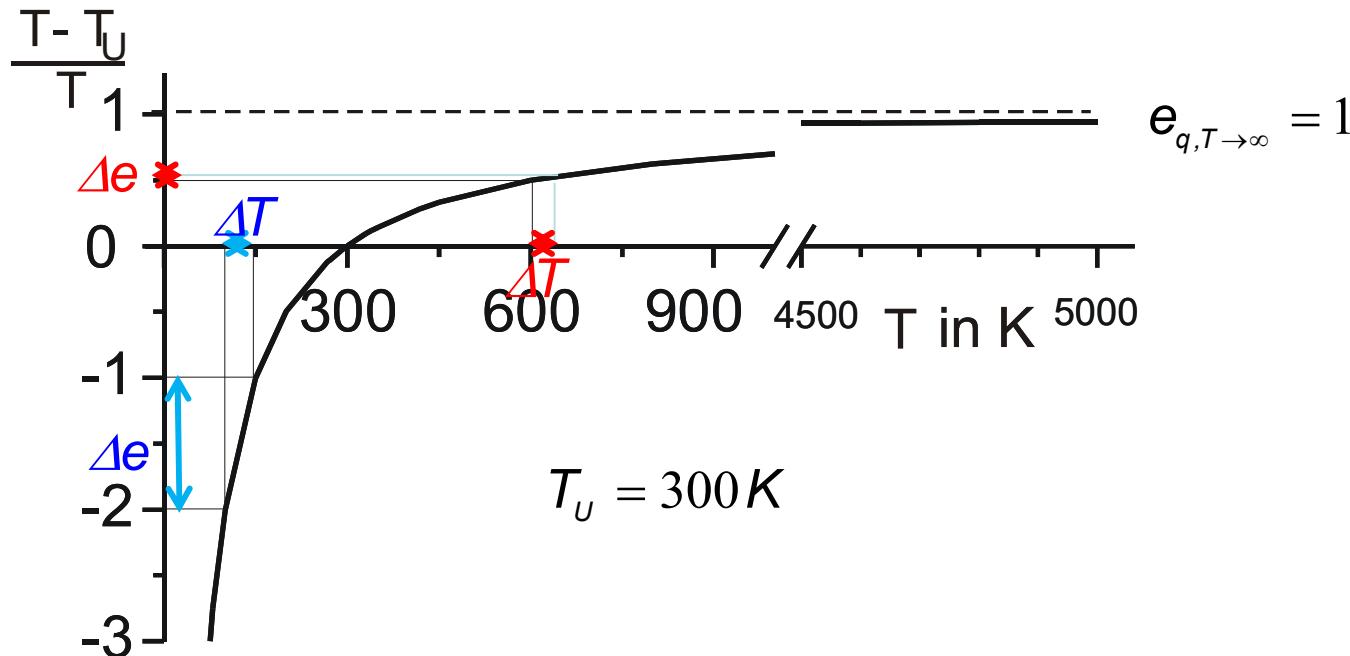
$$\eta_{Carnot(T, T_U)} = \tau = \frac{T - T_U}{T}$$

**Exergie der Wärme**

$$e_q = -W = \tau q_{12} = \frac{T - T_U}{T} q_{12}$$

## Exergie (Arbeitsfähigkeit) der Wärme

$$e_q = \frac{T - T_u}{T} q_{12}$$



$$T_u = 300\text{ K}$$

- Wärme mit  $T = \infty$  ist gleichwertig mit Arbeit
- Umgebungswärme hat keine Exergie ( $e_u = 0$ )
- Oberhalb  $T_u$  kann Arbeit gewonnen werden ( $\tau > 0$ ), unterhalb  $T_u$  ist Arbeit aufzuwenden (Kälteerzeugung,  $\tau < 0$ )
- Kälteerzeugung bei niedrigen Temperaturen erfordert ein Vielfaches an Arbeit ( $|\tau| > 1$ )
- Gleiche Temperaturdifferenzen erzeugen im Kältebereich höhere Exergieänderungen(-verluste) als im Wärmebereich

## ÜA Exergie+Verbrennung/2

In einem Biomasseheizkessel wird ein Rauchgasstrom  $\dot{m}_g = 0,33 \text{ kg/s}$  ( $c_p = 1,2 \text{ kJ/(kg K)}$ ) von  $t_1 = 1485 \text{ }^\circ\text{C}$  auf  $t_2 = 223 \text{ }^\circ\text{C}$  isobar ( $p = p_U$ ) abgekühlt. Dabei wird ein Wassermassenstrom bei  $t^{LV} = 200 \text{ }^\circ\text{C}$  gerade vollständig verdampft ( $\Delta h^{LV} = 1940 \text{ kJ/kg}$ )

- Welcher Wärmestrom steht zur Verfügung, welcher Massenstrom  $\dot{m}_w$  kann verdampft werden?
- Welcher Exergieverluststrom  $\dot{\Delta E}_v$  tritt bei der Wärmeübertragung auf? ( $T_U = T_\theta = 273,15 \text{ K}$ )
- Geben Sie ein Senkey-Diagramm für Energie- und Exergiefluss an.

# Wasserdampftafel

## Zustandsgrößen auf der Siede- und Taulinie

Tabelle 5.22. Thermodynamische Eigenschaften von Wasser und Wasserdampf im Sättigungszustand (Temperaturtafel) /3/

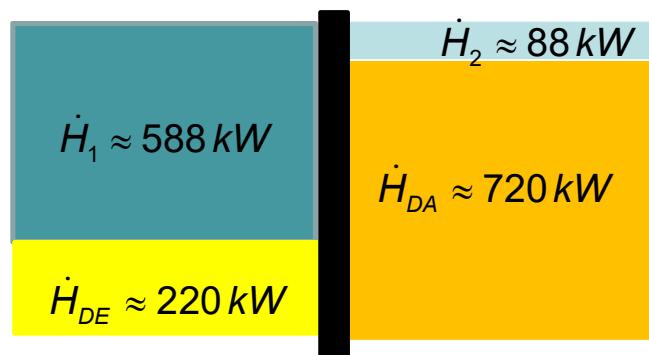
$t$ °C	p MPa	$v'$ $m^3 \cdot kg^{-1}$	$v''$ $m^3 \cdot kg^{-1}$	$h'$ $kJ \cdot kg^{-1}$	$h''$ $kJ \cdot kg^{-1}$	$s'$ $kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	$s''$ $kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
0,01	0,0006112	0,00100022	206,175	0,000614	2501,0	-0,0002	9,1562
5	0,0008719	0,001000	147,167	21,01	2510,2	0,0762	9,0258
10	0,0012271	0,0010003	106,419	41,99	2519,4	0,1510	8,9009
15	0,0017041	0,0010008	77,97	62,94	2528,6	0,2243	8,7815
20	0,0023368	0,0010017	57,833	83,86	2537,7	0,2963	8,6674
25	0,0031663	0,0010029	43,399	104,77	2546,8	0,3670	8,5583
30	0,0042417	0,0010043	32,929	125,66	2555,9	0,4365	8,4537
35	0,0056217	0,0010060	25,246	146,56	2565,0	0,5049	8,3536
40	0,0073749	0,0010078	19,548	167,45	2574,0	0,5721	8,2576
45	0,0095817	0,0010099	15,178	188,35	2582,9	0,6383	8,1655
50	0,012335	0,0010121	12,048	209,26	2591,8	0,7035	8,0771
55	0,015740	0,0010145	9,5812	230,17	2600,7	0,7677	7,9922
60	0,019919	0,0010171	7,6807	251,09	2609,5	0,8310	7,9106
65	0,025008	0,0010199	6,2042	272,02	2618,2	0,8933	7,8320
70	0,031161	0,0010228	5,0479	292,97	2626,8	0,9548	7,7565
75	0,038448	0,0010259	4,1356	313,94	2635,3	1,0154	7,6837
80	0,047359	0,0010292	3,4104	334,92	2643,8	1,0752	7,6135
85	0,057803	0,0010326	2,8500	355,92	2652,1	1,1343	7,5459
90	0,070108	0,0010361	2,3624	376,94	2660,3	1,1925	7,4805
95	0,084525	0,0010398	1,9832	397,99	2668,4	1,2500	7,4174
100	0,101325	0,0010437	1,6738	419,06	2676,3	1,3069	7,3564
110	0,14326	0,0010519	1,2106	461,32	2691,8	1,4185	7,2402
120	0,19854	0,0010606	0,89202	503,7	2706,6	1,5276	7,1310
130	0,27012	0,0010700	0,66851	546,3	2720,7	1,6344	7,0281
140	0,36136	0,0010801	0,50875	589,1	2734,0	1,7390	6,9307
150	0,47597	0,0010908	0,39261	632,2	2746,3	1,8416	6,8381
160	0,61804	0,0011022	0,30685	675,5	2757,7	1,9425	6,7498
170	0,79202	0,0011145	0,24259	719,1	2768,0	2,0410	6,6652
180	1,0027	0,0011275	0,19381	763,1	2777,1	2,1393	6,5838
190	1,2552	0,0011415	0,15631	807,5	2784,9	2,2356	6,5052
200	1,5551	0,0011565	0,12714	852,4	2791,4	2,3307	6,4289
210	1,9079	0,0011726	0,10422	897,8	2796,4	2,4247	6,3545
220	2,3201	0,0011900	0,08602	943,7	2799,9	2,5178	6,2819
230	2,7979	0,0012087	0,07143	990,3	2801,7	2,6102	6,2104
240	3,3480	0,0012291	0,05864	1037,5	2801,6	2,7021	6,1397
250	3,9776	0,0012513	0,05002	1085,8	2799,5	2,7936	6,0693
260	4,6940	0,0012756	0,04212	1135,0	2795,2	2,8850	5,9989
270	5,5051	0,0013025	0,03557	1185,4	2788,3	2,9766	5,9278
280	6,4191	0,0013324	0,03010	1237,0	2778,6	3,0687	5,8555
290	7,4448	0,0013659	0,02551	1290,3	2765,4	3,1616	5,7811
300	8,5917	0,0014041	0,02162	1345,4	2748,4	3,2559	5,7038
310	9,8697	0,0014480	0,01829	1402,9	2726,8	3,3522	5,6224
320	11,290	0,0014995	0,01544	1463,4	2699,6	3,4513	5,5356
330	12,865	0,0015614	0,01296	1527,5	2665,5	3,5546	5,4414
340	14,608	0,0016390	0,01078	1596,8	2622,3	3,6638	5,3365
350	16,537	0,0017407	0,008822	1672,9	2566,1	3,7816	5,2149
360	18,674	0,0018930	0,006970	1763,1	2485,7	3,9189	5,0603
370	21,053	0,0022310	0,004958	1896,2	2335,7	4,1198	4,8031

Tabelle 5.23. Thermodynamische Eigenschaften von Wasser und Wasserdampf im Sättigungszustand (Drucktafel) /3/

p MPa	$t$ °C	$v' \cdot 10^3$ $m^3 \cdot kg^{-1}$	$v''$ $m^3 \cdot kg^{-1}$	$h'$ $kJ \cdot kg^{-1}$	$h''$ $kJ \cdot kg^{-1}$	$s'$ $kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	$s''$ $kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
0,001	6,98	1,0001	129,208	19,33	2513,8	0,1060	8,9756
0,002	17,51	1,0012	67,006	13,45	2533,2	0,2606	8,7236
0,003	24,09	1,0027	45,668	101,00	2545,2	0,3543	8,5776
0,004	28,98	1,0040	34,803	121,41	2554,1	0,4224	8,4747
0,005	32,90	1,0052	28,196	157,77	2561,2	0,4762	8,3952
0,006	36,18	1,0064	23,742	151,50	2567,1	0,5209	8,3305
0,007	39,02	1,0074	20,532	153,38	2572,2	0,5591	8,2760
0,008	41,53	1,0084	18,106	173,87	2576,7	0,5926	8,2289
0,009	43,79	1,0094	16,206	183,28	2580,8	0,6224	8,1875
0,01	45,83	1,0102	14,676	191,84	2584,4	0,6493	8,1505
0,02	60,09	1,0172	7,6515	251,46	2609,6	0,8321	7,9092
0,03	69,12	1,0223	5,2308	289,31	2625,3	0,9441	7,7695
0,04	75,89	1,0265	3,9949	317,65	2636,8	1,0261	7,6711
0,05	81,35	1,0301	3,2415	340,57	2646,0	1,0912	7,5951
0,06	85,95	1,0333	2,7329	359,93	2653,6	1,1454	7,5332
0,07	89,96	1,0361	2,3658	376,77	2660,2	1,1921	7,4811
0,08	93,51	1,0387	2,0789	391,72	2666,0	1,2330	7,4360
0,09	96,71	1,0412	1,8701	405,21	2671,1	1,2796	7,3963
0,10	99,63	1,0434	1,6946	417,51	2675,7	1,3027	7,3608
0,15	111,37	1,0530	1,1597	467,13	2693,9	1,4336	7,2243
0,20	120,23	1,0608	0,88592	504,7	2706,9	1,5301	7,1286
0,25	127,43	1,0675	0,71881	535,4	2717,2	1,6072	7,0540
0,30	133,54	1,0735	0,60586	561,4	2725,5	1,6717	6,9930
0,35	138,88	1,0789	0,52425	584,3	2732,5	1,7273	6,9414
0,40	143,62	1,0839	0,46242	604,7	2738,5	1,7764	6,8966
0,45	147,92	1,0885	0,41392	623,3	2743,8	1,8204	6,8570
0,50	151,85	1,0928	0,37481	640,1	2748,5	1,8604	6,8215
0,6	158,84	1,1009	0,31556	670,4	2756,4	1,9308	6,7598
0,7	164,96	1,1082	0,27274	697,1	2762,9	1,9918	6,7074
0,8	170,42	1,1150	0,24030	720,9	2768,4	2,0457	6,6618
0,9	175,36	1,1213	0,21484	742,6	2773,0	2,0941	6,6212
1,0	179,88	1,1274	0,19430	762,6	2777,0	2,1382	6,5847
2,0	212,37	1,1766	0,09593	908,6	2797,4	2,4468	6,3373
3,0	233,84	1,2163	0,06662	1008,4	2801,9	2,6455	6,1832
4,0	250,33	1,2521	0,04974	1087,5	2799,4	2,7967	6,0670
5,0	263,92	1,2858	0,03941	1154,6	2792,8	2,9209	5,9712
6,0	275,56	1,3187	0,03241	1213,9	2783,3	3,0277	5,8878
8,0	294,98	1,3843	0,02349	1317,5	2757,5	3,2083	5,7430
10	310,96	1,4526	0,01800	1408,6	2724,4	3,3616	5,6143
12	324,64	1,5267	0,01425	1492,6	2684,8	3,4986	5,4930
14	336,63	1,6104	0,01149	1572,8	2638,3	3,6262	5,3737
16	347,32	1,7101	0,00933	1651,5	2583,7	3,7486	5,2455
18	356,96	1,8380	0,00753	1733,4	2514,4	3,8739	5,1135
20	365,71	2,0370	0,00587	1828,8	2413,8	4,0181	4,9338
22	373,68	2,6750	0,00376	2007,7	2192,5	4,2891	4,5748

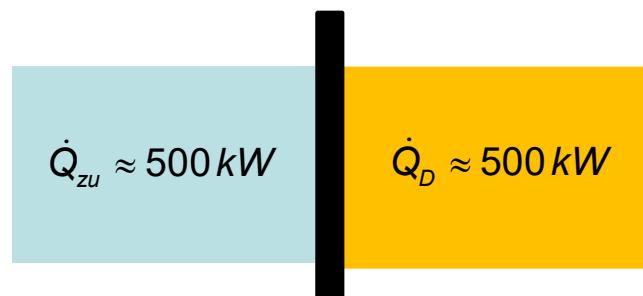
# Energiebilanz

Energie (Enthalpie) der Stoffströme



$$\sum_i \dot{H}_{zu,i} = \sum_j \dot{H}_{ab,j} \approx 800 \text{ kW}$$

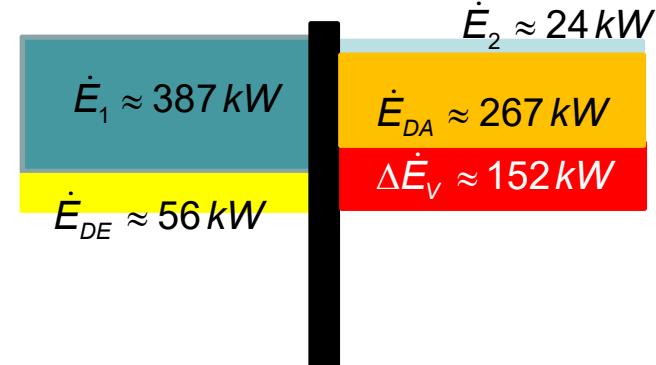
Übertragene Wärme



$$\dot{Q}_{zu} = \dot{Q}_{ab}$$

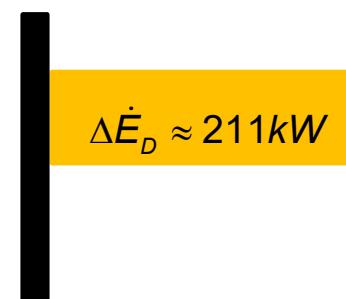
# Exergiebilanz

Exergie der Stoffströme



$$440 \text{ kW} = \sum_i \dot{E}_{zu,i} = \sum_j \dot{E}_{ab,j} + \Delta \dot{E}_V$$

Exergieänderung



$$\Delta \dot{E}_{RG} = \Delta \dot{E}_D + \Delta \dot{E}_V$$

# Exergie der Wärme und Thermodynamische Mitteltemperatur

Bilanzgleichung der Exergie

$$de + de_v = dw_t + \left(1 - \frac{T_u}{T}\right) dq = dw_t + de_q$$

Exergieverlust  
 $de_v = +T_u ds_{irr}$

Exergie der Wärme bei  $T = \text{const.}$  z.B.  $q_{12} = \Delta^{\alpha\beta} h \neq f(T)$

$$e_q = \int \left(1 - \frac{T_u}{T}\right) dq = \left(1 - \frac{T_u}{T}\right) q_{12} = \frac{T - T_u}{T} q_{12}$$

Exergie von Wärme mit gleitender Temperatur  $dq = c_n dT$

$$e_q = \int \left(1 - \frac{T_u}{T}\right) dq = \int_{T_1}^{T_2} \left(1 - \frac{T_u}{T}\right) c_n dT$$

Ziel: Berechnungsgleichung für eine Mitteltemperatur  $T_m$  für die gilt

$$e_q = \frac{T_m - T_u}{T_m} q_{12}$$

$$q_{12} = c_n (T_2 - T_1)$$

# Thermodynamische Mitteltemperatur

$$e_q = \left(1 - \frac{T_u}{T_m}\right) q_{12} = \int_1^2 1 - \frac{T_u}{T} dq \quad dq = c_n dT$$

$$\left(1 - \frac{T_u}{T_m}\right) q_{12} = \int_1^2 dq - \int_1^2 \frac{T_u}{T} dq = q_{12} - \int_{T_1}^{T_2} c_n \frac{T_u}{T} dT$$

$$\left(1 - \frac{T_u}{T_m}\right) q_{12} = q_{12} - c_n T_u \ln \frac{T_2}{T_1}$$

$$\frac{T_u}{T_m} q_{12} = c_n T_u \ln \frac{T_2}{T_1}$$

$$q_{12} = c_n (T_2 - T_1)$$

$$\frac{T_u}{T_m} c_n (T_2 - T_1) = c_n T_u \ln \frac{T_2}{T_1}$$

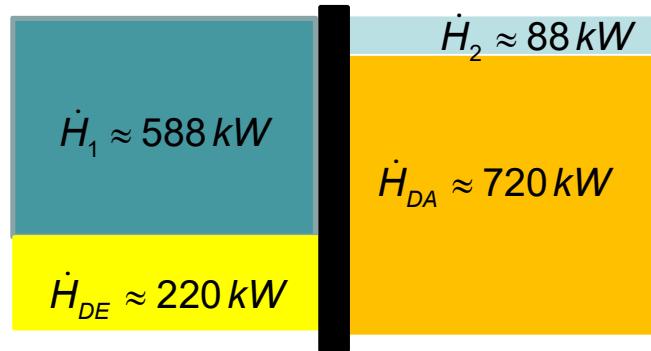
$$T_m = \frac{T_2 - T_1}{\ln \frac{T_2}{T_1}}$$

Thermodynamische  
Mitteltemperatur

$$T_m = \frac{\Delta h}{\Delta S} \quad \text{für isobare Prozesse}$$

# Energiebilanz

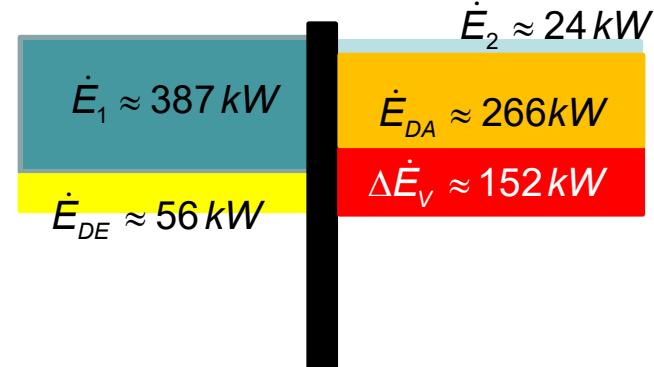
Energie (Enthalpie) der Stoffströme



$$\sum_i \dot{H}_{zu,i} = \sum_j \dot{H}_{ab,j} \approx 800 \text{ kW}$$

# Exergiebilanz

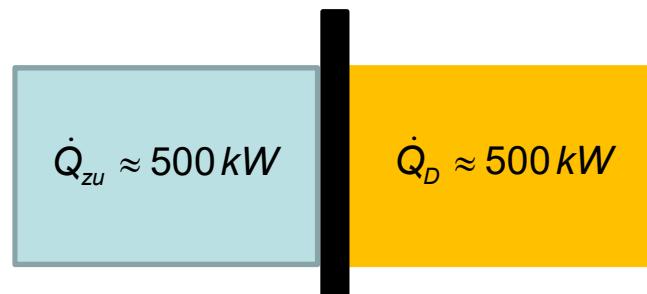
Exergie der Stoffströme



$$440 \text{ kW} = \sum_i \dot{E}_{zu,i} = \sum_j \dot{E}_{ab,j} + \Delta \dot{E}_V$$

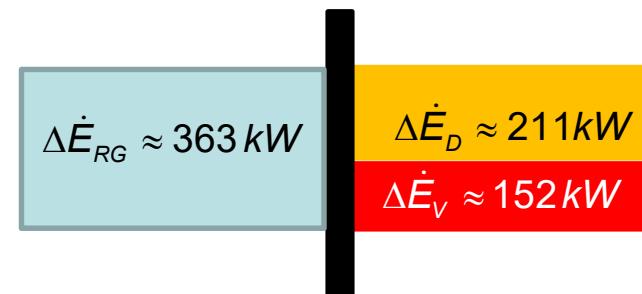
Berechnen Sie die Exergieänderung des Rauchgases bei der Abkühlung von  $t_1 = 1485 \text{ }^{\circ}\text{C}$  auf  $t_2 = 223 \text{ }^{\circ}\text{C}$  auf Basis der thermodynamischen Mitteltemperatur des abgegebenen Wärmestroms von  $= 500 \text{ kW}$ .

Übertragene Wärme



$$\dot{Q}_{zu} = \dot{Q}_{ab}$$

Exergieänderung



$$\Delta \dot{E}_{RG} = \Delta \dot{E}_D + \Delta \dot{E}_V$$

## ÜA1 Exergie+E.-Verlust/3

Eine Turbine entspannt Luft vom unter 1. genannten Turbineneintrittszustand auf den Druck  $p_2 = p_U = 100 \text{ kPa}$ . Berechnen Sie den energetischen und exergetischen Wirkungsgrad für

- a) reversibel adiabate Entspannung
- b) adiabate aber irreversible Entspannung mit einem Isentropenwirkungsgrad  $\eta_{is} = 0,8$ .
- c) Die Zustandsänderungen und der Exergieverlust sind im  $T,s$ -Diagramm darzustellen.

# Reversibel und irreversibel adiabate Turbinenentspannung

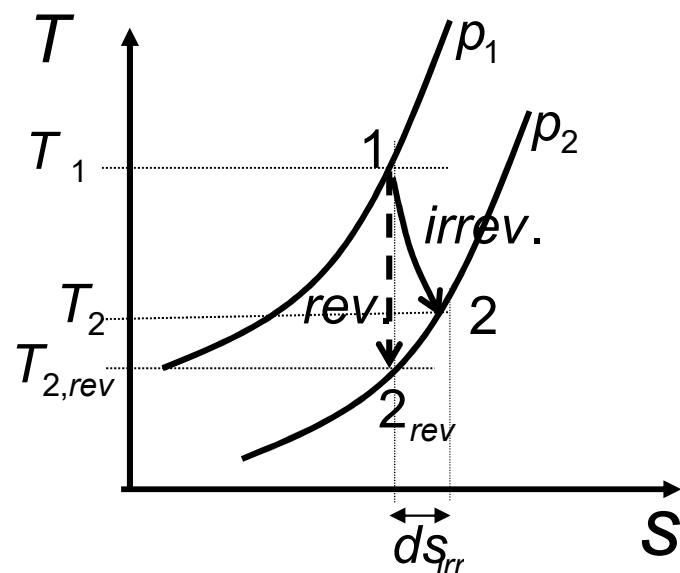
reversibel adiabate Entspannung:

$$T_{2\text{rev}} = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

$$w_{t\text{rev}} = h_{2\text{rev}} - h_1 = c_p (T_{2\text{rev}} - T_1)$$

adiabat und irreversibel:

$$ds = \frac{dw_{Diss}}{T} = ds_{irr} > 0$$



Isentropenwirkungsgrad, innerer Wirkungsgrad

$$\eta_{is,E} = \frac{w_t}{w_{t,rev}} = \frac{h_2 - h_1}{h_{2\text{rev}} - h_1}$$

$$T_2 = T_1 - \eta_{is,E} (T_1 - T_{2,rev})$$

$$dw_{Diss} = T \, ds_{irr}$$

Fläche unter der ZÄ = diss. Arbeit

# Entspannung in der Turbine (ÜA 1/3)

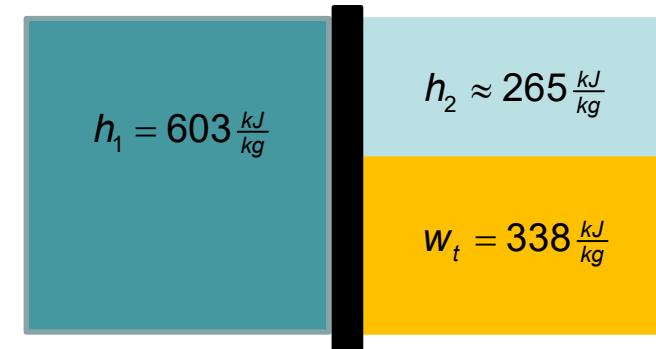
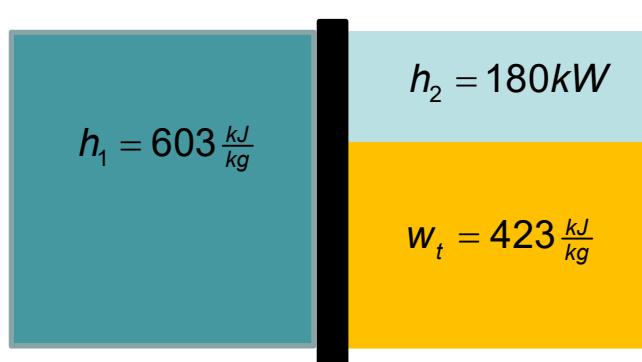
$$T_{2,rev} = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

Reversibel

## Energiebilanz

$$h_1 = h_2 + w_t$$

Irrversibel  $T_2 = T_1 - \eta_{is,E}(T_1 - T_{2,rev})$

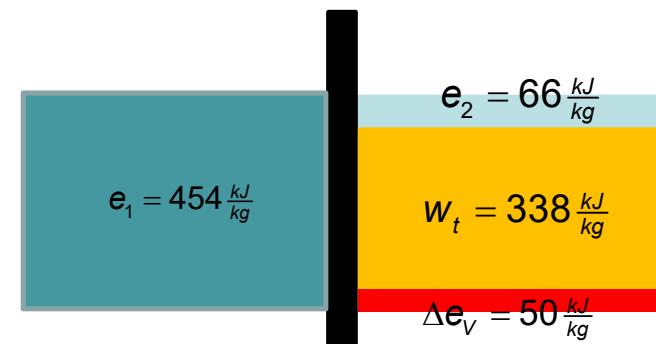
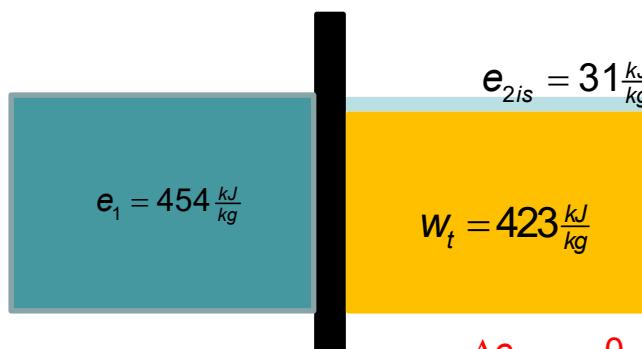


## Exergiebilanz

Reversibel

$$e_1 = e_2 + w_t + \Delta e_v$$

Irrversibel



# Zusammenfassung: Möglichkeiten der Exergie- Berechnung

Exergie der Wärme (abgeleitet aus Carnot-Prozess)

$$\dot{E}_Q = \frac{T_m - T_U}{T_m} \dot{Q}$$

$$e_q = \frac{T_m - T_U}{T_m} q_{12} = \tau q_{12}$$

Carnot-  
Faktor

$$T_m = \frac{T_2 - T_1}{\ln \frac{T_2}{T_1}}$$

Exergie von Stoffströmen (geleistete Arbeit bei rev. Überführung in den Umgebungsanstand)

$$\dot{E} = \dot{m} [h - h_U - T_U(s - s_U)]$$

allgemein

$$e = c_p (T - T_U) - T_U \left[ c_p \ln \frac{T}{T_U} - R_K \ln \frac{p}{p_U} \right]$$

id. Gas

Exergieänderung bei isobarer ZÄ (Wärmeübertragung)

$$\Delta e = \Delta h - T_U \Delta s$$

$$T_m = \frac{T_2 - T_1}{\ln \frac{T_2}{T_1}} = \left( \frac{\Delta h}{\Delta s} \right)_{p=const.}$$

$$\Delta e = \Delta h - T_U \frac{\Delta h}{T_m}$$

$$\Delta e = \left[ 1 - \frac{T_U}{T_m} \right] \Delta h = \frac{T_m - T_U}{T_m} \Delta h = \tau \Delta h$$

Mitteltemperatur und Carnot-Faktor  
lassen sich auch auf Stoffströme anwenden

# Exergie von Brennstoffen

Energie der Brennstoffe ist chemische Energie, die bei sehr hoher Temperatur bereitgestellt werden kann (z.B. durch Luftvorwärmung bei der Verbrennung)

$$H_i = -\Delta^R h \quad e_q = \left[ \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{T - T_U}{T} \right] \Delta^R h = 1 \Delta^R h$$

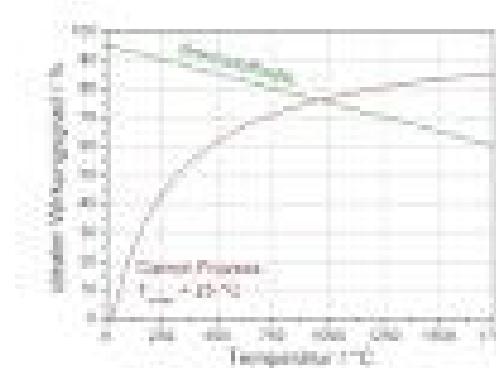
$$e_B \approx H_i = \Delta^R h \quad \text{etwas genauer:} \quad e_B \approx H_i + W \Delta^{LV} h$$

Sobald die Verbrennungswärme in fühlbare, nur noch bei abnehmender Temperatur nutzbare Wärme umgewandelt ist, steht diese Exergie nicht mehr vollständig zur Verfügung.

Brennstoffzellen: direkte Umwandlung der chemischen Energie in Arbeit (Strom) durch Umleitung der an der Reaktion beteiligten Elektronen.  
Je niedriger die Temperatur der dabei abgegebenen Wärme, desto höher der Wirkungsgrad der BZ.

$$W_{el} \approx e_{chem} - e_q$$

$$e_q = \frac{T - T_U}{T} q$$





Hochschule für Technik  
und Wirtschaft Berlin

*University of Applied Sciences*



# **Master Regenerative Energien Regenerative Wärmetechnik**

2. Energetische und exergetische Bewertung der Verbrennung

# **Grundlagen Verbrennung**

- Wesentlichste Quelle für Bereitstellung von Hochtemperaturwärme,
  - Wärmequelle für arbeitsleistende Kreisprozesse
  - Wärmebereitstellung im Heizkessel oder Heizwerk
- Verbrennung: Hochtemperaturreaktion mit Luft oder Sauerstoff
- chemische Umsetzung (thermochemische Umwandlung) des Brennstoffes mit Sauerstoff bis zur höchsten Oxidationsstufe ( $\text{CO}_2$  ,  $\text{H}_2\text{O}$ )
- Reaktionsgleichgewicht vollständig auf Seite der Produkte („irreversible“ Reaktion)
- Brennstoffenergie ist gespeicherte chemische Energie

# Heizwert und Brennwert

- Reaktionswärme bei isobar-isothermer Reaktion  $p_0 = 101,3 \text{ kPa}$ ,  $t = 25^\circ\text{C}$   
alle Stoffe liegen vor bzw. nach der Reaktion bei  $t = 25^\circ\text{C}$  vor
- Reaktionsenthalpie der vollständigen Verbrennungsreaktion wird aus den tabellierten Bildungsgrößen der beteiligten Stoffe ermittelt
- Heizwert und Brennwert können in stoffmengen-, massen- oder volumenabhängiger Form angegebenen werden



$$H_V = H_i \rho_0 \quad \rho_{0,H_2} = 0,09 \text{ kg/m}^3 \quad H_{i,V_{H_2}} = H_i \rho_0 = 10,8 \frac{\text{MJ}}{\text{m}^3}$$

Volumetrische Heizwerte sind besonders für mobile Anwendungen mit begrenztem Platzangebot wichtige Vergleichsgröße

$$\text{Methan : } H_{i,V} = 36 \frac{\text{MJ}}{\text{m}^3} \approx 50 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}$$

- Temperaturabhängigkeit der Reaktionsenthalpie wird für Heiz/Brennwert vernachlässigt  $H_{i,25^\circ\text{C}} = H_{i,0^\circ\text{C}}$

# Heizwert und Brennwert (I)

- Bei Brennstoffen, die Wasserstoff enthalten (fast alle) spielt es für die Reaktionsenthalpie eine Rolle, ob das entstehende „Reaktionswasser“ gasförmig (als Wasserdampf) oder flüssig vorliegt



$$\Delta(\Delta^R \bar{h}) = -43,9 \frac{\text{MJ}}{\text{kmol}} = 2440 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = \Delta^{LV} h_{H_2O, 25^\circ\text{C}}$$

- Die Differenz zwischen Heizwert und Brennwert des trockenen Brennstoffes entspricht der Kondensationsenthalpie des entstandenen „Reaktionswassers“
- Für feuchte Brennstoffe vergrößert sich die Differenz zwischen Heizwert und Brennwert um den Betrag der Kondensationsenthalpie der „Brennstofffeuchte“

# Heizwert und Brennwert (II)

- **Heizwert**  $H_i$ : (i –inferior , früher  $H_U$ )

**Wasserdampfanteil im Gas vollständig gasförmig**  
(Reaktionswasser + Brennstofffeuchte)

Theoretischer Wert, weil in der Regel der Wasseranteil im Rauchgas so hoch ist, dass ein Teil der Feuchte bei 25 °C auskondensiert.

- **Brennwert**  $H_s$ : (s – superior, früher  $H_O$ , oberer Heizwert)

**Wasseranteil im Rauchgas vollständig flüssig**  
(Reaktionswasser + Brennstofffeuchte)

Theoretischer Wert, weil das Rauchgas bei 25 °C feuchtegesättigt vorliegt, und damit noch ein Teil des Wassers gasförmig ist.

# Wassergehalt des Brennstoffs

$m_B$  – Masse Brennstoff im Verwendungszustand (feucht)

$m_{tB}$  – Masse trockener Brennstoff

Feuchte - Beladungsgröße

$$u = \frac{m_w}{m_{tB}} \quad 0 \leq u \leq \infty$$

$$m_{tB} = m_B(1-W)$$

Wasseranteil - Anteilssgröße

$$W = \frac{m_w}{m_B} \quad 0 \leq W \leq 1$$

Umrechnung Wasseranteil  $\leftrightarrow$  Feuchte

$$u = \frac{m_w}{m_B(1-W)} = \frac{W}{1-W}$$

$$W = \frac{u}{1+u}$$

Umrechnung Massenanteile der Elemente im feuchten  $\leftrightarrow$  trockenen (') Brennstoff

$$C = \frac{m_c}{m_B} = \frac{m_c}{m_{tB}/(1-W)} = C'(1-W)$$

$$C' = \frac{C}{(1-W)} = \frac{m_c}{m_{tB}}$$

$$\sum_i \xi_i = 1$$

$$C + H + S + N + \dots + W + A = 1$$

$$W' = 0$$

# Heiz/Brennwert von Brennstoffgemischen

- Flüssige und gasförmige Stoffgemische  
endliche Anzahl von identifizierbaren Einzelkomponenten  
Brennwert = gewichtetes Mittel der Brennwerte der Einzelkomponenten

$$H_{i_{\text{Gemisch}}} =$$

$$H_{i,V_{\text{Gemisch}}} =$$

- Feste Brennstoffen (Kohle, Biomasse)  
Einzelverbindungen oftmals nicht ausreichend identifiziert
- Experimentelle Bestimmung Brennwertkalorimeter
- Tabellenwerke
- Näherungsgleichungen in Abhängigkeit von der Elementarzusammensetzung
- z.B. Näherungsgleichung von Boie

$$\frac{H_{i,t}}{\text{MJ / kg}} = 34,8C' + 93,9H' - 10,5S' + 6,3N' - 10,8O'$$

# Elementarzusamme

Elementarzusammensetzung:  
Massenanteile der Elemente  
für trockenen Brennstoff  
(Index oder *wf* - wasserfrei  
oder *atro* - absolut trocken )

Nicht brennbare  
mineralischen Anteile werden  
manchmal als Aschegehalt  
zusammengefasst

**Tabelle 9.3** Gehalte an Hauptelementen in naturbelassenen Biomasse-Festbrennstoffen im Vergleich zu Stein- und Braunkohle (Mittelwerte nach /9-72/, Kohle nach /9-186/)

Brennstoff/Biomasseart	C	H	O	N	K	Ca	Mg	P	S	Cl
	in % der Trockenmasse									
Steinkohle	72,5	5,6	11,1	1,3					0,94	<0,13
Braunkohle	65,9	4,9	23,0	0,7					0,39	<0,1
Fichtenholz (mit Rinde)	49,8	6,3	43,2	0,13	0,13	0,70	0,08	0,03	0,015	0,005
Buchenholz (mit Rinde)	47,9	6,2	45,2	0,22	0,15	0,29	0,04	0,04	0,015	0,006
Pappelholz (Kurzumtrieb)	47,5	6,2	44,1	0,42	0,35	0,51	0,05	0,10	0,031	0,004
Weidenholz (Kurzumtrieb)	47,1	6,1	44,3	0,54	0,26	0,68	0,05	0,09	0,045	0,004
Rinde (Nadelholz)	51,4	5,7	38,7	0,48	0,24	1,27	0,14	0,05	0,085	0,019
Roggengstroh	46,6	6,0	42,1	0,55	1,68	0,36	0,06	0,15	0,085	0,40
Weizenstroh	45,6	5,8	42,4	0,48	1,01	0,31	0,10	0,10	0,082	0,19
Triticalestroh	43,9	5,9	43,8	0,42	1,05	0,31	0,05	0,08	0,056	0,27
Cierstenstroh	47,5	5,8	41,4	0,46	1,38	0,49	0,07	0,21	0,089	0,40
Rapsstroh	47,1	5,9	40,0	0,84	0,79	1,70	0,22	0,13	0,27	0,47
Maisstroh	45,7	5,3	41,7	0,65					0,12	0,35
Sonnenblumenstroh	42,5	5,1	39,1	1,11	5,00	1,90	0,21	0,20	0,15	0,81
Hanfstroh	46,1	5,9	42,5	0,74	1,54	1,34	0,20	0,25	0,10	0,20
Roggenganzpflanzen	48,0	5,8	40,9	1,14	1,11		0,07	0,28	0,11	0,34
Weizenganzpflanzen	45,2	6,4	42,9	1,41	0,71	0,21	0,12	0,24	0,12	0,09
Triticaleganzpflanzen	44,0	6,0	44,6	1,08	0,90	0,19	0,09	0,22	0,18	0,14
Roggenkörner	45,7	6,4	44,0	1,91	0,66		0,17	0,49	0,11	0,16
Weizenkörner	43,6	6,5	44,9	2,28	0,46	0,05	0,13	0,39	0,12	0,04
Triticalekörner	43,5	6,4	46,4	1,68	0,62	0,06	0,10	0,35	0,11	0,07
Rapskörner	60,5	7,2	23,8	3,94					0,10	
Miscanthus	47,5	6,2	41,7	0,73	0,72	0,16	0,06	0,07	0,15	0,22
Landschaftspflegeheu	45,5	6,1	41,5	1,14	1,49	0,50	0,16	0,19	0,16	0,31
Rohrschwingel	41,4	6,3	43,0	0,87	1,94	0,38	0,17	0,17	0,14	0,50
Weidelgras	46,1	5,6	38,1	1,34					0,14	1,39
Straßengrasschnitt	37,1	5,1	33,2	1,49	1,30	2,38	0,63	0,19	0,19	0,88

# Brennwerte für Biogaskomponenten

Tabelle 5-19: Brennwerte nach Boie [Boie 57] aus der Elementaranalyse berechnet und experimentell ermittelte Brennwerte von Gülle (Rind und Schwein, 1:2), Fermenterinhalt, Maissilage, GPS und CCM

		Gülle	Fermen- terinhalt	Mais- silage	GPS	CCM
Brennwert, Berechnung	MJ/kg	0,85	1,23	6,24	6,37	12,05
Brennwert, Experiment	MJ/kg	0,87	1,37	5,72	5,59	11,26
Prozentuale Abweichung	%	-2,75	-10,42	9,23	13,99	6,99

Quelle: M. Gerber S.88  
Ganzheitliche stoffliche und energetische Modellierung des  
Biogasbildungsprozesses  
Dissertation Ruhr-Uni Bochum 2009

## Heizwert (trocken/feucht)

$H_{i,t}$  - Heizwert (trocken) z.B. nach Boie

$$\frac{H_{i,t}}{\text{MJ / kg}} = 34,8C' + 93,9H' + 10,5S' + 6,3N' - 10,8O'$$

$$m_B H_i = m_{tB} H_{i,t} - m_W \Delta^{LV} h$$

$$H_i = (1-W)H_{i,t} - \Delta^{LV} h \cdot W$$

Wasseranteil im Brennstoff brennt nicht,  
muss aber verdampft werden  
(Gasaustritt vollständig gasförmig)

$$\Delta^{LV} h_{25^\circ\text{C}} = 2,44 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}$$

$H_i$  – Heizwert, feucht (im Verwendungszustand)

$$H_i = (1-W)H_{i,t} - 2,44 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} \cdot W$$

$$H_i = (1-W) \left[ 34,8 \frac{C}{1-W} + 93,9 \frac{H}{1-W} \dots \right] - 2,44 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} \cdot W$$

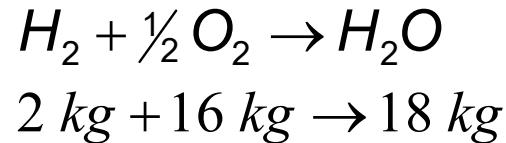
$$C' = \frac{C}{(1-W)}$$

$$\frac{H_i}{\text{MJ / kg}} = 34,8C + 93,9H + 0,5S + 6,3N - 10,8O - 2,44 W$$

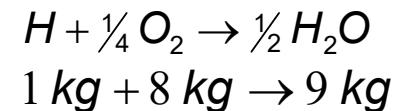
**Heizwert** z.B. nach Boie  
gilt mit  $W' = 0$  auch für  
trockenen Brennstoff

# Zusammenhang Heizwert – Brennwert

Reaktionswasser entsteht (auch bei trockenem Brennstoff)  
durch Verbrennung (Oxidation) des enthaltenen Wasserstoffs



$$\frac{m_{H_2O}}{m_{H_2}} = \frac{18}{2} = 9 = \frac{m_{H_2O}}{m_H}$$



Brennwert<sub>(trocken)</sub> = Heizwert<sub>(trocken)</sub> + Kondensationsenthalpie des Reaktionswassers

$$H_{s,t} = H_{i,t} + \Delta^{LV} h \cdot \frac{m_{H_2O}}{m_{tB}}$$

$$\frac{m_{H_2O}}{m_{tB}} = \frac{m_{H_2O}}{m_H} \cdot \frac{m_H}{m_{tB}} = 9 \cdot H'$$

H' - Wasserstoffanteil  
im Brennstoff  
(Elementaranalyse)

$$\Delta^{LV} h_{25^\circ C} = 2,44 \frac{MJ}{kg}$$

$$2,440 \cdot 9 \approx 22$$

**$H_{s,t}$  – Heizwert, feucht (im Verwendungszustand)**

$$\frac{H_{s,t}}{MJ / kg} = \frac{H_{i,t}}{MJ / kg} + 22 \cdot H'$$

$$\text{Brennwert} = \text{Heizwert} + 22H'$$

**$H_s$  – Brennwert, feucht (im Verwendungszustand)**

$$H_s = (1 - W) H_{s,t}$$

Wasseranteil brennt nicht und ist  
im Brennstoff **und** im Rauchgas flüssig

# Zusammenfassung $H_{i/s}$

Berechnungsgleichungen anhand Elementaranalyse (Verbundgleichungen, z.B. nach Boie)

**Heizwert  $H_i$** , gilt mit  $W' = 0$  auch für  $H_{i,t}$

$$\frac{H_i}{MJ / kg} = 34,8C + 93,9H + 10,5S + 6,3N - 10,8O - 2,44 W$$

**Brennwert  $H_s$** , gilt auch für  $H_{s,t}$

$$\frac{H_s}{MJ / kg} = 34,8C + (93,9 + 22)H + 10,5S + 6,3N - 10,8O$$

$$\frac{H_{s,t}}{MJ / kg} = \frac{H_{i,t}}{MJ / kg} + 22 \cdot H'$$

$$\text{Brennwert} = \text{Heizwert} + 22H'$$

Feuchter und trockener Brennstoff

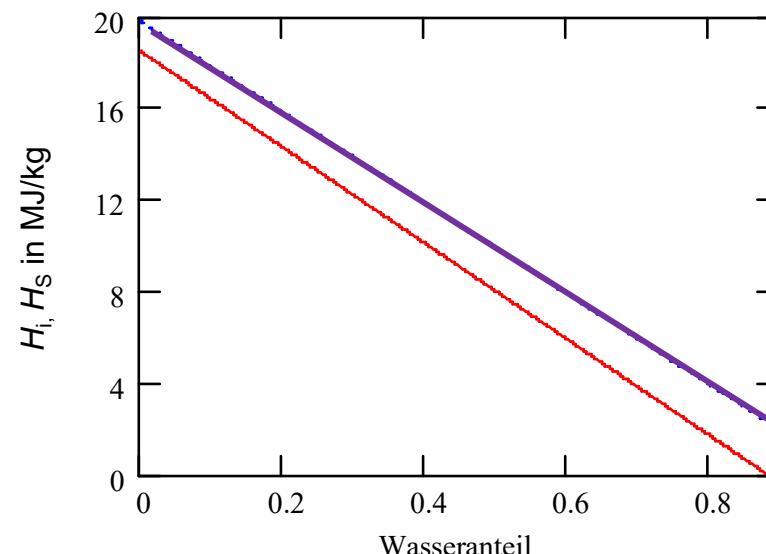
**Heizwert, feucht  $H_i$**

$$H_i = (1 - W)H_{i,t} - 2,44 \frac{MJ}{kg} \cdot W$$

Tabellenwerte sind meist Heizwert, trocken

**Brennwert, feucht  $H_s$**

$$H_s = (1 - W)H_{s,t}$$



## ÜA 2 Bewertung Verbrennung/1

Trockenes Holz kann durch die Summenformel C H<sub>1,44</sub> O<sub>0,66</sub> bzw. durch die Massenzusammensetzung von C' : H' : O' = 50 : 6 : 44 charakterisiert werden.

Bestimmen Sie Heizwert und Brennwert des trockenen Brennstoffes (Heizwert mit Hilfe der Näherungsgleichung von Boie).

Welche Werte haben Holzfeuchte, Heizwert und Brennwert bei einem Wasseranteil des Holzes von W = 40%?.

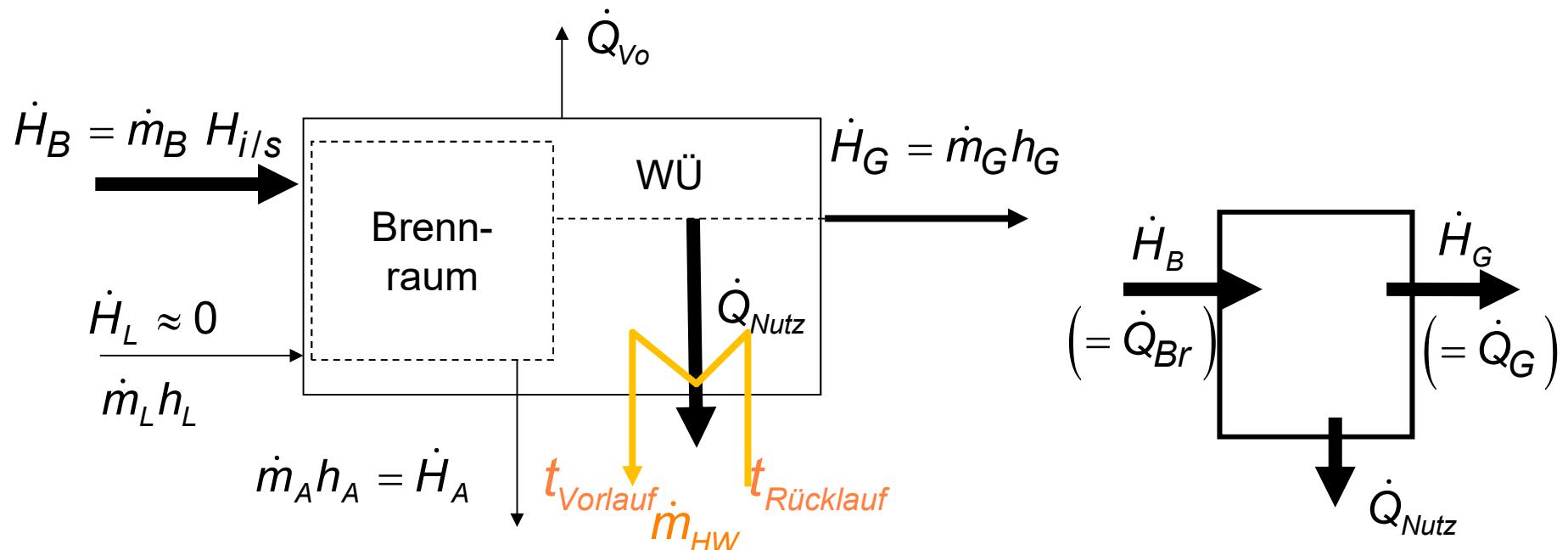
**Tabelle 9.3** Gehalte an Hauptelementen in naturbelassenen Biomasse-Festbrennstoffen im Vergleich zu Stein- und Braunkohle (Mittelwerte nach /9-72/, Kohle nach /9-186/)

Brennstoff/Biomasseart	C	H	O	N	K	Ca	Mg	P	S	Cl
	in % der Trockenmasse									
Steinkohle	72,5	5,6	11,1	1,3				0,94	<0,13	
Braunkohle	65,9	4,9	23,0	0,7				0,39	<0,1	
Fichtenholz (mit Rinde)	49,8	6,3	43,2	0,13	0,13	0,70	0,08	0,03	0,015	0,005
Buchenholz (mit Rinde)	47,9	6,2	45,2	0,22	0,15	0,29	0,04	0,04	0,015	0,006
Pappelholz (Kurzumtrieb)	47,5	6,2	44,1	0,42	0,35	0,51	0,05	0,10	0,031	0,004
Weidenholz (Kurzumtrieb)	47,1	6,1	44,3	0,54	0,26	0,68	0,05	0,09	0,045	0,004
Rinde (Nadelholz)	51,4	5,7	38,7	0,48	0,24	1,27	0,14	0,05	0,085	0,019
Roggenstroh	46,6	6,0	42,1	0,55	1,68	0,36	0,06	0,15	0,085	0,40
Weizeastroh	45,6	5,8	42,4	0,48	1,01	0,31	0,10	0,10	0,082	0,19
Triticalestroh	43,9	5,9	43,8	0,42	1,05	0,31	0,05	0,08	0,056	0,27
Gerstenstroh	47,5	5,8	41,4	0,46	1,38	0,49	0,07	0,21	0,089	0,40
Rapsstroh	47,1	5,9	40,0	0,84	0,79	1,70	0,22	0,13	0,27	0,47
Maisstroh	45,7	5,3	41,7	0,65				0,12	0,35	
Sonnenblumenstroh	42,5	5,1	39,1	1,11	5,00	1,90	0,21	0,20	0,15	0,81
Hanfstroh	46,1	5,9	42,5	0,74	1,54	1,34	0,20	0,25	0,10	0,20
Roggenganzpflanzen	48,0	5,8	40,9	1,14	1,11		0,07	0,28	0,11	0,34
Weizenganzpflanzen	45,2	6,4	42,9	1,41	0,71	0,21	0,12	0,24	0,12	0,09
Triticaleganzpflanzen	44,0	6,0	44,6	1,08	0,90	0,19	0,09	0,22	0,18	0,14
Roggenkörner	45,7	6,4	44,0	1,91	0,66		0,17	0,49	0,11	0,16
Weizenkörner	43,6	6,5	44,9	2,28	0,46	0,05	0,13	0,39	0,12	0,04
Triticalekörner	43,5	6,4	46,4	1,68	0,62	0,06	0,10	0,35	0,11	0,07
Rapskörner	60,5	7,2	23,8	3,94				0,10		
Misanthus	47,5	6,2	41,7	0,73	0,72	0,16	0,06	0,07	0,15	0,22
Landschaftspflegeheu	45,5	6,1	41,5	1,14	1,49	0,50	0,16	0,19	0,16	0,31
Rohrschwingel	41,4	6,3	43,0	0,87	1,94	0,38	0,17	0,17	0,14	0,50
Weidelgras	46,1	5,6	38,1	1,34				0,14	1,39	
Straßengrasschnitt	37,1	5,1	33,2	1,49	1,30	2,38	0,63	0,19	0,19	0,88

**Tabelle 9.6** Verbrennungstechnische Kenndaten von naturbelassenen Stoffen im Vergleich zu Stein- und Braunkohle (Mittelwerte nach jeweils bezogen auf die wasserfreie Substanz)

Brennstoff/ Biomasseart	Heiz- wert in MJ/kg	Brenn- wert in MJ/kg	Asche- gehalt in %		flüchtige Bestand- teile in %
			Steinkohle	Braunkohle	
Steinkohle	29,7 <sup>c</sup>				8,3
Braunkohle	20,6 <sup>c</sup>				5,1
Fichtenholz (mit Rinde)	18,8	20,2	0,6	82,9	
Buchenholz (mit Rinde)	18,4	19,7	0,5	84,0	
Pappelholz (Kurzumtrieb)	18,5	19,8	1,8	81,2	
Weidenholz (Kurzumtrieb)	18,4	19,7	2,0	80,3	
Rinde (Nadelholz)	19,2	20,4	3,8	77,2	
Roggenstroh	17,4	18,5	4,8	76,4	
Weizenstroh	17,2	18,5	5,7	77,0	
Triticalestroh	17,1	18,3	5,9	75,2	
Gerstenstroh	17,5	18,5	4,8	77,3	
Rapsstroh	17,1	18,1	6,2	75,8	
Maisstroh	17,7	18,9	6,7	76,8	
Sonnenblumenstroh	15,8	16,9	12,2	72,7	
Hanfstroh	17,0	18,2	4,8	81,4	
Roggenganzpflanzen	17,7	19,0	4,2	79,1	
Weizenganzpflanzen	17,1	18,7	4,1	77,6	
Triticaleganzpflanzen	17,0	18,4	4,4	78,2	
Roggenkörner	17,1	18,4	2,0	80,9	
Weizenkörner	17,0	18,4	2,7	80,0	
Triticalekörner	16,9	18,2	2,1	81,0	
Rapskörner	26,5		4,6	85,2	
Misanthus	17,6	19,1	3,9	77,6	
Landschaftspflegeheu	17,4	18,9	5,7	75,4	
Rohrschwingel	16,4	17,8	8,5	72,0	
Weidelgras	16,5	18,0	8,8	74,8	
Straßengrasschnitt	14,1	15,2	23,1	61,7	

# Massen- und Energiebilanz Heizkessel



- Stoffgebundene Energieströme sind Enthalpieströme
- Wärme wird infolge einer Temperaturdifferenz über die Systemgrenze übertragen

Abgasenthalpie (als id. Gas)

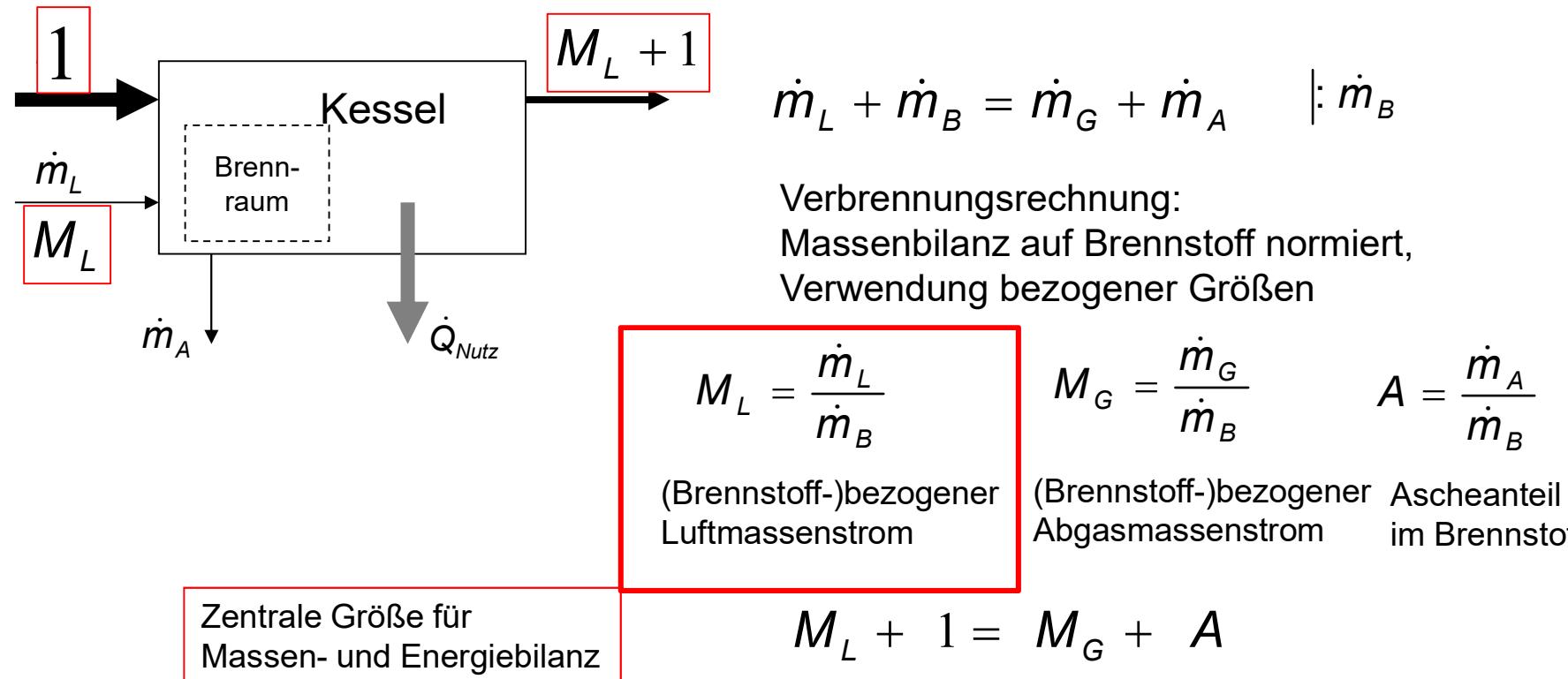
$$\dot{H}_G = \dot{m}_G c_{pG} (t_G - t_0)$$

Ohne Berücksichtigung von Kondensation

Nutzwärme

$$\dot{Q}_{Nutz} = \Delta \dot{H}_W = \dot{m}_{HW} \Delta h = \dot{m}_{HW} c_p (t_V - t_R)$$

# Massenbilanz

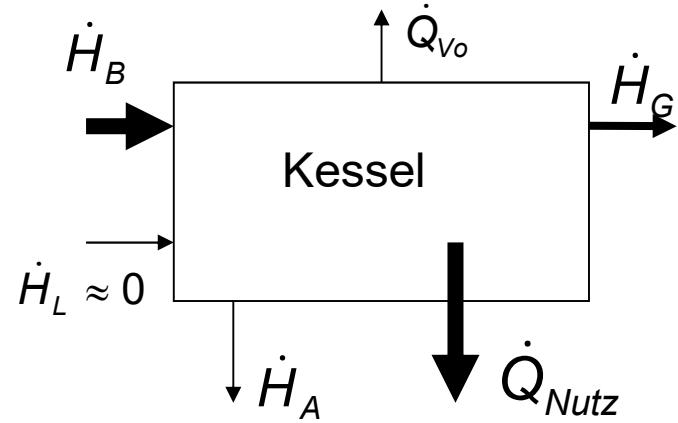


$$M_G = M_L + (1 - A)$$

bzw. vereinfachte Massenbilanz ( $A = 0$ )

$$M_G = M_L + 1$$

# Energiebilanz und Wirkungsgrad



$$\dot{H}_L + \dot{H}_B = \dot{Q}_{Nutz} + \dot{H}_G + \dot{Q}_{Vo} + \dot{H}_A$$

$$\dot{m}_L h_L + \dot{m}_B H_i = \dot{Q}_{Nutz} + \dot{m}_G h_G + \dot{Q}_{Vo} + \dot{m}_A h_A$$

$$\dot{H}_L + \dot{H}_B = \dot{Q}_{Nutz} + \dot{Q}_{V,ges}$$

Vereinfachte Energiebilanz ( $h_L = 0$ )

$$\dot{H}_B = \dot{Q}_{Nutz} + \dot{Q}_{V,ges}$$

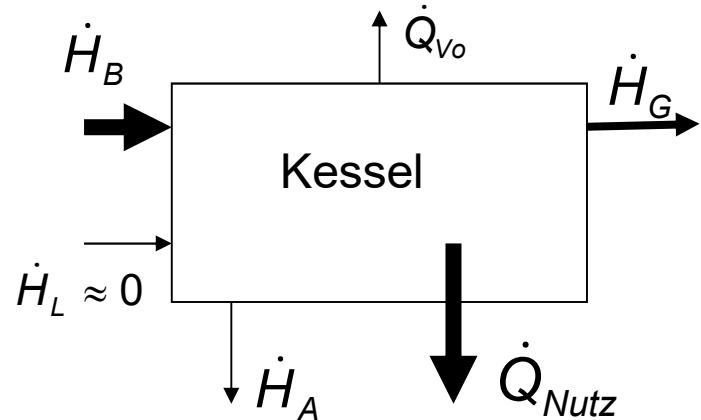
$$\dot{Q}_{Nutz} = \dot{H}_B - \dot{Q}_{V,ges}$$

Wirkungsgradgrad

$$\eta = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}}$$

$$\eta_K = \frac{\dot{Q}_{Nutz}}{\dot{H}_B} = \frac{\dot{Q}_{Nutz}}{\dot{m}_B H_{i/s}}$$

# Wirkungsgrad und Verlustgrad



Wirkungsgradgrad

$$\eta_K = \frac{N}{A} = \frac{\dot{Q}_{Nutz}}{\dot{H}_B}$$

$$= \frac{\dot{H}_B - \dot{Q}_{V,ges}}{\dot{H}_B} = 1 - \frac{\dot{Q}_{V,ges}}{\dot{H}_B}$$

Verlustgrad – erlaubt Betrachtung von Einzelverlusten  
ein Nutzen, aber viele Einzelverluste

$$\varepsilon_V = \frac{\text{Verlust}}{\text{Aufwand}} \quad \eta_K = 1 - \sum_i \varepsilon_{V,i}$$

$$\eta_K = \frac{\dot{Q}_{Nutz}}{\dot{H}_B} = \frac{\dot{H}_B - \dot{H}_G - \dot{Q}_{V_o} - \dot{H}_A}{\dot{H}_B} = 1 - \frac{\dot{H}_G}{\dot{H}_B} - \frac{\dot{Q}_{V_o}}{\dot{H}_B} - \frac{\dot{H}_A}{\dot{H}_B}$$

$$\boxed{\eta_K = 1 - \sum_i \varepsilon_{V,i}} = 1 - \varepsilon_{V,G} - \varepsilon_{V,Q_v} - \varepsilon_{V,Asche}$$

# Wirkungsgrad und Jahresnutzungsgrad

Wirkungsgradgrad

Verluste ausschließlich durch Abgas

$$\eta_K = \frac{\dot{Q}_{Nutz}}{\dot{m}_B H_i} = 1 - \frac{\dot{Q}_V}{\dot{m}_B H_i} = 1 - \frac{\dot{m}_G c_{pG} (T_G - T_0)}{\dot{m}_B H_i} \quad \frac{\dot{m}_G}{\dot{m}_B} = M_G = M_L + 1 - A$$

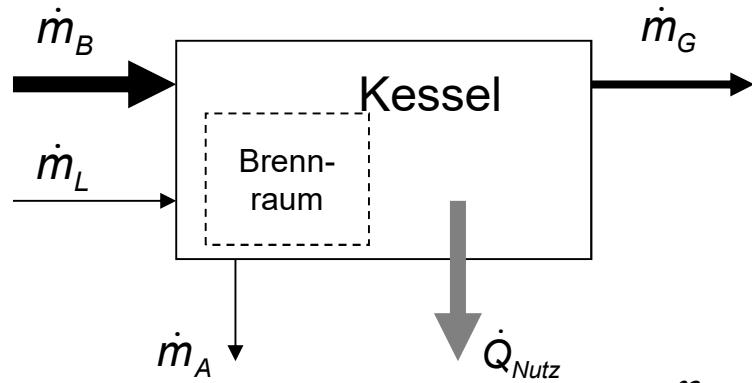
$$\eta_K = 1 - \frac{M_G c_{pG} (T_G - T_0)}{H_i} = 1 - \frac{(M_L + 1 - A) c_{pG} (T_G - T_0)}{H_i}$$

Jahresnutzungsgrad

$$\eta_{JN} = \frac{\int \dot{Q}_{Nutz} d\tau}{\int \dot{m}_B H_i d\tau}$$

Bezieht zusätzliche Verluste aus Teillastbetrieb und Stillstandszeiten mit ein

## ÜA 2 Bewertung Verbrennung/2



$$M_L + 1 = A + M_G$$

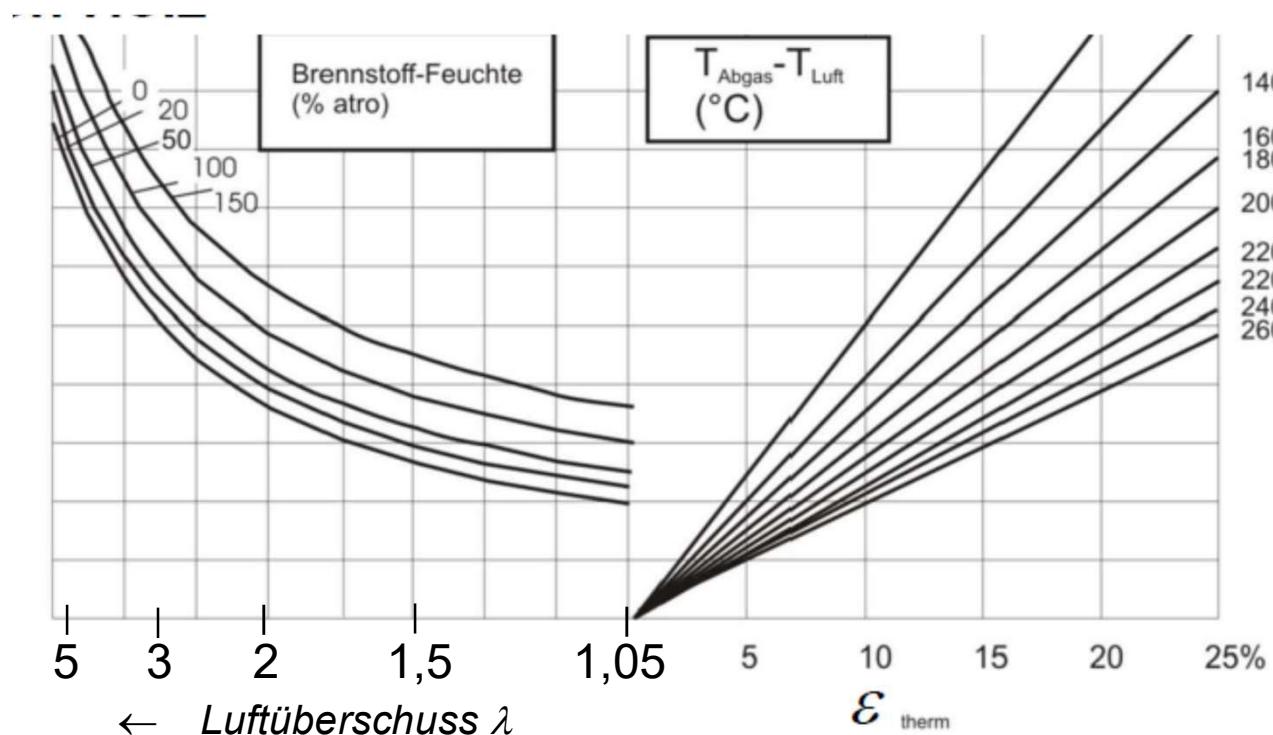
$$M_L = \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_B} \quad M_G = \frac{\dot{m}_G}{\dot{m}_B} \quad A = \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B}$$

$$\eta_K = \frac{\dot{Q}_{Nutz}}{\dot{m}_B H_i} = 1 - \frac{\dot{m}_G c_{pG}(T_G - T_0)}{\dot{m}_B H_i} = 1 - \frac{M_G c_{pG}(T_G - T_0)}{H_i}$$

Ein Verbraucher benötigt kontinuierlich einen Wärmestrom  $\dot{Q}_{Nutz} = 500 \text{ kW}$ , der durch eine Holzhackschnitzel-Heizung bereitgestellt wird. Der feuchte Brennstoff hat einen Heizwert von  $H_i = 10 \text{ MJ/kg}$ , zur Verbrennung wird pro kg Brennstoff eine Luftmenge von 4,6 kg benötigt. (Die Angaben zu Brennstoff und Luftmenge beziehen sich auf Holz,  $W = 0,4$  und  $\lambda = 1,3$ ) Berechnen Sie die benötigten Brennstoff- und Luft- und Abgas-Massenströme, wenn der Ofen mit einem Kesselwirkungsgrad  $\eta_K = 0,85$  arbeitet. Die mittlere spezifische Wärmekapazität des Abgases kann mit  $c_{pGm} = 1,2 \text{ kJ/(kg K)}$  angenommen werden. Mit welcher Temperatur tritt das Abgas aus dem Kessel aus, wenn davon ausgegangen wird, dass die Verluste ausschließlich durch den Abgasstrom verursacht werden?

## Verluste durch Abgabe der heißen Rauchgase an die Umgebung

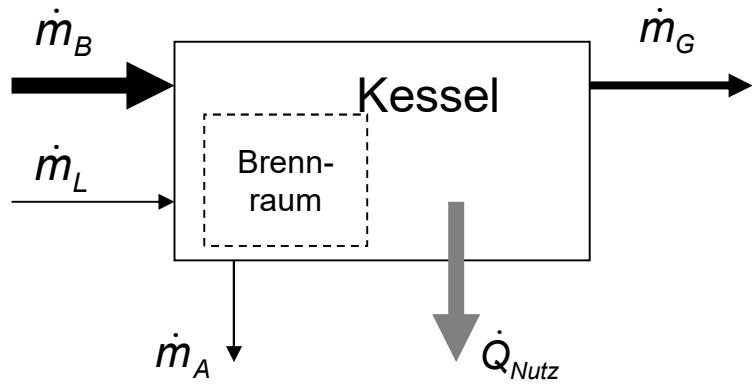
$$\varepsilon_{\text{therm}} = \frac{\dot{m}_G c_{pGm} (t_{GA} - t_o)}{\dot{m}_B H_i} = \frac{M_G c_{pGm} (t_{GA} - t_o)}{H_i}$$



$$\lambda = \frac{M_L}{M_{L\min}} = \frac{CO_{2\max}}{CO_2}$$

# Adiabate Verbrennungstemperatur

Verbrennungsreaktion ohne Wärmenutzung führt zu (theoretischer)  $T_{adV}$



Vereinfachte Energiebilanz

$$\dot{m}_B H_i = \dot{m}_G h_G = \dot{m}_G c_{p,G} (T_{adV} - T_0)$$

$$T_{adV} = T_0 + \frac{\dot{m}_B H_i}{\dot{m}_G c_{pm,G}} = T_0 + \frac{H_i}{M_G c_{pm,G}}$$

	$t_{adV}$ in °C		$T_{Feuerraum, real}$ in °C
Steinkohle	2200 - 2300	Staubfeur.	1200 - 1500
		Schmelzfeur.	1400 - 1800
Braunkohle	1400 – 1500	Staubfeur.	1000 - 1150
		Wirbelschichtfr.	800 - 900
Öl	2000 - 2100	Heizölfeuerung	1200 - 1600
Gas	ca. 2000	Erdgasfeuerung	1200 - 1600
Holz	1600 - 2000	trocken	
	1000 - 1400	W = 55 %	

Je trockener und kohlenstoffreicher der Brennstoff, desto höher  $T_{adV}$

# Adiabate Verbrennungstemperatur von Holz

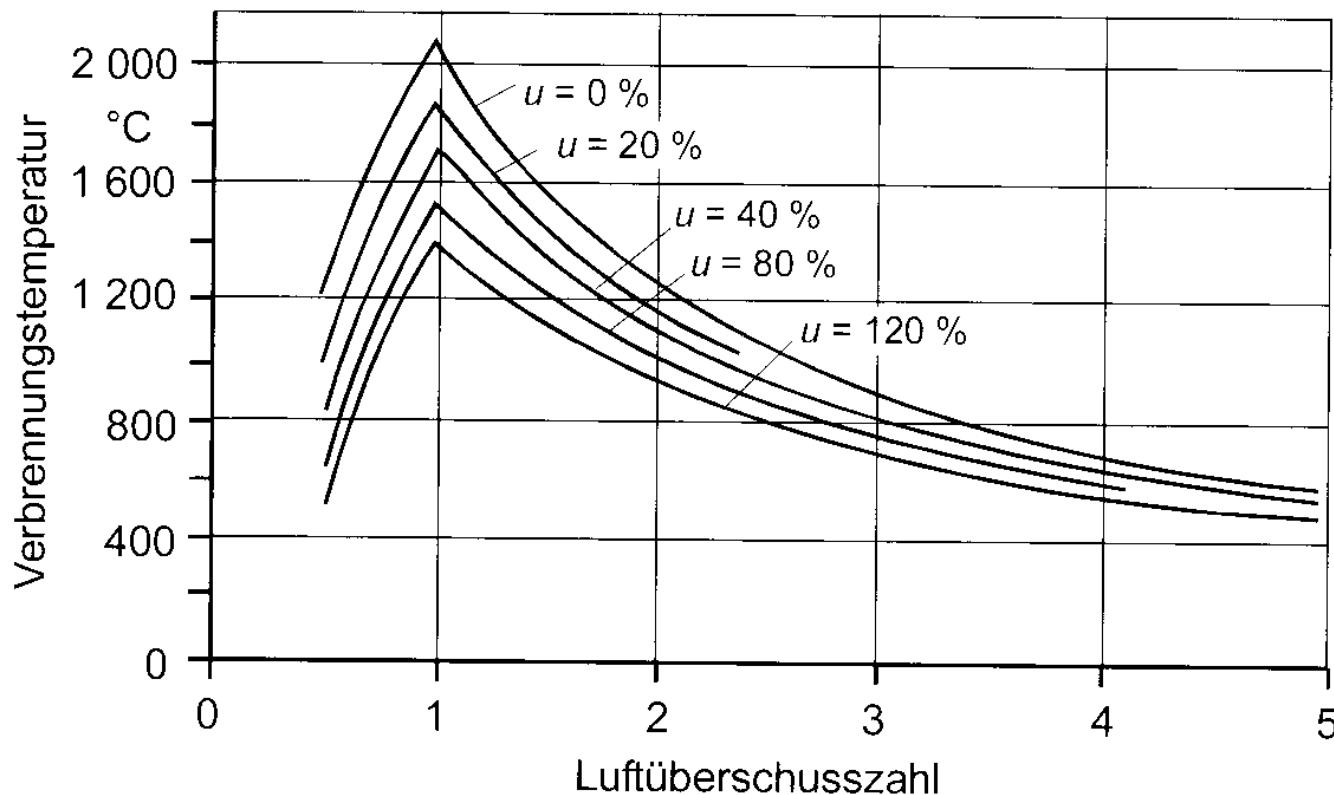


Abb. 9.33 Adiabate Verbrennungstemperatur in Funktion der Luftüberschusszahl für verschiedene Holzfeuchten ( $u$ ), bezogen auf Trockenmasse (TM)

# Temperaturabhängigkeit der spez. Wärmekapazität

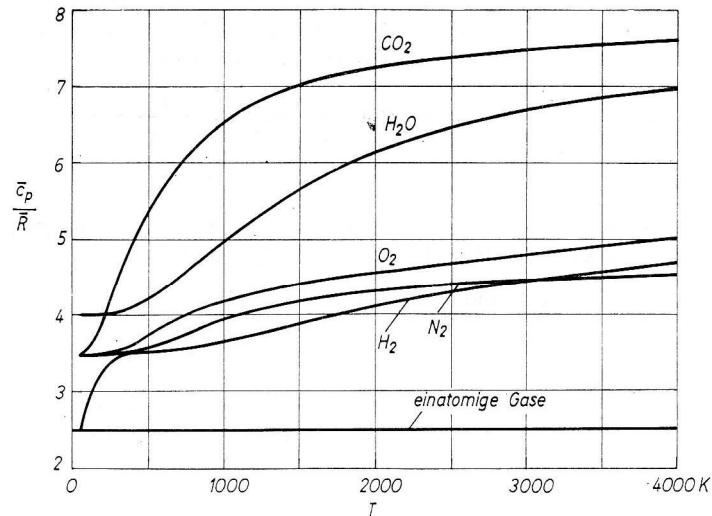


Bild 5.8. Molare Wärmekapazitäten einiger idealer Gase

Für sehr genaue Rechnungen und große Temperaturbereiche ist eine Temperaturabhängigkeit der Wärmekapazität einzubeziehen.

für  $c_p = c_p(T)$

$$\text{z.B. } c_p = A_0 + A_1 T + A_2 T^2 \dots$$

## ÜA 2 Bewertung Verbrennung/3

Berechnen Sie die adiabate Verbrennungstemperatur für den Brennstoff aus Aufgabe 1, wenn der Heizwert des Brennstoffes beträgt  $H_i = 10 \text{ MJ/kg}$  beträgt und mit einer brennstoffbezogenen Luftmenge  $M_L = 4,6 \text{ kg L/kg B}$  verbrannt wird. ( $c_{pm,G} = 1,2 \text{ kJ/(kg K)}$ )

# Verluste im Verbrennungsprozess

Energiebilanz und Energetischer Wirkungsgrad

$$\dot{m}_B H_i = \dot{H}_{G,adV} = \dot{m}_G h_{G,adV} = \dot{m}_G c_{p,G} (T_{adV} - T_0)$$

$$\eta_{enVerbr} = \frac{\dot{H}_{G,adV}}{\dot{m}_B H_i} \approx 1$$

Energetisch erscheint die Verbrennungsreaktion verlustfrei

Exergiebilanz und exergetischer Wirkungsgrad

$$\dot{m}_B e_B = \dot{E}_{G,adV} + \Delta \dot{E}_{V,V}$$

$$\eta_{exVerbr} = \frac{\dot{E}_{G,adV}}{\dot{E}_B} = \frac{\dot{E}_{G,adV}}{\dot{m}_B H_i} = 1 - \frac{\Delta \dot{E}_{V,V}}{\dot{E}_B}$$

$$e_B \approx H_i$$

$$\dot{E}_{G,adV} = \dot{m}_G \left[ c_{pm} (T_{adV} - T_U) - T_U \left( c_{pm} \ln \frac{T_{adV}}{T_U} \right) \right]$$

$$\dot{E}_{G,adV} \ll \dot{H}_{G,adV}$$

$$\boxed{\eta_{exVerbr} = \frac{\dot{E}_{G,adV}}{\dot{m}_B H_i} \ll 1}$$

## Zusatz: $E_G$ über $T_{m,adV}$ und $H$ Rauchgas

$$\dot{E}_{G,adV} = \dot{m}_G \left[ c_{pm} (T_{adV} - T_U) - T_U \left( c_{pm} \ln \frac{T_{adV}}{T_U} \right) \right] \quad \dot{E}_{G,adV} \ll \dot{H}_{G,adV}$$

Exergie des Rauchgases auch über Exergie der Wärme bei Abkühlung von  $T_{adV}$  bis  $T_U$  berechenbar:

$$\dot{E}_{G,adV} = \frac{T_{m,adV} - T_U}{T_{m,adV}} \dot{H}_{G,adV} \quad T_{m,adV} \ll T_{adV}$$

$$T_{m,adV} = \frac{c_p (T_{adV} - T_U)}{c_p \ln \left( \frac{T_{adV}}{T_U} \right)}$$

$$T_{m,adV}(2000^\circ C) = 943 K \triangleq 670^\circ C$$

$$\frac{T_{943K} - T_U}{T_{943K}} = 0,71$$

$$T_{m,adV}(1000^\circ C) = 650 K \triangleq 377^\circ C$$

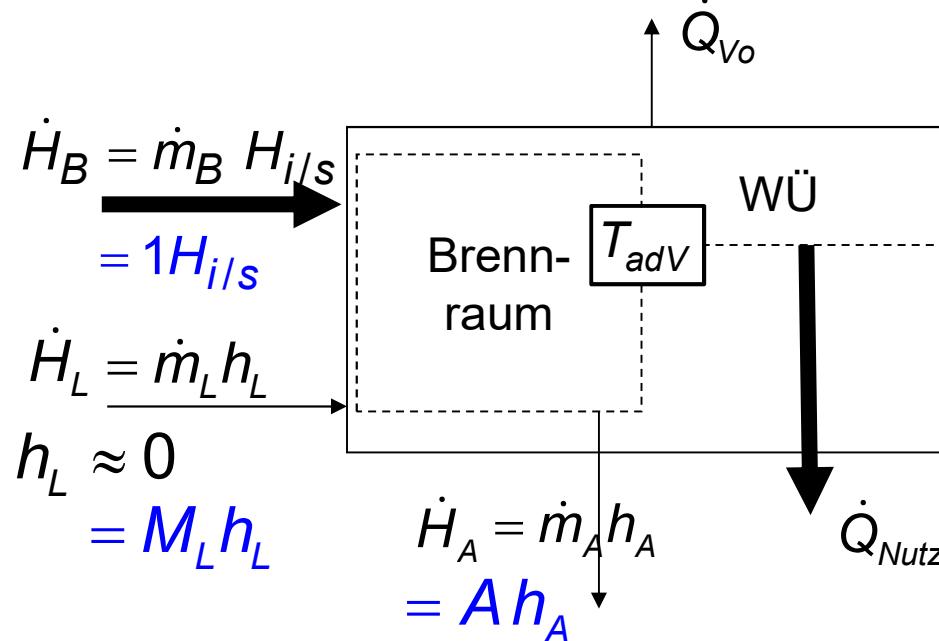
$$\frac{T_{650K} - T_U}{T_{650K}} = 0,58$$

$$\eta_{exVerbr} = \frac{\dot{E}_{G,adV}}{\dot{m}_B H_i} = \frac{\frac{T_{m,adV} - T_U}{T_{m,adV}} \dot{H}_{G,adV}}{\dot{m}_B H_i} = \frac{T_{m,adV} - T_U}{T_{m,adV}} \eta_{enVerbr} \ll 1$$

$$\eta_{exVerbr} = 0,58 - 0,71$$

Ca. 30 – 40% der Exergie (Arbeitsfähigkeit) des Brennstoffes gehen durch Umwandlung von chemischer Energie in fühlbare Abgaswärme verloren.

# Zusammenfassung Heizkessel



$$M_L = \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_B} \quad M_G = \frac{\dot{m}_G}{\dot{m}_B} \quad A = \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_B}$$

Bei Bezug auf Brennstoffmassenstrom:

$$\begin{aligned}\dot{H}_G &= \dot{m}_G h_G = \dot{m}_G c_{p,G} (t_G - t_0) \\ &= M_G h_G = (1 - A + M_L)\end{aligned}$$

Adiabate Verbrennungstemperatur

$$T_{adV} = T_0 + \frac{\dot{m}_B H_i}{\dot{m}_G c_{pm,G}}$$

Wirkungsgradgrad

$$\eta_K = \frac{N}{A} = \frac{\dot{Q}_{Nutz}}{\dot{H}_B} = 1 - \frac{\dot{Q}_{V,ges}}{\dot{H}_B}$$

$$\eta_K = 1 - \varepsilon_V$$

Verlustgrad

$$\varepsilon_V = \frac{V}{A} = \sum \varepsilon_{vi} = \frac{\dot{H}_G}{\dot{H}_B} + \frac{\dot{Q}_{vo}}{\dot{H}_B} + \frac{\dot{H}_A}{\dot{H}_B} + \dots$$

## ÜA2 Verbrennung/4 Bewertung der Verluste

Berechnen Sie für den Kessel aus Aufgabe2 ( $\dot{Q}_{Nutz} = 500 \text{ kW}$ ,  $\dot{H}_B = 588,2 \text{ kW}$ ,  $\dot{H}_G = 88,2 \text{ kW}$ ,  $T_{adV} = 1761 \text{ K}$ ,  $t_G = 223 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $c_{pGm} = 1,2 \text{ kJ/(kg K)}$ ) die energetischen und exergetischen Verlustgrade ( $\varepsilon_{Ven/ex}$ ), die durch den Verbrennungsprozess ( $\varepsilon_{V,V}$ ), die Wärmetübertragung vom Rauchgas an das Heizungswasser ( $\varepsilon_{V,WU}$ ), und durch das Abgas ( $\varepsilon_{V,G}$ ), entstehen. Für die Nutzwärme soll zunächst eine konstante (Mittel-)Temperatur von  $t_{Nutz} = 27 \text{ }^{\circ}\text{C}$  (z.B. Heizungswasser) angenommen werden.

exergetisch

$$\varepsilon_{V,i} = \frac{\dot{E}_{Vi}}{\dot{m}_B H_i}$$

$$\Delta \dot{E}_{V,Verb} = \dot{E}_B - \dot{E}_{G,adV}$$

$$\dot{E}_{G,adV} = \dot{m}_G [h_{adV} - h_U - T_U(s_{adV} - s_U)]$$

energetisch

$$\dot{m}_B H_i = \dot{H}_{G,adV}$$

$$\varepsilon_{V,i} = \frac{\dot{Q}_{V,i}}{\dot{m}_B H_i}$$

$$\dot{Q}_{V,adV} = 0$$

Wie verändern sich die Verluste, wenn die Wärmennutzung bei einer höheren Temperatur, z.B. durch Dampferzeugung bei  $t_{Nutz} = 200 \text{ }^{\circ}\text{C}$  erfolgt?

$$\Delta \dot{E}_{V,WU} = \Delta \dot{E}_{G/T_{adV}/T_G} - \dot{E}_{Q,Nutz}$$

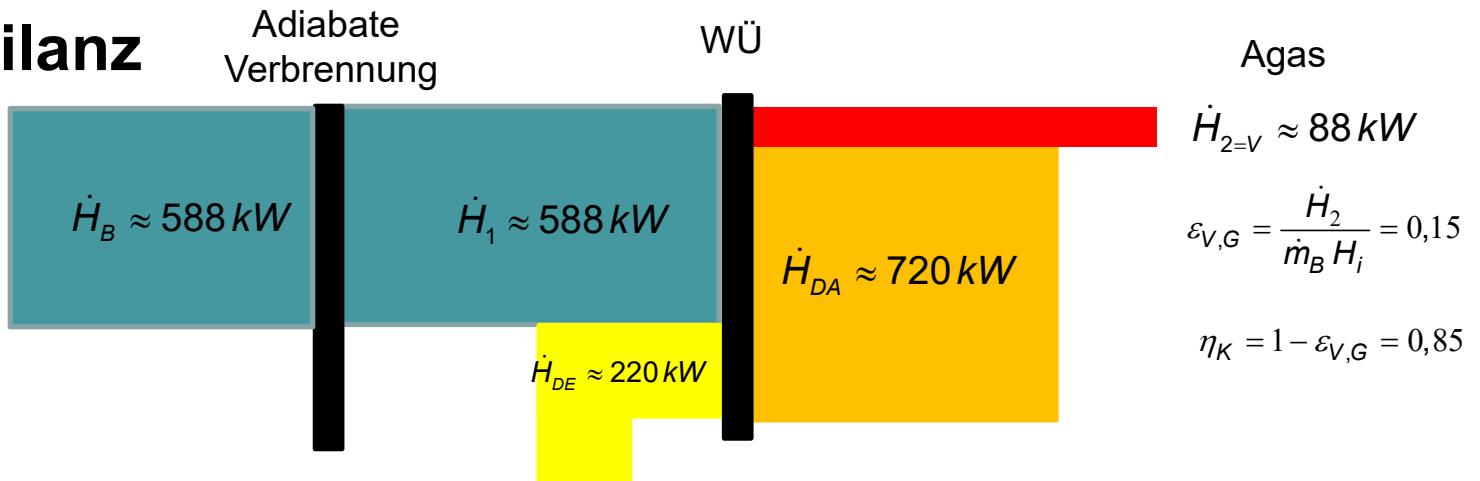
$$= \left[ \frac{T_{m/T_G} - T_U}{T_{m/T_G}} - \frac{T_{Nutz} - T_U}{T_{Nutz}} \right] \dot{Q}_{Nutz}$$

$$\Delta \dot{E}_{V,G} = \dot{E}_{G_{T_G}}$$

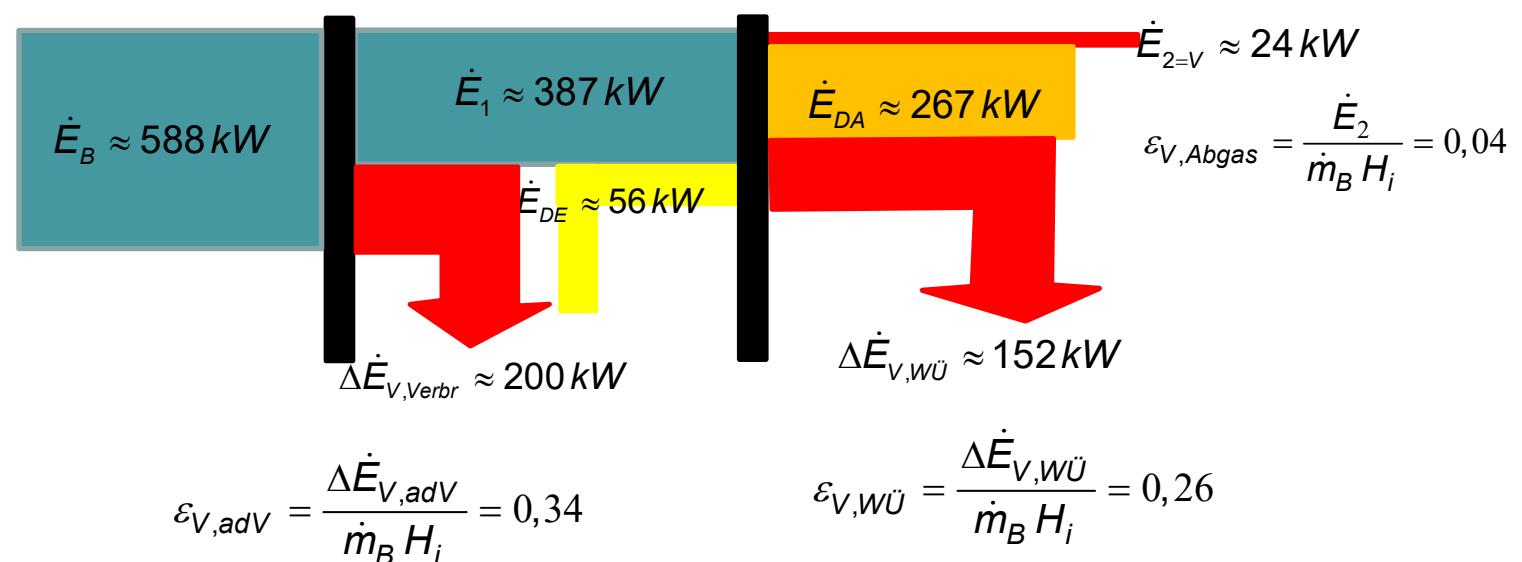
$$\dot{Q}_{V,WU} = 0$$

$$\dot{Q}_V = \dot{H}_{G_{T_G}}$$

## Energiebilanz

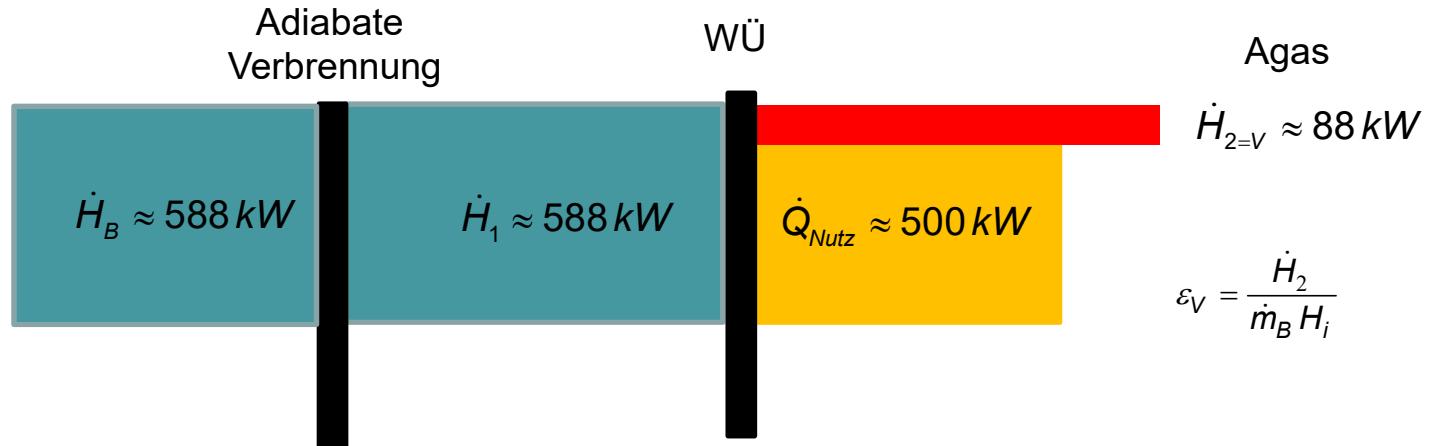


## Exergiebilanz

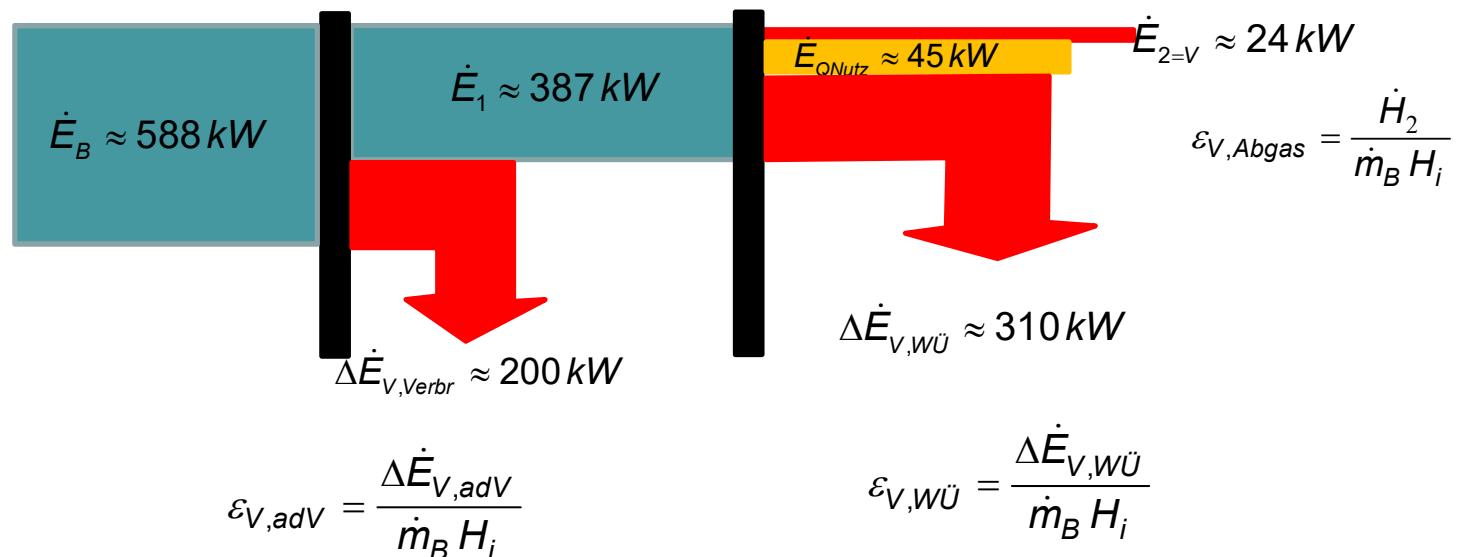


$$\eta_{K,ex} = 1 - \varepsilon_{V,adV} - \varepsilon_{V,WÜ} - \varepsilon_{V,G} = 0,076$$

# Energiebilanz



# Exergiebilanz





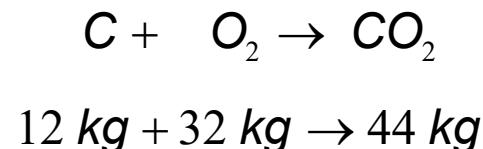
# **Master Regenerative Energien Regenerative Wärmetechnik**

3. Verbrennungsrechnung und Brennwertnutzung

# Luft- und Sauerstoffbedarf für die Verbrennung

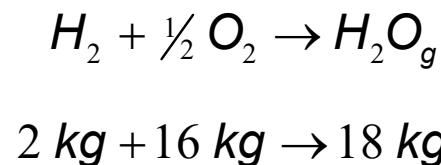
$$\dot{m}_L + \dot{m}_B = \dot{m}_A + \dot{m}_G \quad | : \dot{m}_B \quad M_L = \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_B} \quad M_G = \frac{\dot{m}_G}{\dot{m}_B}$$
$$M_L + 1 = A + M_G$$

- $M_L$  Wichtige Kenngröße für Effizienz der Verbrennung,
- resultiert aus stöchiometrischem Sauerstoffbedarf (Reaktionsgleichung):

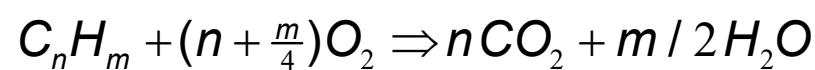


**Stöchiometrischer  
Sauerstoffbedarf:**

$$\frac{m_{O_2}}{m_C} = \frac{32 \text{ kg}}{12 \text{ kg}} = 2,67$$



$$\frac{m_{O_2}}{m_{H_2}} = \frac{16}{2} = 8$$



$$\frac{n_{O_2}}{n_{C_nH_m}} = \frac{(n + \frac{m}{4})}{1}$$

# **Mindestluftbedarf**

Zusammensetzung der Luft: (Zweistoffgemisch „Luftstickstoff“ und O<sub>2</sub>)

Stoffmengenanteile:  $x_{N_2} = \frac{n_{O_2}}{n_L} = 0,79$

$$x_{O_2} = \frac{n_{O_2}}{n_L} = 0,21$$

Massenanteile:  $\xi_{N_2} = 0,768$

$$\xi_{O_2} = \frac{m_{O_2}}{m_L} = 0,232$$

$$\frac{m_L}{m_{O_2}} = \frac{1}{0,232} = 4,31$$

Stöchiometrischer (Mindest-)Luftbedarf z.B. für C:

$$\frac{m_{LMin}}{m_B} = \frac{m_{LMin}}{m_{O_2}} \frac{m_{O_2}}{m_C} \frac{m_C}{m_B} = 4,31 \cdot 2,67 \text{ C}$$

$$\frac{m_{O_2}}{m_C} = \frac{32 \text{ kg}}{12 \text{ kg}} = 2,67$$

$$\frac{m_{LMin}}{m_B} = 11,5 \text{ C}$$

$$\frac{m_C}{m_B} = C$$

u.s.w. für alle Brennstoff-Elemente

# Spezifischer, molarer, volumetrischer Bedarf an trockener Luft

$$M_{tL\min} = \frac{m_{tL\min}}{m_B} = 11,5C + 34,5H + 4,3(S - O) \quad \frac{\text{kg Luft}}{\text{kg B}}$$

C und H erzeugen den Hauptluftbedarf, O-Anteil im Brennstoff vermindert den Luftbedarf, S < 0,01 (Holz: C : H : O = 0,50 : 0,06 : 0,44)

Üblich ist auch

$$\frac{n_{tL\min}}{m_B} = 4,76 \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad n_L = \frac{n_{O_2}}{x_{O_2}} = 4,76 n_{O_2} \quad \frac{\text{kmol Luft}}{\text{kg B}}$$

und

$$L_{t\min} = \frac{V_{tL\min}}{m_B} = \frac{n_{tL\min}}{m_B} V_0 = 8,89C + 26,69H + 3,33(S - O) \quad \frac{\text{m}^3 \text{ Luft}}{\text{kg B}}$$

$$\bar{V}_0 = 22,4 \frac{\text{m}^3}{\text{kmol}}$$

sowie für gasförmige Brennstoffe

$$L_{t\min} = \frac{V_{tL\min}}{V_B} = 4,76 \left[ 0,5(x_{H_2} + x_{CO}) + 2x_{CH_4} + (n + m/4)x_{C_nH_m} + 1,5x_{H_2S} - x_{O_2} \right] \quad \frac{\text{m}^3 \text{ Luft}}{\text{m}^3 \text{ B}}$$

$x_i$  - Stoffmengenanteile

Mindestluftbedarf für trockene Verbrennungsluft

$$M_{tL\min} = \frac{m_{tL\min}}{m_B} = 11,44 C + 34,33 H + 4,29(S - O) \quad \frac{\text{kg Luft}}{\text{kg B}}$$

Berücksichtigung des in der Verbrennungsluft enthaltenen Wassers:

$$X = \frac{\dot{m}_W}{\dot{m}_{tL}} = \frac{\frac{\dot{m}_W}{\dot{m}_B}}{\frac{\dot{m}_{tL}}{\dot{m}_B}} = \frac{M_W}{M_{tL}} \quad \text{absolute Feuchte}$$

$$M_{W,\text{Umgebungsluft}} = X_U M_{tL} \quad X_U: \text{Umgebungsfeuchte:}$$

$$X_{U,\text{Winter}} \approx 2 \frac{\text{g}}{\text{kg}}$$

Mindestluftbedarf für feuchte Verbrennungsluft

$$X_{U,\text{Sommer}} \approx 0,009 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

$$M_L = M_{tL} + M_{W,U} = M_{tL} (1 + X_U)$$

Umgebungsfeuchte der Luft kann oft vernachlässigt werden  $X_U = 0$ ,  
im Abgas muss aber Brennstofffeuchte und Reaktionswasser (bei H im Brennstoff)  
berücksichtigt werden.

# Luftüberschuss

Da nicht jedes Brennstoffmolekül sofort in Kontakt zu einem Luftmolekül kommt wird für jede technische Verbrennung ein Luftüberschuss benötigt  $m_L > m_{L\min}$

spezifisch

$$M_{L\min} = \frac{\dot{m}_{L\min}}{\dot{m}_{Br}}$$

$\frac{\text{kg Luft}}{\text{kg B}}$

$$M_L = \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_{Br}}$$

volumetrisch

$$L_{\min} = \frac{\dot{V}_{L\min}}{\dot{m}_{Br}}$$

$\frac{\text{m}^3 \text{ Luft}}{\text{kg B}}$

$$L = \frac{\dot{V}_L}{\dot{m}_{Br}}$$

Luftüberschuss  
(Luftzahl)

$$\lambda = \frac{M_L}{M_{L\min}} = \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_{L\min}} \cdot \frac{\rho_L}{\rho_{L\min}} = \frac{\dot{V}_L}{\dot{V}_{L\min}} =$$

$$\lambda = \frac{L}{L_{\min}}$$

Feuerungsart	handbeschickte Rostfeuerung	automatische Rostfeuerung	Kohlestaubfeuerung	Gas- und Ölfeuerung	Gasturbinen
typische $\lambda$	1,7 - 2	1,25 – 1,35	1,05 – 1,15	1,03 – 1,1	1,7 - 2

Je besser der Kontakt Luft-Brennstoff desto weniger Luftüberschuss wird benötigt

$$M_L = M_{tL} + M_{W,VL} = \lambda M_{tL\min} (1 + X_U) \quad \text{für genaue Berechnungen}$$

## ÜA 3 Verbrennung+BWN/1

Berechnen Sie den stöchiometrischen Luftbedarf für Holz mit den Eigenschaften aus VOA\_2/1.

(Massenzusammensetzung: C' : H' : O' = 50:6:44; C : H : O : W = 30:3,6:26,4:40)

Welcher Luftüberschuss liegt vor, wenn der Luftbedarf für die Verbrennung  $M_L = 4,6 \text{ kg/kg}$  angegeben wird?

$$M_{tL\min} = M_{L\min} = \frac{m_{L\min}}{m_B} = 11,44C + 34,33H + 4,29(S - O)$$

$$M_{L\min,tB} = \frac{m_{L\min}}{m_{tB}} = 11,44C' + 34,33H' + 4,29(S' - O') \quad M_{L\min,tB} = \frac{M_{L\min}}{(1-W)}$$

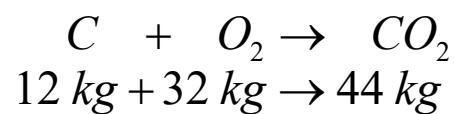
# Rauchgas - Massenstrom

Neben Gesamtmassenbilanz ist auch die Aufteilung in trockenen und feuchten Gasstrom sinnvoll

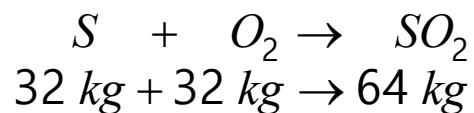
$$M_G = \frac{m_G}{m_B} = (1 - A) + \lambda M_{L\min} \quad M_G = M_{tG} + M_W$$

Trockene Rauchgaskomponenten folgen analog zum Luftbedarf aus Stöchiometrie der Teilreaktionen und den Massenanteilen der Komponenten im Brennstoff, hinzu kommen Stickstoff und Sauerstoffrest aus Verbrennungsluft.

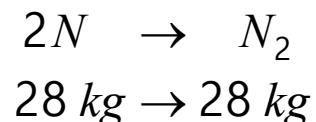
$$M_{tG} = \frac{m_{tG}}{m_B} = \frac{m_{CO_2}}{m_B} + \frac{m_{N_2}}{m_B} + \frac{m_{SO_2}}{m_B} + 0,768 \frac{\lambda m_{L\min}}{m_B} + 0,232(\lambda - 1) \frac{m_{L\min}}{m_B}$$



$$\frac{m_{CO_2}}{m_B} = \frac{m_{CO_2}}{m_C} \frac{m_C}{m_B} = \frac{44}{12} C = 3,67 C$$



$$\frac{m_{SO_2}}{m_B} = \frac{64}{32} S = 2 S$$



$$\frac{m_{N_2}}{m_B} = \frac{28}{28} N = 1 N$$

# Trockenes Rauchgas

Brennstoffbezogene Masse trockenes RG

$$M_{tG} = (3,67C + 2S + N + 0,768\lambda M_{L\min} + 0,232(\lambda - 1)M_{L\min})$$

Massenanteile der trockenen RG-Komponenten

$$\xi_{tCO_2} = \frac{3,67C}{M_{tG}} \quad \xi_{tN_2} = \frac{N + 0,768\lambda M_{L\min}}{M_{tG}} \quad \xi_{tO_2} = \frac{0,232(1-\lambda)M_{L\min}}{M_{tG}}$$

Volumenanteile (entsprechend Analysenmethoden)

Abgasmesswerte beziehen sich auf trockenes Abgas

$$\text{für ideale Gase} \quad \bar{V}_0 = 22,4 \frac{\text{m}^3}{\text{kmol}}$$

$$\varphi_i = \frac{V_i}{V_{\text{ges}}} \quad \text{z.B.} \quad CO_2 = \varphi_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_{\text{ges}}} \quad \varphi_i = \frac{V_i}{V_{\text{ges}}} = \frac{n_i \bar{V}_0}{n_{\text{ges}} \bar{V}_0} = x_i$$

Umrechnung von Volumenanteil (Messgröße) in Massenanteil (Rechengröße)

$$\xi_i = \frac{m_i}{m_{\text{ges}}} = \frac{V_i \rho_{0i}}{\sum V_i \rho_{0i}} = \frac{\varphi_i \rho_{0i}}{\sum \varphi_i \rho_{0i}} \quad \varphi_i = \frac{V_i}{V_{\text{ges}}} = \frac{\xi_i / \rho_{0i}}{\sum \xi_i / \rho_{0i}}$$

$$\rho_{0i} = \frac{1}{V_{0i}} = \frac{M_i}{\bar{V}_0} \quad \begin{array}{l} \text{für genaue Rechnungen} \\ \text{Berücksichtigung der Realgasdichten} \end{array}$$

# Weitere Rauchgaseigenschaften

$$\xi_{tCO_2} = \frac{3,67C}{M_{tG}} \quad \xi_{tN_2} = \frac{N + 0,768\lambda M_{L\min}}{M_{tG}} \quad \xi_{tO_2} = \frac{0,232(1-\lambda)M_{L\min}}{M_{tG}} \quad \varphi_i = \frac{V_i}{V_{ges}} = \frac{\xi_i / \rho_{0i}}{\sum \xi_i / \rho_{0i}} = x_i$$

Mittlere Molare Masse des trockenen Gases:

$$\bar{M}_{tG} = \sum_i x_{t,i} \bar{M}_i = \frac{1}{\sum_i \xi_{t,i} / \bar{M}_i}$$

Mittlere spezifische Wärmekapazität trock. Gas:

$$c_{pm,tG} = \sum_i \xi_{t,i} c_{p,i}$$

$CO_{2\max}$ :  
 $CO_2$ - Anteil für  $\lambda = 1$   
Brennstoffkennwert

$$\varphi_{CO_{2\max}} = CO_{2\max} = \frac{V_{CO_2}}{V_{Gas\min}}$$

Trockenes Rauchgas:

$$\varphi_{O_2} + \varphi_{N_2} + \varphi_{CO_2} = 1$$

$$\lambda = 1 \rightarrow \varphi_{O_2\text{Abgas}} = 0$$

$$\varphi_{CO_{2\max}} = 1 - \varphi_{N_2}$$

$$= 0,21 \\ \text{für reinen C}$$

# Berechnung des Luftüberschusses aus RG-Anteilen

$$\varphi_{O_2} + \varphi_{N_2} + \varphi_{CO_2} = 1$$

$$\varphi_{CO_2} = CO_2 = \frac{V_{CO_2}}{V_{Gas}}$$

Luftüberschuss: im Abgas enthaltener O<sub>2</sub>-Anteil vermindert den CO<sub>2</sub>-Anteil

$$\lambda = \frac{L}{L_{\min}} \approx \frac{V_G}{V_{G\min}} = \frac{\frac{V_{CO_2}}{CO_2}}{\frac{V_{CO_2}}{CO_{2\max}}} = \frac{CO_{2\max}}{CO_2}$$

$$\frac{M_L}{M_{L\min}} \frac{\rho_L}{\rho_L} \approx \frac{\lambda M_{L\min} + 1}{M_{L\min} + 1} \frac{\rho_G}{\rho_G}$$

Alternativ zum CO<sub>2</sub>-Anteil kann auch der O<sub>2</sub>-Anteil gemessen werden

$$\lambda \approx \frac{CO_{2\max}}{CO_2} = \frac{CO_{2\max}}{(1 - N_2) - O_2}$$

Für reinen C und niedrige Wasserdampfanteile gilt

$$\lambda \approx \frac{CO_{2\max}}{CO_2} = \frac{0,21}{0,21 - O_2}$$

$$O_2 \approx 0,21 \left[ 1 - \frac{CO_2}{CO_{2\max}} \right]$$

Unvollkommene Verbrennung:

$$\varphi_{O_2} + \varphi_{N_2} + (\varphi_{CO_2} + \varphi_{CO}) = 1$$

CO-Anteil: Kennzeichnung der Verbrennungsgüte im realen Verbrennungsprozess

# Verluste durch unvollkommene und unvollständige Verbrennung

Wirkungsgrad

$$\eta_K = \frac{Q_{Nutz}}{m_B H_u} = \frac{\dot{H}_B - Q_{Verlust}}{\dot{H}_B} = 1 - \sum_i \varepsilon_i$$

Verlustgrad

$$\varepsilon_i = \frac{Q_{vi}}{m_B H_u}$$

Thermische  
(Abgas-)Verluste

$$\varepsilon_{therm} = \frac{m_G c_{pGm} (t_{GA} - t_o)}{m_B H_i} = \frac{M_G c_{pGm} (t_{GA} - t_o)}{H_i} \quad M_G = \frac{\dot{m}_G}{\dot{m}_B} \approx \lambda M_{L\min} + 1$$

Chemische Verluste  
**(unvollkommene** Verbrennung)

$$\varepsilon_{chem} = \frac{\dot{m}_{CO} H_{i,CO}}{\dot{m}_B H_i} = \frac{\xi_{CO} M_G H_{i,CO}}{H_i} \quad \dot{m}_{CO} = \xi_{CO} \dot{m}_G$$

Rost-Verluste  
**(unvollständige** Verbrennung)

$$\varepsilon_{Rost} = \frac{\dot{m}_{Unverbrannt} H_{i,C}}{\dot{m}_B H_{i,C}} = \frac{\dot{m}_{Unverbrannt}}{\dot{m}_B}$$

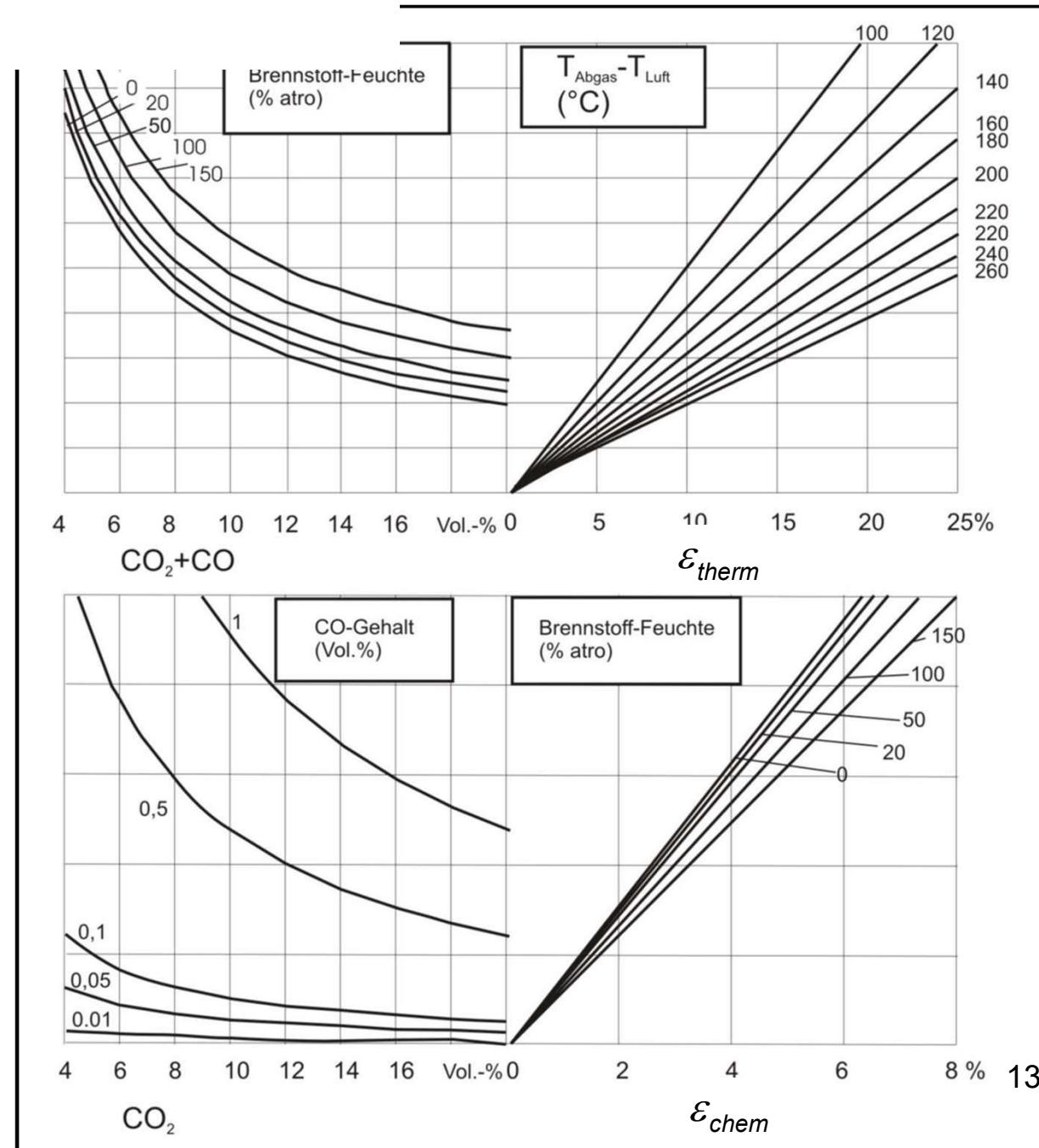
Wärme-Verluste  
(über Kesseloberfläche)

$$\varepsilon_{WV} = \frac{\alpha_{res} A_{o,Kessel} (t_{O,Kessel} - t_U)}{\dot{m}_B H_i}$$

$\alpha_{res}$   
WÜ-Koeffizient resultierend  
aus Strahlung und Konvektion

# Thermische und chemische Verluste bei der Verbrennung am Beispiel von Holz

$$CO_2 = \frac{CO_{2\max}}{\lambda}$$

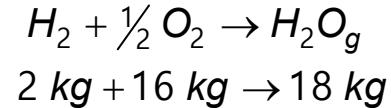


# Feuchtes Rauchgas - Wasseranteil

$$M_G = M_{tG} + M_W$$

Wassergehalt des Rauchgases folgt aus Reaktionswasser, Brennstofffeuchte (+ ggf. Umgebungsfeuchte der Verbrennungsluft)

„Reaktionswasser“



$$\frac{m_{W,R}}{m_B} = \frac{m_W}{m_H} \frac{m_H}{m_B} = 9H$$

Wasser aus  
Brennstofffeuchte

$$\frac{m_{W,F}}{m_B} = W$$

Umgebungsfeuchte  
(für genaue Rechnungen)

$$M_{W,U} = X_U \lambda M_{L\min}$$

**Brennstoffbezogene  
Wassermasse**

$$M_W = \frac{m_{W,R}}{m_B} + \frac{m_{W,F}}{m_B} (+M_{W,U})$$

$$M_W = 9H + W + (X_U \lambda M_{L\min})$$

Absolute Feuchte  
Rauchgas

$$X = \frac{M_w}{M_{tG}} = \frac{\dot{m}_W}{\dot{m}_{tG}} = \frac{9H + W}{3,67C + 2S + N + 0,768\lambda M_{L\min} + 0,232(\lambda - 1)M_{L\min}}$$

Wasseranteil  
Rauchgas

$$\xi_W = \frac{m_W}{m_G} = \frac{m_W}{m_{tG} + m_W} = \frac{X}{1 + X}$$

# Zusammenfassung Rauchgas

Neben Gesamtmassenbilanz ist auch die Aufteilung in trockenen und feuchten Gasstrom sinnvoll

$$M_G = \frac{m_G}{m_B} = (1 - A) + \lambda M_{L\min} \quad M_G = M_{tG} + M_W$$

Trockene Rauchgaskomponenten folgen analog zum Luftbedarf aus Stöchiometrie der Teilreaktionen und den Massenanteilen der Komponenten im Brennstoff, hinzu kommen Stickstoff und Sauerstoffrest aus Verbrennungsluft.

$$M_{tG} = \frac{m_{tG}}{m_B} = 3,67C + 2S + N + 0,768\lambda M_{L\min} + 0,232(\lambda - 1)M_{L\min}$$

Wassergehalt des Rauchgases folgt aus Reaktionswasser, Brennstofffeuchte (+ ggf. Umgebungsfeuchte der Verbrennungsluft)

$$M_W = \frac{m_W}{m_B} \approx 9H + W$$

Absolute Feuchte des Rauchgases (maßgeblich für Tautemperatur)

$$X = \frac{M_w}{M_{tG}} = \frac{m_W}{m_{tG}} = \frac{9H + W}{3,67C + 2S + N + 0,768\lambda M_{L\min} + 0,232(\lambda - 1)M_{L\min}}$$

# Rauchgasfeuchte – Sättigungsdampfdruck - Tautemperatur

Rauchgasfeuchte aus Verbrennungsrechnung bekannt

$$X = \frac{M_w}{M_{tG}} = \frac{9H + W}{3,67C + 2S + N + 0,768\lambda M_{L\min} + 0,232(\lambda - 1)M_{L\min}}$$

Zusammenhang Partialdruck – absolute Feuchte (Anwendung ideales Gasgesetz)

$$X = \frac{m_w}{m_{tG}} = \frac{\frac{p_w V}{R_w T}}{\frac{p_g V}{R_{tG} T}} = \frac{R_{tG}}{R_w} \frac{p_w}{p_{\text{ges}} - p_w}$$

$$\frac{R_{tG}}{R_w} = \frac{\bar{M}_w}{\bar{M}_{tG}} \approx 0,6$$

Quotient der molaren Massen

$$p_w(x) = \frac{x p_{\text{ges}}}{\frac{\bar{M}_w}{\bar{M}_{tG}} - x}$$

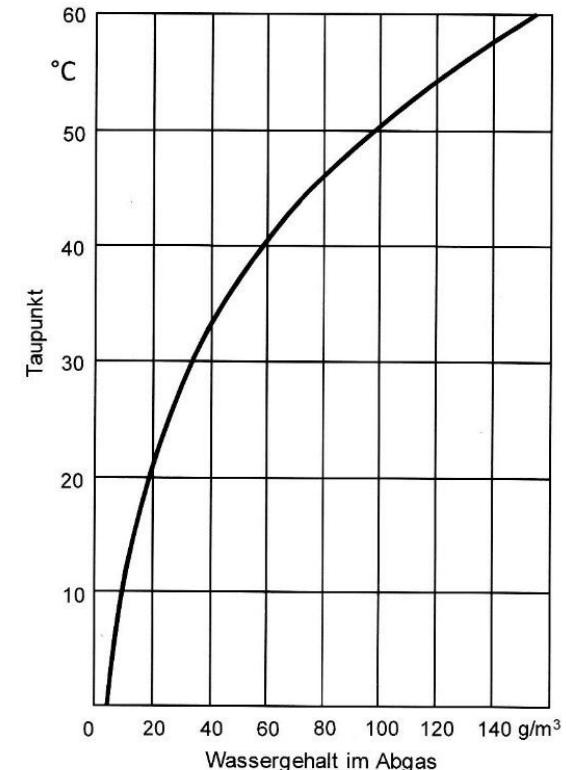
Wasserdampf-Partialdruck  
im Rauchgas

Taupunkt: WD-Partialdruck  $p_w(x) =$  Sättigungsdruck  $p_{\text{sat}}$   
Dampfdruck des reinen Wassers

Tautemperatur: Kondensationstemperatur bei  $p_{\text{sat}}$

$$t_{\text{tau}} = t_{p_{\text{sat}}}^{\text{VL}}$$

(z.B. WD-Tafel, Diagramm oder DD-Glchg.)



## ÜA 3 Verbrennung+BWN /1

Berechnen Sie Abgasmenge und Tautemperatur des Abgases für Holz mit den Eigenschaften aus VOA\_2/1.

(Massenzusammensetzung: C' : H' : O'= 50:6:44; C : H : O : W = 30:3,6:26,4:40)

$$M_G = M_{tG} + M_W = (1 - A) + \lambda M_{L\min}$$

$$M_{tG} = \frac{m_{tG}}{m_B} = 3,67C + 2S + N + 0,768\lambda M_{L\min} + 0,232(\lambda - 1)M_{L\min}$$

$$\xi_{tCO_2} = \frac{3,67C}{M_{tG}} \dots$$

$$M_W = \frac{m_W}{m_B} \approx 9H + W$$

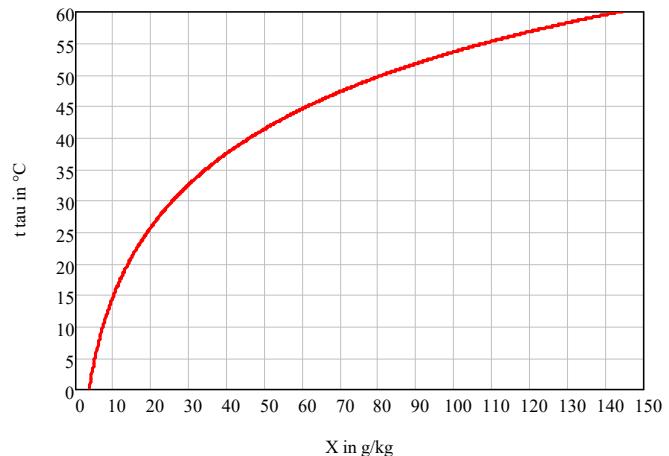
$$X = \frac{M_w}{M_{tG}} = \frac{m_W}{m_{tG}} = \frac{9H + W}{3,67C + 2S + N + 0,768\lambda M_{L\min} + 0,232(\lambda - 1)M_{L\min}}$$

$$p_{sat} = \frac{X_{sat} p_{ges}}{\frac{M_w}{M_{tG}} - X_{sat}}$$

$$t_{tau} = t^{VL}(p_{sat})$$

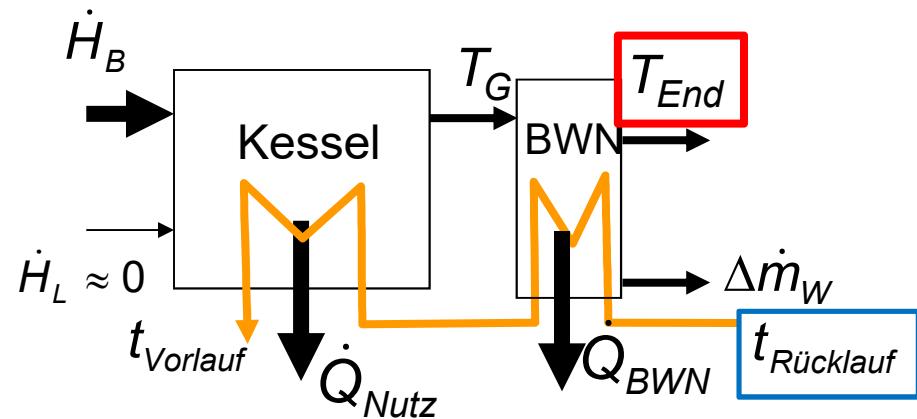
$$\bar{M}_W = 18 \frac{kg}{kmol}$$

$$\bar{M}_{tG} = \frac{1}{\sum_i \xi_{t,i} / \bar{M}_i} \approx 30 \frac{kg}{kmol}$$



# Brennwertnutzung - Temperaturen

- Abkühlung der Abgase unterhalb Tautemperatur
- Nutzen abhängig von erreichbarer Endtemperatur der Gasauskühlung



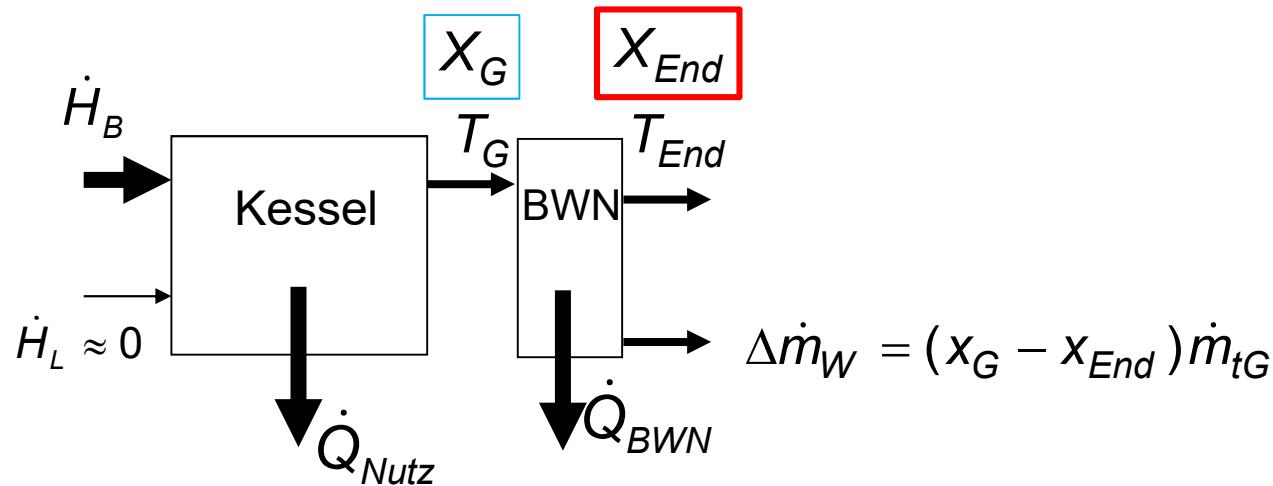
Abkühlung kann durch Heizungsrücklauf oder vorzuwärmende Verbrennungsluft erfolgen

$T_{End}$  folgt aus niedrigster Wärmenutzungstemperatur

$$T_{End} = T_{Nutz,min} + \Delta T_{WÜ}$$

# Brennwertnutzung – Abgasfeuchte/Kondensat

- Rückgewinnung der Kondensationsenthalpie von Reaktionswasser und Brennstofffeuchte



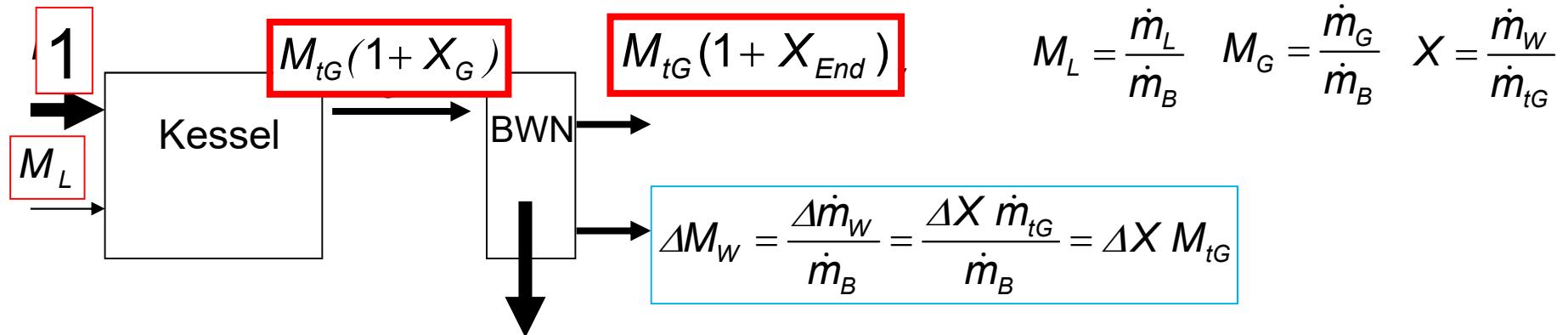
Abgasfeuchte aus Verbrennungsrechnung

$$X_G = \frac{M_w}{M_{tG}} = \frac{9H + W}{M_{tG}} = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_{tG}} \quad \dot{m}_{w,G} = x_G \dot{m}_{tG}$$

Endfeuchte abhängig von niedrigster Rücklauftemperatur

$$X_{End} = x_{sat} = \frac{\bar{M}_w}{\bar{M}_{tG}} \frac{p_{sat}(t_{End})}{p_{ges} - p_{sat}(t_{End})} \quad \dot{m}_{w,End} = x_{End} \dot{m}_{tG}$$

# Brennwertnutzung - Wasser- Massenbilanz

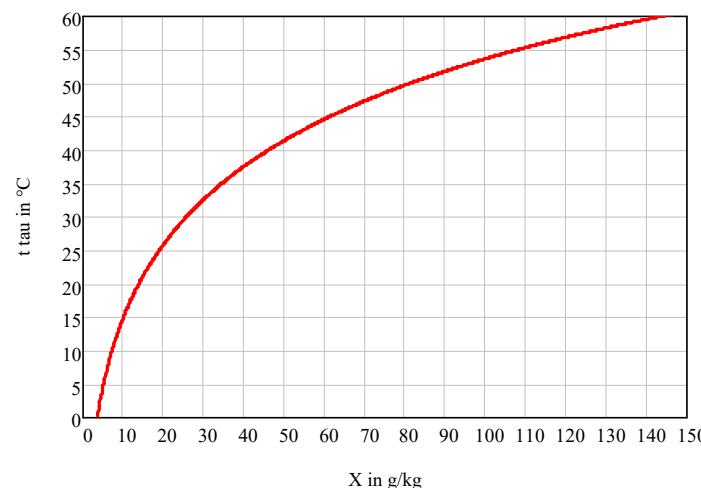


Vereinfachte Massenbilanz ( $A = 0$ )

$$M_L + 1 = M_G = M_{tG} + M_W = M_{tG} + X M_{tG}$$

$$M_G = M_{tG}(1 + X)$$

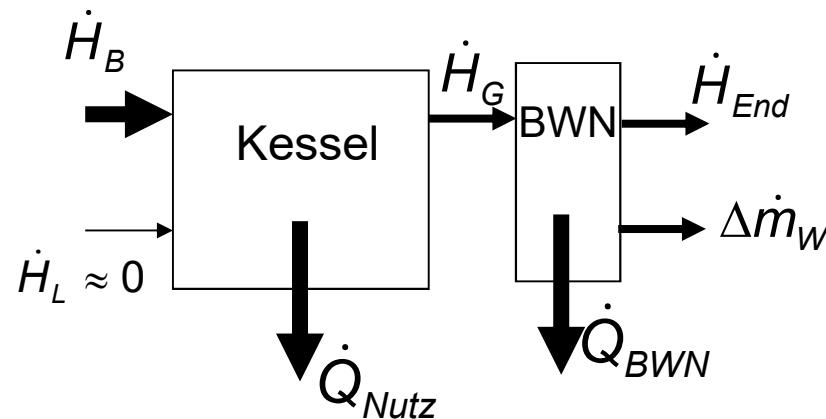
Zusammenhang  
Feuchte - Tautemperatur



# Brennwertnutzung - Wirkungsgrad

Darstellung im Vergleich zum konventionellen Kessel

$$\eta_{Konv} = \frac{\dot{Q}_{Nutz}}{\dot{H}_B} = \frac{\dot{H}_B - \dot{H}_G}{\dot{H}_B} = 1 - \frac{\dot{H}_G}{\dot{H}_B} = 1 - \varepsilon_{V,G}$$



$$\eta_K = \frac{\dot{Q}_{Nutz} + \dot{Q}_{BWN}}{\dot{H}_B} = \eta_{Konv} + \frac{\Delta \dot{H}_{BWN}}{\dot{H}_B} = \eta_{Konv} + \frac{(\dot{H}_G - \dot{H}_{End})}{\dot{H}_B}$$

Wärmerückgewinnung aus BWN: „positiver Verlustgrad“

$$\eta_K = \eta_{Konv} + \varepsilon_{BWN}$$

# Berechnung der Abgasenthalpie (analog „Feuchte Luft“)

$$H_G = H_{tG} + H_W = m_{tG} h_{tG} + m_W h_W \quad \left| \cdot \frac{1}{m_{tG}} \right.$$

$$h_G = h_{tG} + X h_W \qquad \qquad h_G = \frac{H_G}{m_{tG}} \qquad \qquad X = \frac{m_W}{m_{tG}}$$

Spezifische Enthalpie  
bezogen auf trockenes Abgas

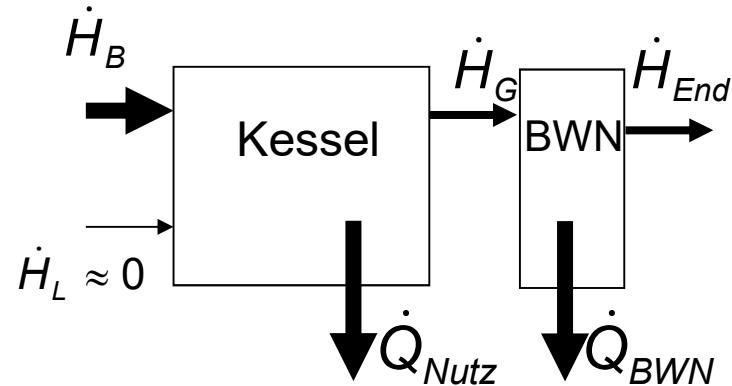
Absolute Feuchte

$$h_G = c_{pm}(T - T_0) + X h_W \qquad \qquad c_{pm,tG} = \sum_{i=1} \xi_{i,t} c_{pm,i} = \sum_{i=1} \frac{\xi_i}{1 - \xi_W} c_{pm,i}$$

Mittlere spez. Wärmekapazität trockenes Abgas

$$h_G = c_{pm} t_G + X_G (\Delta^{LV} h + c_{pD} t_G) \qquad \qquad \text{Bezugspunkt: } h_0 = 0 \text{ bei } t_0 = 0^\circ\text{C}, \\ \text{flüssiges Wasser, trockene Luft}$$

# Berechnung der Abgasenthalpie - Änderung



$$\Delta \dot{H}_{BWN} = \dot{m}_{tG} (h_G - h_{End})$$

$$h_G = h_{tG} + X_G h_W$$

$$h_G = c_{pm,tG} t_G + X_G (\Delta^{LV} h + c_{pD} t_G)$$

$$\eta_{Konv} + \varepsilon_{BWN} = \eta_{Konv} + \frac{M_{tG} \Delta h_{BWN}}{H_{i/s}}$$

$$h_{End} = c_{pm,tG} t_{End} + X_{End} (\Delta^{LV} h + c_{pD} t_{End})$$

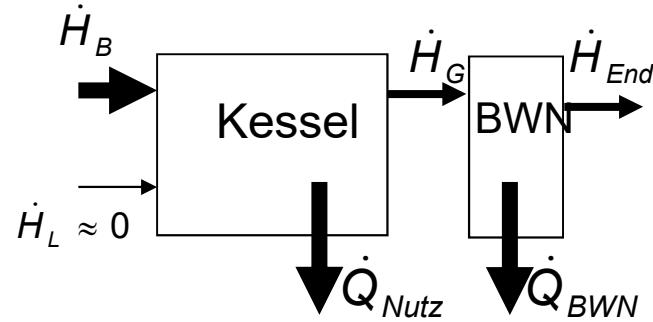
$$\Delta h_{BWN} = h_G - h_{End} = (X_G - X_{End}) \Delta^{LV} h + c_{p,TG} (T_G - T_{End}) + c_{pD} (X_G t_G - X_{End} t_{End})$$

latente Wärme

fühlbare  
Wärme Abgas

fühlbare  
Wärme Dampf

# Kesselwirkungsgrad mit BWN



$$\eta_K = \eta_{Konv} + \varepsilon_{BWN} = 1 - \frac{\dot{m}_G h_G}{\dot{H}_B} + \frac{\dot{m}_{tG} \Delta h_{BWN}}{\dot{m}_B H_{i/s}}$$

$$= 1 - \frac{M_G h_G}{H_{i/s}} + \frac{M_{tG} \Delta h_{BWN}}{H_{i/s}}$$

$$\eta_K = \eta_{Konv} + \frac{M_{tG} \Delta h_{BWN}}{H_{i/s}}$$

$$\eta_K \approx 1 - \frac{M_G c_{pG} t_G}{H_{i/s}} + \frac{M_{tG} [(X_G - X_{End}) \Delta^{LV} h]}{H_{i/s}} + \frac{M_{tG} c_{p,TG} (t_G - t_{End})}{H_{i/s}}$$

latent    fühlbar

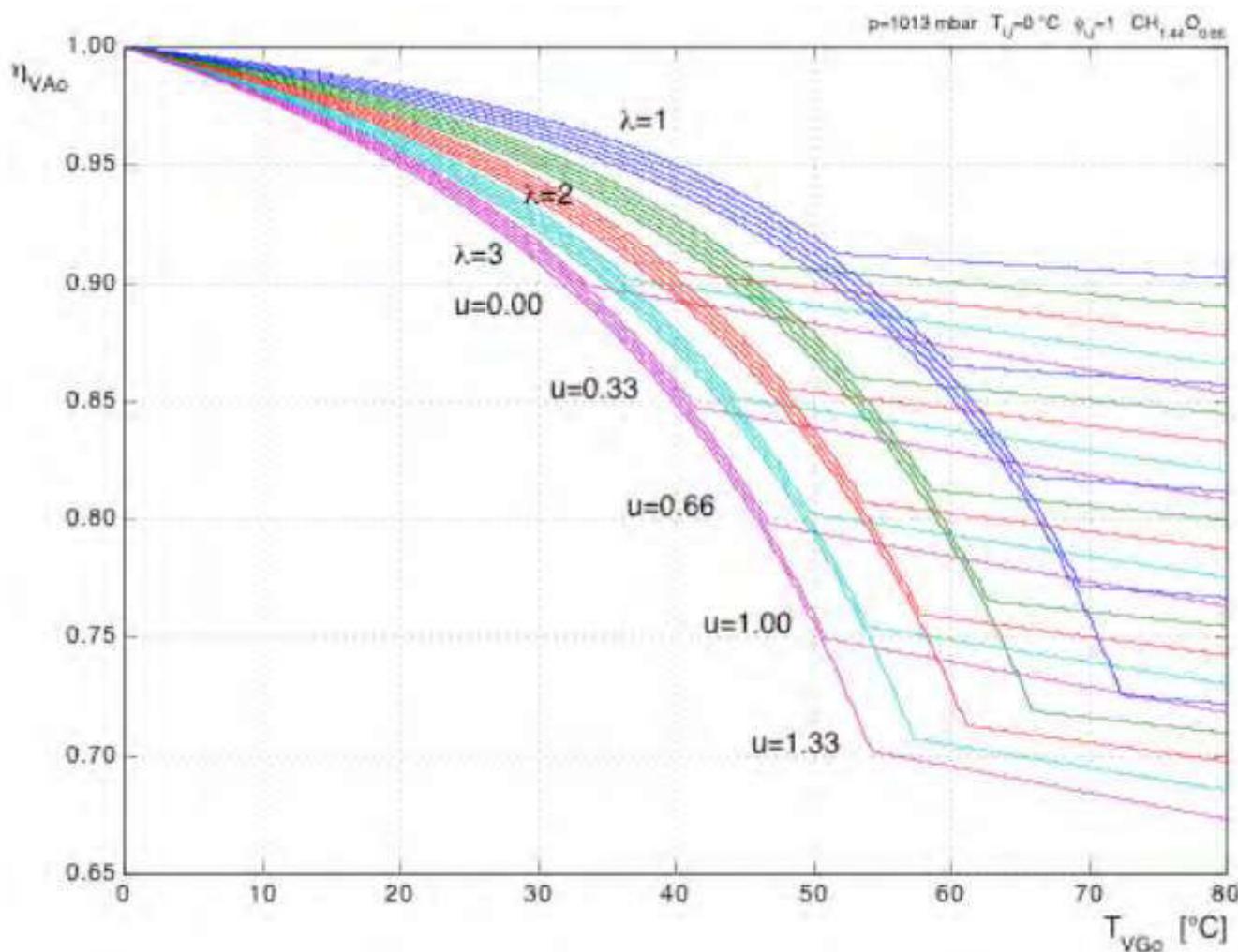
Wirksamkeit der Brennwertnutzung abhängig von

- Wassergehalt des Brennstoffs       $H_i = (1-W)H_{i,t} - 2,44 W$      $H_s = (1-W)H_{s,t}$      $X_G = \frac{9H+W}{M_{tG}}$

- Endtemperatur                                          $\Delta h_{f\ddot{u}hlbar} = c_p(t_G - t_{End})$        $\Delta h_{latent} = \Delta^{LV} h [X_G - X_{End(t_{end})}]$

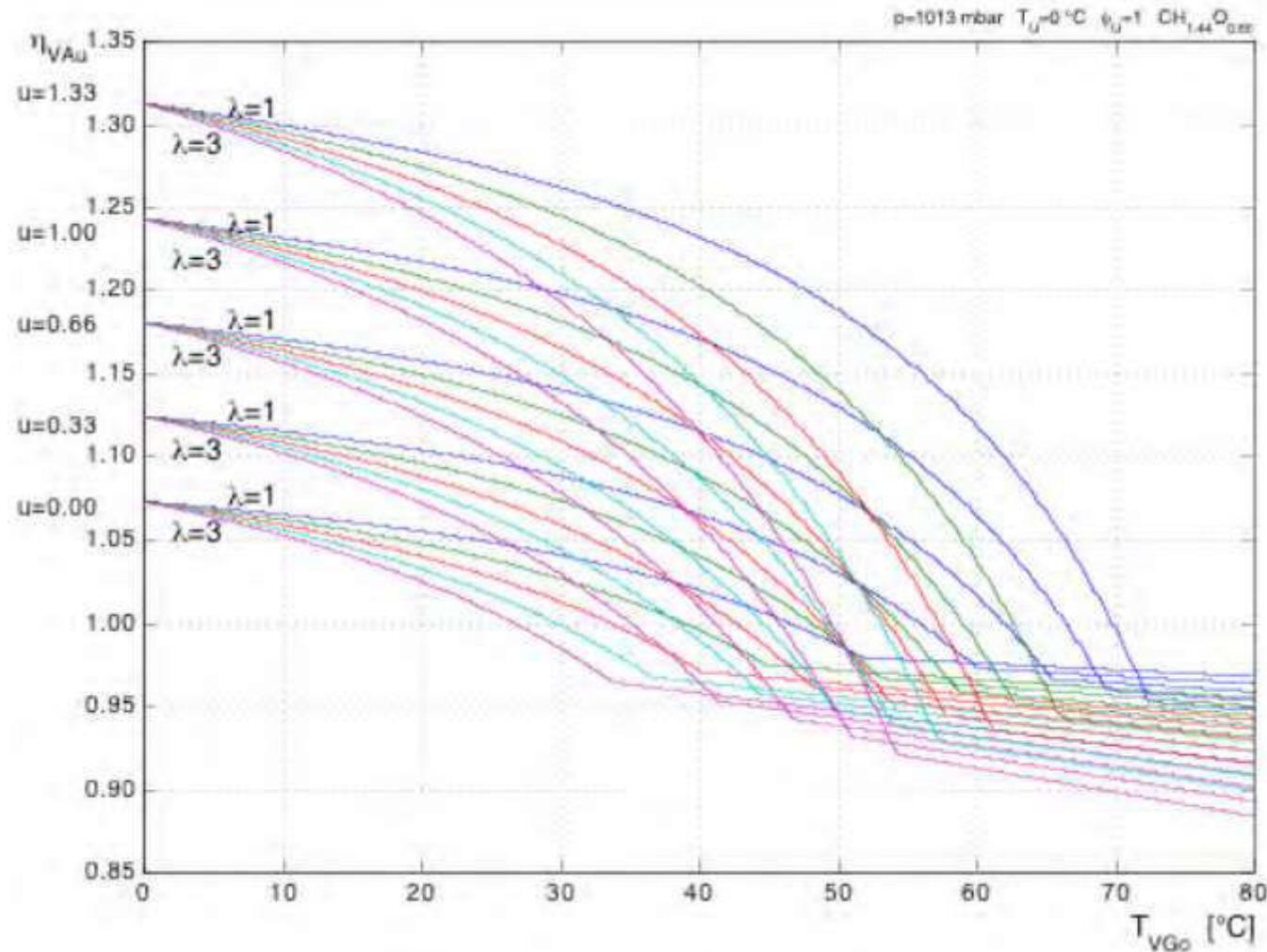
- Luftüberschuss      $M_G = \lambda M_{L\min} + 1$       $X_G = \frac{9H+W}{M_{tG}}$

Quelle: Neuenschwader, Grundlagen der Abgaskondensation (1998)



Wirkungsgrad der Verbrennungsanlage bezogen auf den Brennwert, bei vollständiger Verbrennung, Betrieb ohne Hilfsenergie und ideal isoliertem Heizungsraum      25

Quelle: Neuenschwader, Grundlagen der Abgaskondensation (1998) und Kultschmitt S.549



Wirkungsgrad der Verbrennungsanlage bezogen auf den Heizwert, bei vollständiger Verbrennung, Betrieb ohne Hilfsenergie und ideal isoliertem Heizungsraum 26

## ÜA 3 Verbrennung+BWN /2

In einer Hackschnitzelheizung wird Brennstoff mit einem Wassergehalt  $W = 40\%$  mit einer Luftzahl  $\lambda = 1,3$  verbrannt. Für den trockenen Brennstoff sind der Heizwert  $H_{i(t)} = 18,3 \text{ MJ/kg}$  und der minimale Luftbedarf  $M_{L\min(t)} = 5,89$  bekannt.

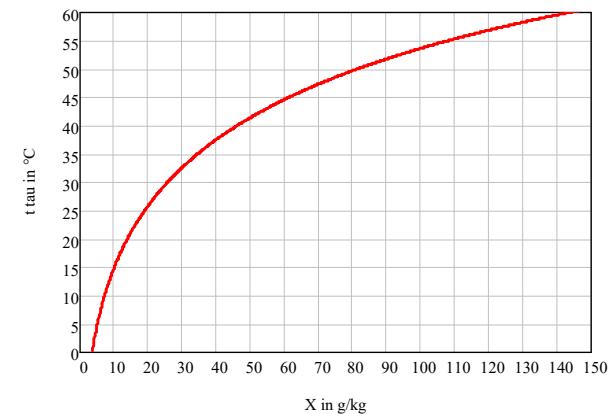
- Berechnen Sie  $H_i$  und  $H_s$  des feuchten Brennstoffes sowie die tatsächlichen brennstoffbezogenen Luft- und Abgasmassenströme  $M_L, M_G, M_{tG}, M_w$ .

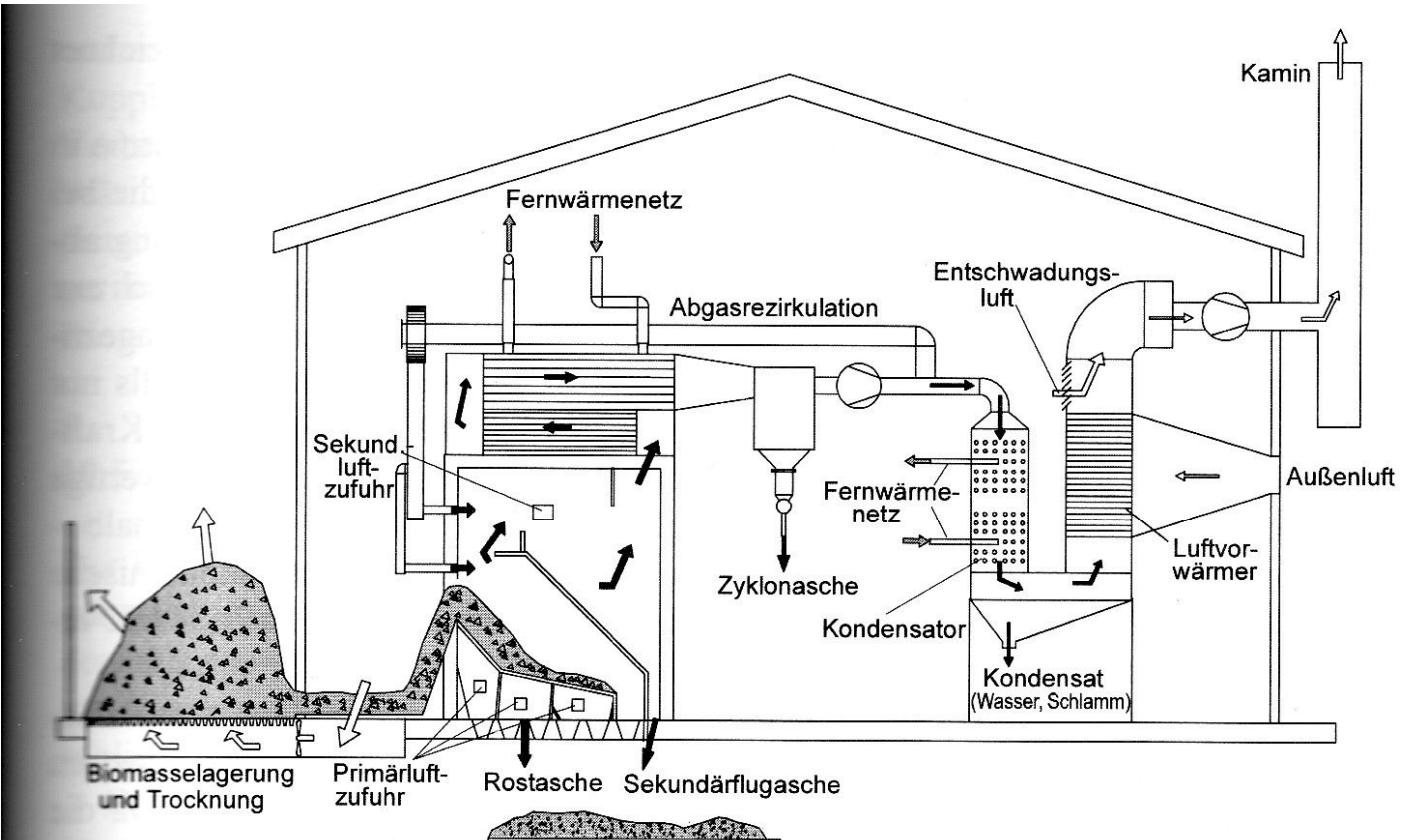
Das entstehende Abgas hat eine absolute Feuchte von  $X_G = 149 \text{ g/kg}$  und eine mittlere Molare Masse des trockenen Gases  $\bar{M}_{tG} = 30,7 \text{ g/kg}$ . (Daten analog zu Aufgabe 1)

- Bestimmen Sie die Tautemperatur des Abgases. ( $t_{\tau\text{au}} = 60,6^\circ\text{C}$ )

Das Gas wird in einem Brennwert-Kessel auf  $t_G = 40^\circ\text{C}$  abgekühlt.

- Welche Verbesserung des Wirkungsgrades ergibt sich durch den Brennwertkessel gegenüber dem konventionellen Kessel? (ÜA2/2:  $t_{G,\text{konv}} = 223^\circ\text{C}$ ,  $\eta_K = 0,85$ )



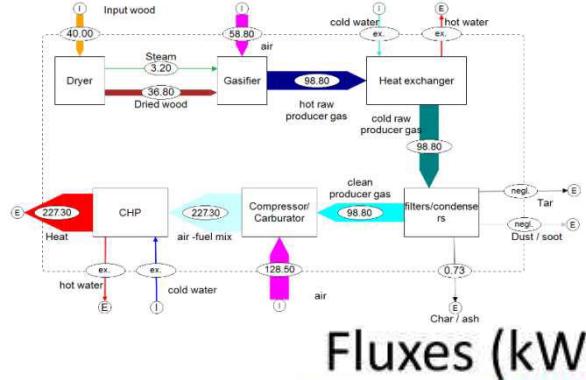


**Abb. 10.64** Heizanlage mit Luftherwärmung, Abgasentschwadung und Brennstoffvortrocknung (nach /10-62/) (die Temperatur des Brennstoffs vor der Feuerung ist hier höher als die Umgebungstemperatur)

# Energie- und Exergiefluss einer Vergasungsanlage

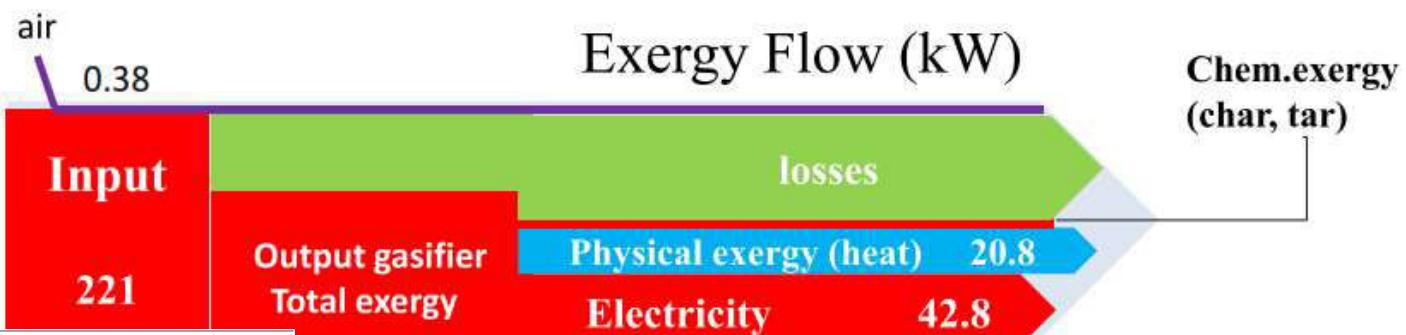
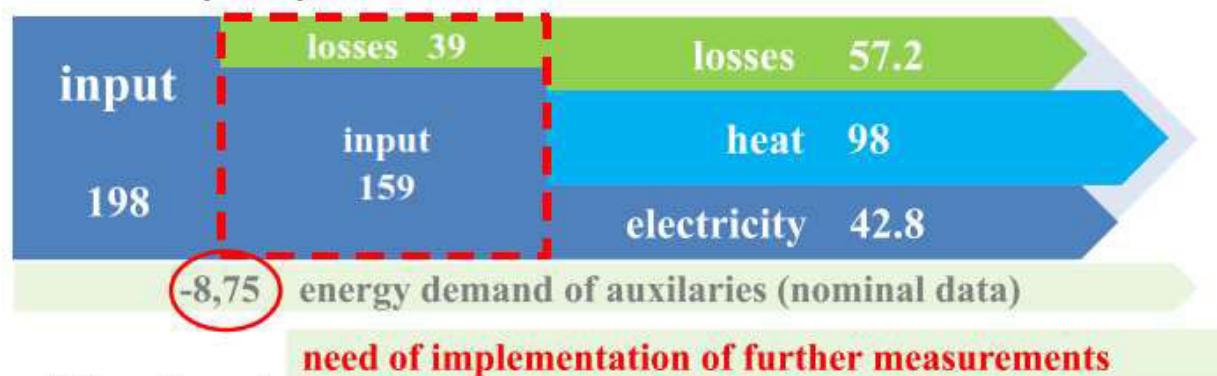
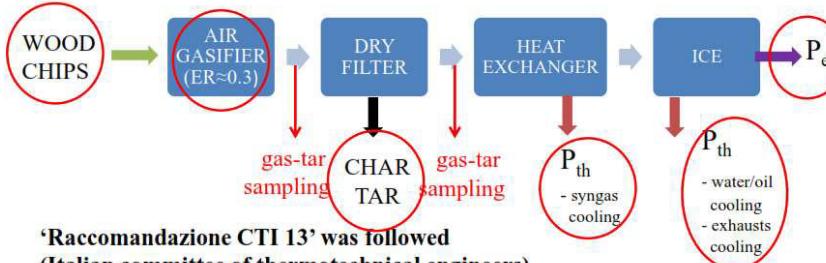
Gasification power plant (A tech.)

Mass balance



$P_{el}$ : 45 kW<sub>el</sub> (nominal data)

$P_{th}$ : 120 kW<sub>th</sub>

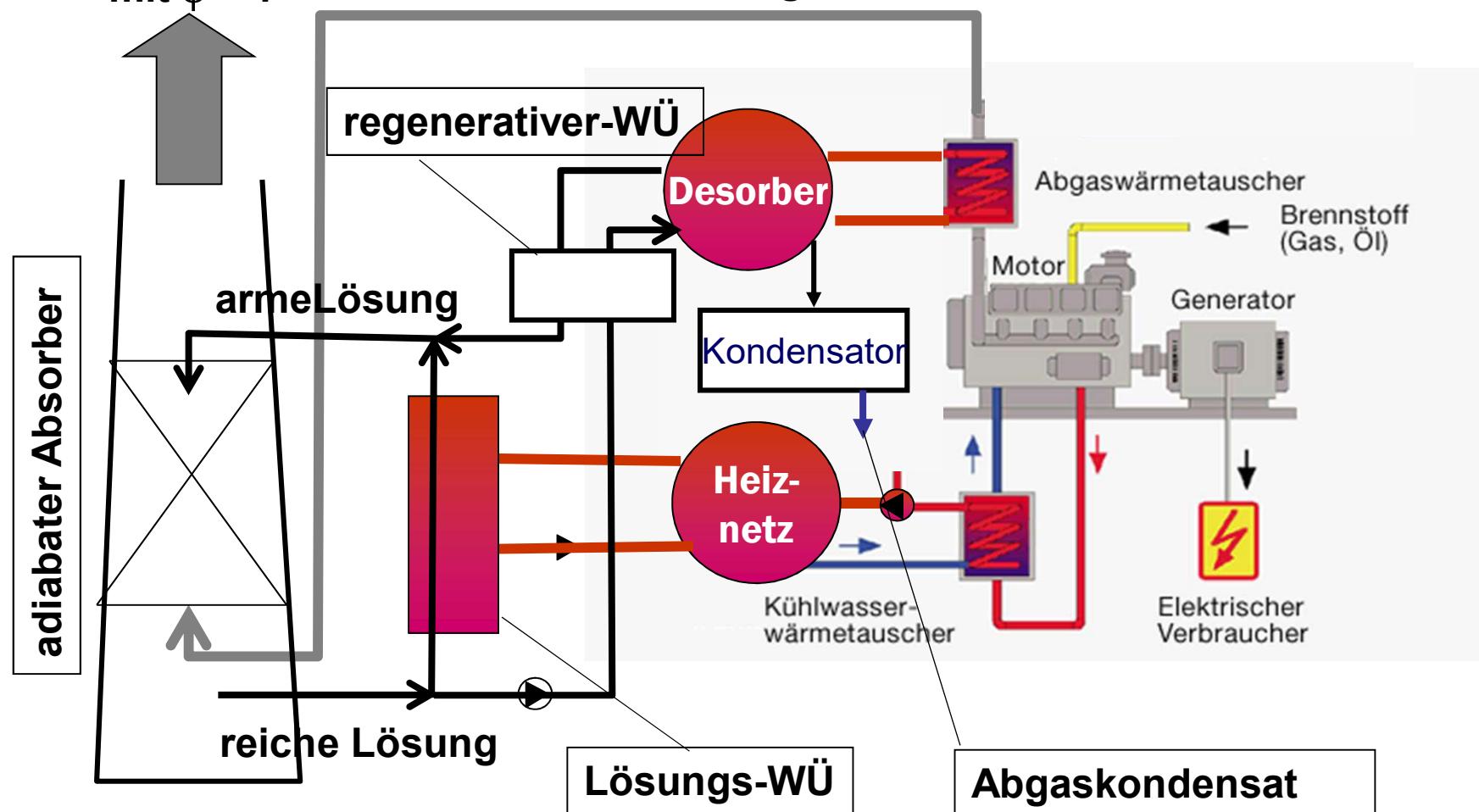


# Hochtemperaturbrennwetnutzung

Trockenes Abgas

mit  $\phi < 1$

feuchtes Abgas



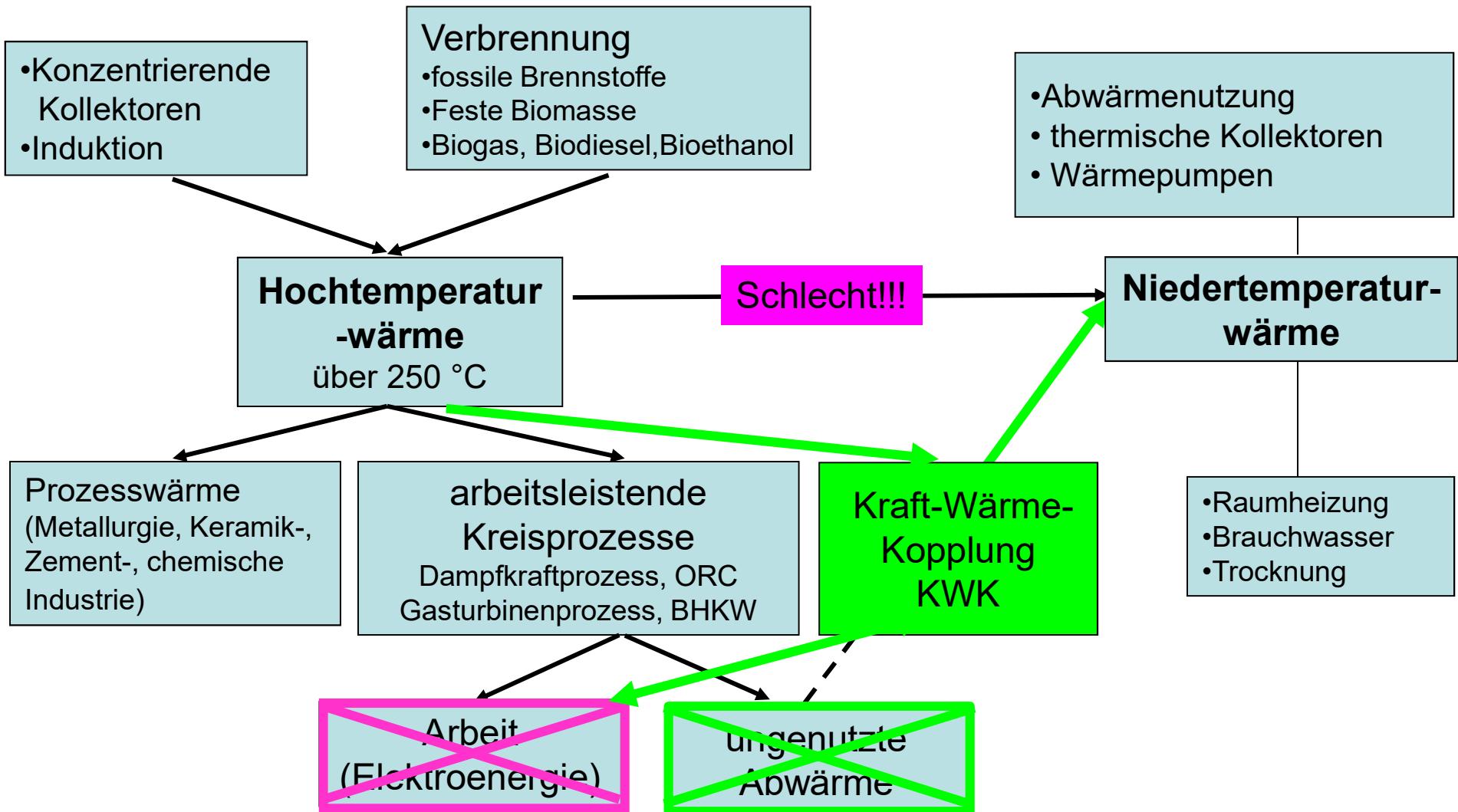
- Pilotanlage im HKW Buch der Vattenfall Europe Berlin



# **Master Regenerative Energien Regenerative Wärmetechnik**

4. Vergleich verschiedener Wärmebereitstellungsmethoden

# Wärmebereitstellung - Überblick



# Kraft-Wärme-Kopplung (KWK)

- effiziente Erzeugung von Heizwärme
- Strom als Koppelprodukt
- Vergleichsszenario: „getrennte Erzeugung“  
Heizwärmebereitstellung durch Verbrennung (fossile oder regenerative Brennstoffe)
- Stromerzeugung aus KWK sollte stets nur fossil erzeugten Strom aus dem Netz verdrängen, deshalb Vergleich für Stromerzeugung auf Basis fossiler Brennstoffe
- Wärmespeicher und Stromeinspeisung sind Möglichkeiten zur Flexibilisierung der KWK
- KWK sollte wärmegeführt, aber mit Flexibilität für den Strommarkt ausgelegt sein (Wärmespeicher und ggf. Power to Heat)
- Saisonale Wärmebedarfsschwankung (fehlender Heizwärmeverbrauch im Sommer) ist besonders zu berücksichtigen

Stromkennzahl der KWK

$$\sigma = \frac{W_{el}}{q_{Nutz}} = \frac{P_{el}}{\dot{Q}_{Nutz}}$$

Verbraucherkennzahl

$$S = \frac{P_{el,V}}{\dot{Q}_{Nutz,V}}$$

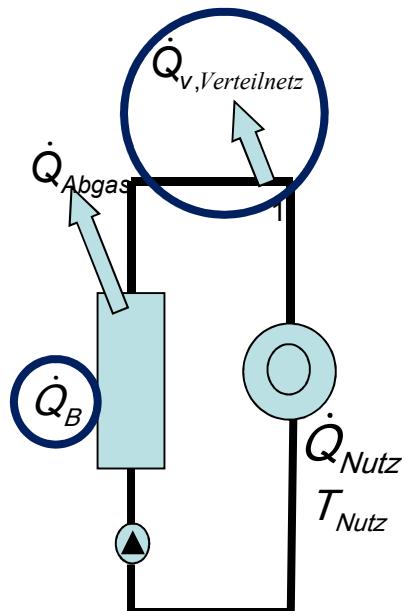
# Wärmebereitstellung im Heizkessel bzw. Heiznetz

## Wirkungsgrad und Primärenergiefaktor

Wirkungsgrad Wärmebereitstellung (Kesselwirkungsgrad)

$$\dot{Q}_{Nutz} = \eta_K \dot{Q}_{B,Q}$$

$$\eta_K = \frac{\dot{Q}_{Nutz}}{\dot{Q}_{B,Q}} = \frac{\text{verbrauchte Energie}}{\text{aufgewandte Energie}}$$



Primärenergiefaktor

$$f_P = \frac{PE}{E} = \frac{\text{aufgewandte Energie}}{\text{verbrauchte Energie}}$$

vorgelagerte Prozesskette  
einschließlich Umwandlung und Verteilung

Primärenergiefaktor Wärmebereitstellung

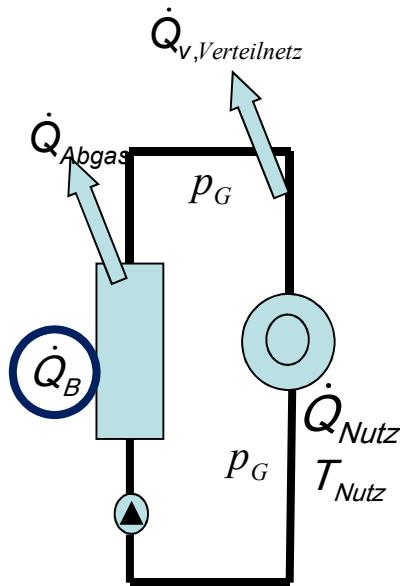
$$\dot{Q}_{Nutz} = \eta_K \eta_{VN} \dot{Q}_{B,Q}$$

VN - Verteilnetz

$$f_Q = \frac{PE_{Q_B}}{\dot{Q}_{Nutz}} = \frac{f_B \dot{Q}_{B,Q}}{\eta_K \eta_{VN} \dot{Q}_{B,Q}} = \frac{f_B}{\eta_K \eta_{VN}}$$

# Wärmebereitstellung

## Primärenergiefaktoren Brennstoff und Fernwärme



### Primärenergiefaktor Heizwärme

$$f_Q = \frac{PE}{\dot{Q}_{Nutz}} = \frac{f_B}{\eta_K \eta_{VN}}$$

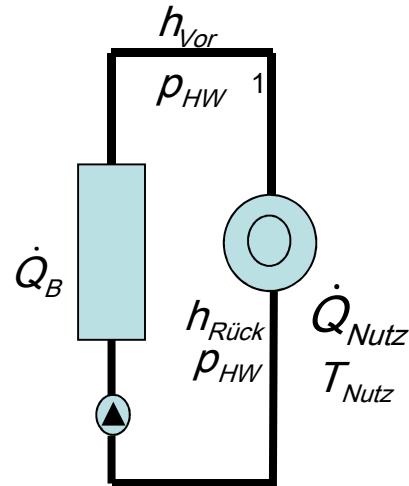
Energieträger	Primärenergiefaktoren $f_p$	
	insgesamt	nicht erneuerbarer Anteil
A	B	
Fossile Brennstoffe	Heizöl EL	1,1
	Erdgas H	1,1
	Flüssiggas	1,1
	Steinkohle	1,1
	Braunkohle	1,2
	Biogas	1,5
Biogene Brennstoffe	Bioöl	1,5
	Holz	1,2
	Solarenergie	1,0
Umweltenergie	Erdwärme, Geothermie	1,0
	Umgebungswärme	1,0
	Umgebungskälte	1,0
	Abwärme innerhalb des Gebäudes aus Prozessen, siehe 3.1.32	1,0
Nah-/Fernwärme aus Heizwerken	fossiler Brennstoff	1,3
	erneuerbarer Brennstoff	0,1

- Primärenergiefaktoren sind ein politisches Steuerungsinstrument und spiegeln die technischen Gegebenheiten nur begrenzt wieder.
- Pauschale Bewertung mit PE-Faktoren und individuelle Bilanzierung können sich unterscheiden

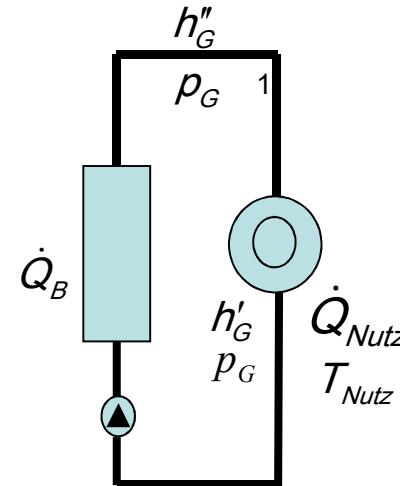
# Wärmebereitstellung mit Heißwasser, Heizdampf oder Frischdampf

$$\dot{Q}_{Nutz} = \eta_K \dot{m}_B H_i = \dot{m} \Delta h$$

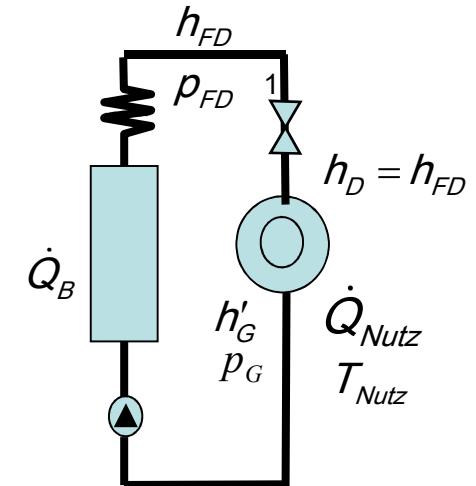
Heißwassererzeugung



Sattdampferzeugung



Frischdampf-Drosselung



$$\dot{Q}_{Nutz} = \dot{m}_{HW} (h_{Vor} - h_{Rück})$$

$$= \dot{m}_{HW} c_{pW} (T_{Vor} - T_{Rück})$$

$$\dot{Q}_{Nutz} = \dot{m}_{SD} (h'' - h')$$

$$\dot{Q}_{Nutz} = \dot{m}_{FD} (h_{FD} - h')$$

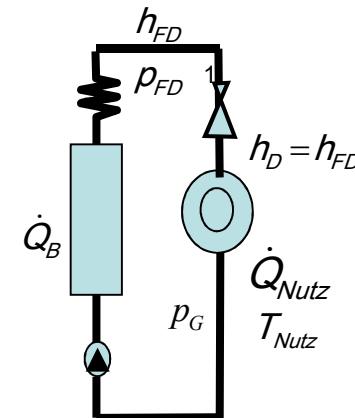
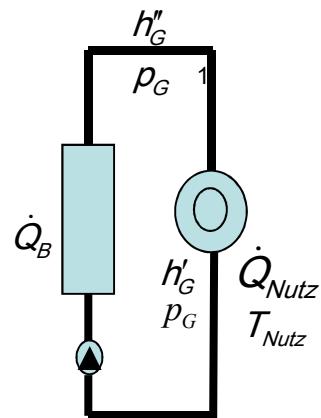
$$\dot{m}_B = \frac{\dot{Q}_{Nutz}}{\eta_K H_i} = \frac{\dot{m} \Delta h}{\eta_K H_i}$$

Die aufzuwendende Brennstoffmenge wird nur durch den Kesselwirkungsgrad, nicht durch die Art des Wärmeträgers (Heizmedium) bestimmt.

## 1. Wärmebereitstellung mit Sattdampf oder Heizdampf

Ein Verbraucher benötigt einen Wärmestrom  $\dot{Q} = 150 \text{ MW}$  mit einer Mindesttemperatur von  $t_D = 200 \text{ }^{\circ}\text{C}$  Dampf (entsprechend  $p_D = 1,555 \text{ MPa}$ ).

- Welcher Massenstrom Dampf muss zur Verfügung gestellt werden, wenn der Dampf mit Sattdampfparametern in einem Dampfkessel erzeugt wird?
- Welcher Brennstoffmassenstrom ( $H_i = 18 \text{ MJ/kg}$ ) wird benötigt, wenn der Kessel mit einem Wirkungsgrad  $\eta_K = 0,92$  arbeitet?
- Wie ändern sich Dampfstrom und Brennstoffaufwand, wenn der Verbraucher durch gedrosselten Frischdampf ( $p_I = 10 \text{ MPa}$  und  $t_I = 450 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ) aus dem Dampferzeuger eines Kraftwerks mit gleichem Wirkungsgrad versorgt wird?



# Wasserdampftafel

## Zustandsgrößen auf der Siede- und Taulinie

Tabelle 5.22. Thermodynamische Eigenschaften von Wasser und Wasserdampf im Sättigungszustand (Temperaturtafel) /3/

$t$ °C	$p$ MPa	$v'$ $m^3 \cdot kg^{-1}$	$v''$ $m^3 \cdot kg^{-1}$	$h'$ $kJ \cdot kg^{-1}$	$h''$ $kJ \cdot kg^{-1}$	$s'$ $kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	$s''$ $kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
0,01	0,0006112	0,00100022	206,175	0,000614	2501,0	-0,0002	9,1562
5	0,0008719	0,001000	147,167	21,01	2510,2	0,0762	9,0258
10	0,0012271	0,0010003	106,419	41,99	2519,4	0,1510	8,9009
15	0,0017041	0,0010008	77,97	62,94	2528,6	0,2243	8,7815
20	0,0023368	0,0010017	57,833	83,86	2537,7	0,2963	8,6674
25	0,0031663	0,0010029	43,399	104,77	2546,8	0,3670	8,5583
30	0,0042417	0,0010043	32,929	125,66	2555,9	0,4365	8,4537
35	0,0056217	0,0010060	25,246	146,56	2565,0	0,5049	8,3536
40	0,0073749	0,0010078	19,548	167,45	2574,0	0,5721	8,2576
45	0,0095817	0,0010099	15,178	188,35	2582,9	0,6383	8,1655
50	0,012335	0,0010121	12,048	209,26	2591,8	0,7035	8,0771
55	0,015740	0,0010145	9,5812	230,17	2600,7	0,7677	7,9922
60	0,019919	0,0010171	7,6807	251,09	2609,5	0,8310	7,9106
65	0,025008	0,0010199	6,2042	272,02	2618,2	0,8933	7,8320
70	0,031161	0,0010228	5,0479	292,97	2626,8	0,9548	7,7565
75	0,038448	0,0010259	4,1356	313,94	2635,3	1,0154	7,6837
80	0,047359	0,0010292	3,4104	334,92	2643,8	1,0752	7,6135
85	0,057803	0,0010326	2,8300	355,92	2652,1	1,1343	7,5459
90	0,070108	0,0010361	2,3624	376,94	2660,3	1,1925	7,4805
95	0,084525	0,0010398	1,9832	397,99	2668,4	1,2500	7,4174
100	0,101325	0,0010437	1,6738	419,06	2676,3	1,3069	7,3564
110	0,14326	0,0010519	1,2106	461,32	2691,8	1,4185	7,2402
120	0,19854	0,0010606	0,89202	503,7	2706,6	1,5276	7,1310
130	0,27012	0,0010700	0,66851	546,3	2720,7	1,6344	7,0281
140	0,36136	0,0010801	0,50875	589,1	2734,0	1,7390	6,9307
150	0,47597	0,0010908	0,39261	632,2	2746,3	1,8416	6,8381
160	0,61804	0,0011022	0,30685	675,5	2757,7	1,9425	6,7498
170	0,79202	0,0011145	0,24259	719,1	2768,0	2,0410	6,6652
180	1,0027	0,0011275	0,19381	763,1	2777,1	2,1393	6,5838
190	1,2552	0,0011415	0,15631	807,5	2784,9	2,2356	6,5052
200	1,5551	0,0011565	0,12714	852,4	2791,4	2,3307	6,4289
210	1,9079	0,0011726	0,10422	897,8	2796,4	2,4247	6,3545
220	2,3201	0,0011900	0,08602	943,7	2799,9	2,5178	6,2819
230	2,7979	0,0012087	0,07143	990,3	2801,7	2,6102	6,2104
240	3,3480	0,0012291	0,05864	1037,5	2801,6	2,7021	6,1397
250	3,9776	0,0012513	0,05002	1085,8	2799,5	2,7936	6,0693
260	4,6940	0,0012756	0,04212	1135,0	2795,2	2,8850	5,9989
270	5,5051	0,0013025	0,03557	1185,4	2788,3	2,9766	5,9278
280	6,4191	0,0013324	0,03010	1237,0	2778,6	3,0687	5,8555
290	7,4448	0,0013659	0,02551	1290,3	2765,4	3,1616	5,7811
300	8,5917	0,0014041	0,02162	1345,4	2748,4	3,2559	5,7038
310	9,8697	0,0014480	0,01829	1402,9	2726,8	3,3522	5,6224
320	11,290	0,0014995	0,01544	1463,4	2699,6	3,4513	5,5356
330	12,865	0,0015614	0,01296	1527,5	2665,5	3,5546	5,4414
340	14,608	0,0016390	0,01078	1596,8	2622,3	3,6638	5,3365
350	16,537	0,0017407	0,008822	1672,9	2566,1	3,7816	5,2149
360	18,674	0,0018930	0,006970	1763,1	2485,7	3,9189	5,0603
370	21,053	0,0022310	0,004958	1896,2	2335,7	4,1198	4,8031

Tabelle 5.23. Thermodynamische Eigenschaften von Wasser und Wasserdampf im Sättigungszustand (Drucktafel) /3/

$p$ MPa	$t$ °C	$v' \cdot 10^3$ $m^3 \cdot kg^{-1}$	$v''$ $m^3 \cdot kg^{-1}$	$h'$ $kJ \cdot kg^{-1}$	$h''$ $kJ \cdot kg^{-1}$	$s'$ $kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	$s''$ $kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
0,001	6,98	1,0001	129,208	19,33	2513,8	0,1060	8,9756
0,002	17,51	1,0012	67,006	13,45	2533,2	0,2606	8,7236
0,003	24,09	1,0027	45,668	101,00	2545,2	0,3543	8,5776
0,004	28,98	1,0040	34,803	121,41	2554,1	0,4224	8,4747
0,005	32,90	1,0052	28,196	157,77	2561,2	0,4762	8,3952
0,006	36,18	1,0064	23,742	151,50	2567,1	0,5209	8,3305
0,007	39,02	1,0074	20,532	153,38	2572,2	0,5591	8,2760
0,008	41,53	1,0084	18,106	173,87	2576,7	0,5926	8,2289
0,009	43,79	1,0094	16,206	183,28	2580,8	0,6224	8,1875
0,01	45,83	1,0102	14,676	191,84	2584,4	0,6493	8,1505
0,02	60,09	1,0172	7,6515	251,46	2609,6	0,8321	7,9092
0,03	69,12	1,0223	5,2308	289,31	2625,3	0,9441	7,7695
0,04	75,89	1,0265	3,9949	317,65	2636,8	1,0261	7,6711
0,05	81,35	1,0301	3,2415	340,57	2646,0	1,0912	7,5951
0,06	85,95	1,0333	2,7329	359,93	2653,6	1,1454	7,5332
0,07	89,96	1,0361	2,3658	376,77	2660,2	1,1921	7,4811
0,08	93,51	1,0387	2,0789	391,72	2666,0	1,2330	7,4360
0,09	96,71	1,0412	1,8701	405,21	2671,1	1,2796	7,3963
0,10	99,63	1,0434	1,6946	417,51	2675,7	1,3027	7,3608
0,15	111,37	1,0530	1,1597	467,13	2693,9	1,4336	7,2243
0,20	120,23	1,0608	0,88592	504,7	2706,9	1,5301	7,1286
0,25	127,43	1,0675	0,71881	535,4	2717,2	1,6072	7,0540
0,30	133,54	1,0735	0,60586	561,4	2725,5	1,6717	6,9930
0,35	138,88	1,0789	0,52425	584,3	2732,5	1,7273	6,9414
0,40	143,62	1,0839	0,46242	604,7	2738,5	1,7764	6,8966
0,45	147,92	1,0885	0,41392	623,3	2743,8	1,8204	6,8570
0,50	151,85	1,0928	0,37481	640,1	2748,5	1,8604	6,8215
0,6	158,84	1,1009	0,31556	670,4	2756,4	1,9308	6,7598
0,7	164,96	1,1082	0,27274	697,1	2762,9	1,9918	6,7074
0,8	170,42	1,1150	0,24030	720,9	2768,4	2,0457	6,6618
0,9	175,36	1,1213	0,21484	742,6	2773,0	2,0941	6,6212
1,0	179,88	1,1274	0,19430	762,6	2777,0	2,1382	6,5847
2,0	212,37	1,1766	0,09593	908,6	2797,4	2,4468	6,3373
3,0	233,84	1,2163	0,06662	1008,4	2801,9	2,6455	6,1832
4,0	250,33	1,2521	0,04974	1087,5	2799,4	2,7967	6,0670
5,0	263,92	1,2858	0,03941	1154,6	2792,8	2,9209	5,9712
6,0	275,56	1,3187	0,03241	1213,9	2783,3	3,0277	5,8878
8,0	294,98	1,3843	0,02349	1317,5	2757,5	3,2083	5,7430
10	310,96	1,4526	0,01800	1408,6	2724,4	3,3616	5,6143
12	324,64	1,5267	0,01425	1492,6	2684,8	3,4986	5,4930
14	336,63	1,6104	0,01149	1572,8	2638,3	3,6262	5,3737
16	347,32	1,7101	0,00933	1651,5	2583,7	3,7486	5,2455
18	356,96	1,8380	0,00753	1733,4	2514,4	3,8739	5,1135
20	365,71	2,0370	0,00587	1828,8	2413,8	4,0181	4,9338
22	373,68	2,6750	0,00376	2007,7	2192,5	4,2891	4,5748

**Ausführliche Wasserdampftafel  
Zustandsgrößen im gesamten Zustandsgebiet  
nach Isobaren geordnet**

Tables of the Properties of Water and Steam 229

**Table 3 Single-phase region – Continued**  
(0 °C to 800 °C)

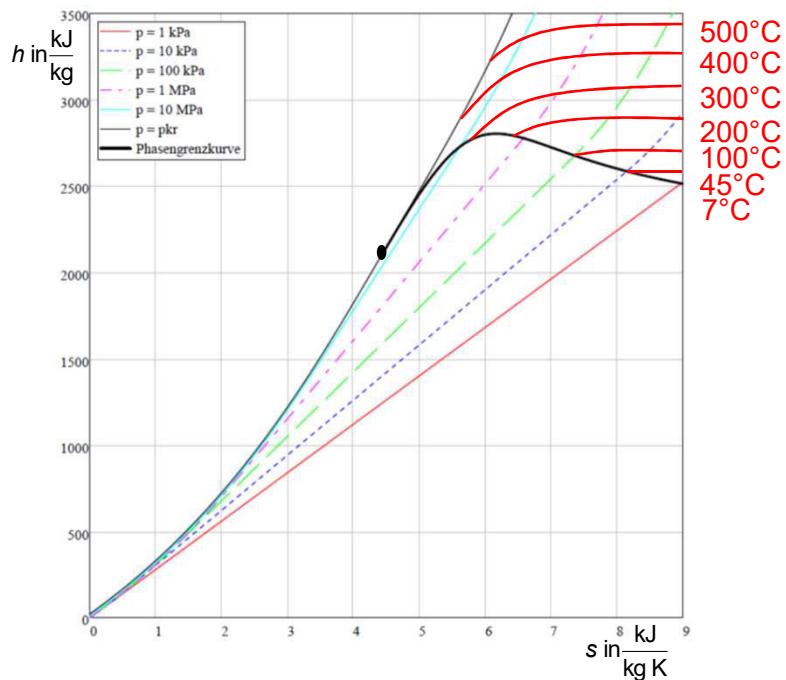
<i>t</i> [°C]	<i>v</i> [m <sup>3</sup> kg <sup>-1</sup> ]	<i>h</i> [kJ kg <sup>-1</sup> ]	<i>s</i> [kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	<i>c<sub>p</sub></i> [kJ kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	<i>w</i> [m s <sup>-1</sup> ]	<i>κ</i> [-]	<i>η</i> [10 <sup>-6</sup> Pa s]	<i>λ</i> [10 <sup>-3</sup> W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> ]	<i>p = 100 bar</i>	
									<i>t</i> [°C]	<i>v</i> [m <sup>3</sup> kg <sup>-1</sup> ]
250	0.00124116	1085.72	2.7791	4.7883	1180.0	112.19	108.0	625.5		
260	0.00126534	1134.13	2.8708	4.8972	1136.3	102.03	103.4	613.0		
270	0.00129228	1183.74	2.9629	5.0293	1089.4	91.840	98.99	599.2		
280	0.00132264	1234.82	3.0561	5.1931	1038.9	81.605	94.76	584.0		
290	0.00135739	1287.75	3.1510	5.4023	983.78	71.300	90.60	567.0		
300	0.00139804	1343.10	3.2484	5.6816	922.76	60.905	86.43	548.1		
310	0.00144710	1401.77	3.3498	6.0782	854.92	50.507	82.16	526.8		
<i>t<sub>s</sub> = 310.999 °C</i>										
Liquid	0.00145262	1407.87	3.3603	6.1275	847.74	49.474	81.72	524.5		
Vapour	0.0180336	2725.47	5.6159	7.1472	472.44	1.2377	20.19	78.97		
320	0.0192716	2782.66	5.7131	5.7468	491.71	1.2546	20.66	74.68		
330	0.0204462	2835.67	5.8017	4.9228	508.20	1.2632	21.18	71.67		
340	0.0214897	2882.06	5.8780	4.3885	522.16	1.2688	21.68	69.76		
350	0.0224422	2923.96	5.9458	4.0118	534.45	1.2728	22.18	68.55		
360	0.0233274	2962.61	6.0073	3.7324	545.52	1.2757	22.67	67.72		
370	0.0241605	2998.82	6.0641	3.5174	555.64	1.2779	23.15	66.85		
380	0.0249522	3033.11	6.1170	3.3471	565.02	1.2794	23.62	66.67		
390	0.0257099	3065.87	6.1668	3.2092	573.79	1.2806	24.09	66.91		
400	0.0264393	3097.38	6.2139	3.0958	582.04	1.2813	24.55	67.25		
410	0.0271447	3127.85	6.2589	3.0013	589.86	1.2818	25.01	67.72		
420	0.0278294	3157.45	6.3019	2.9217	597.31	1.2820	25.46	68.30		
430	0.0284963	3186.32	6.3432	2.8542	604.44	1.2821	25.91	68.98		
440	0.0291475	3214.57	6.3831	2.7965	611.28	1.2820	26.36	69.74		
450	0.0297850	3242.28	6.4217	2.7470	617.87	1.2817	26.80	70.56		
460	0.0304102	3269.53	6.4591	2.7043	624.24	1.2814	27.24	71.43		
470	0.0310246	3296.38	6.4955	2.6674	630.41	1.2810	27.68	72.36		
480	0.0316292	3322.89	6.5310	2.6354	636.39	1.2804	28.11	73.32		
490	0.0322250	3349.11	6.5655	2.6076	642.21	1.2799	28.54	74.31		
500	0.0328129	3375.06	6.5993	2.5833	647.89	1.2792	28.97	75.34		
510	0.0333935	3400.78	6.6324	2.5622	653.42	1.2786	29.39	76.39		
520	0.0339675	3426.31	6.6648	2.5437	658.83	1.2779	29.81	77.47		
530	0.0345355	3451.67	6.6965	2.5275	664.12	1.2771	30.23	78.57		
540	0.0350979	3476.87	6.7277	2.5134	669.31	1.2764	30.65	79.69		

## Zustandsgleichung

$$h(10\text{ MPa}, 450^\circ\text{C}) = 3242,3 \text{ kJ / kg}$$

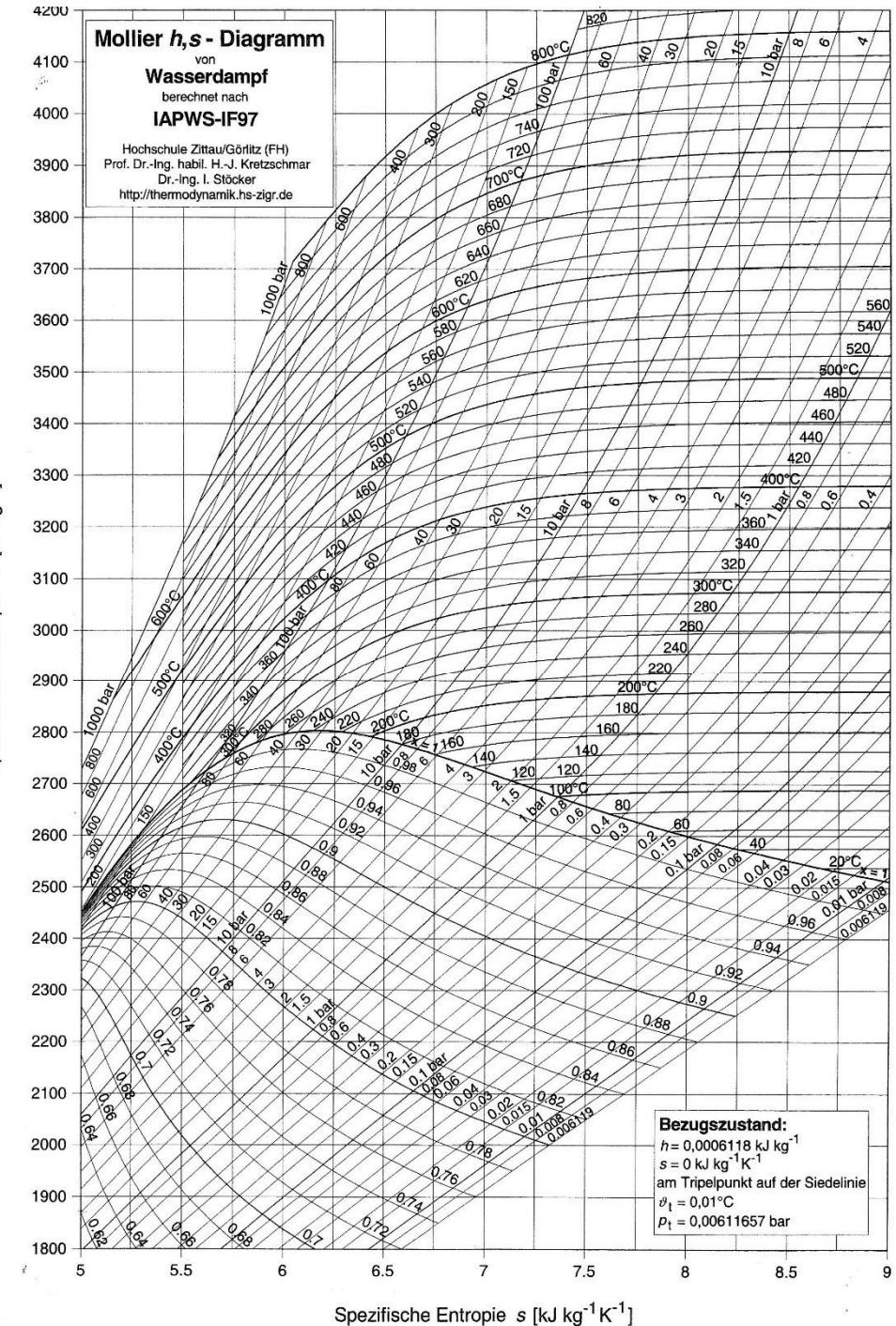
$$s(10\text{ MPa}, 450^\circ\text{C}) = 6,422 \text{ kJ / (kg K)}$$

# $h,s$ -Diagramm für Wasser



$$h(10\text{ MPa}, 450^\circ\text{C}) = 3242,3 \text{ kJ / kg}$$

$$s(10\text{ MPa}, 450^\circ\text{C}) = 6,422 \text{ kJ / (kg K)}$$



# Basistechnologien für Strombereitstellung

## (getrennte Erzeugung, fossile Brennstoffe)

### Kraftwerk (fossil = Verdrängungsstrom)

Entwicklung der spez. CO<sub>2</sub>-Emissionen ...  
[https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/1410/publikationen/2019-04-10\\_cc\\_10-2019\\_strommix\\_2019.pdf](https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/1410/publikationen/2019-04-10_cc_10-2019_strommix_2019.pdf)

$$\eta_{el} = \frac{P_{el,f}}{\dot{Q}_{B,P}}$$

$$\eta_{el\emptyset,f} = 0,375$$

Mit Anteilen der fossilen Primärenergieträger gewichteter durchschnittlicher Wirkungsgrad

#### Der Strommix in Deutschland im Jahr 2019\*

Mit 243 Milliarden Kilowattstunden lieferten Erneuerbare Energien rund 40 Prozent der deutschen Bruttostromerzeugung. Ihr Anteil am Bruttostromverbrauch betrug 42 Prozent.

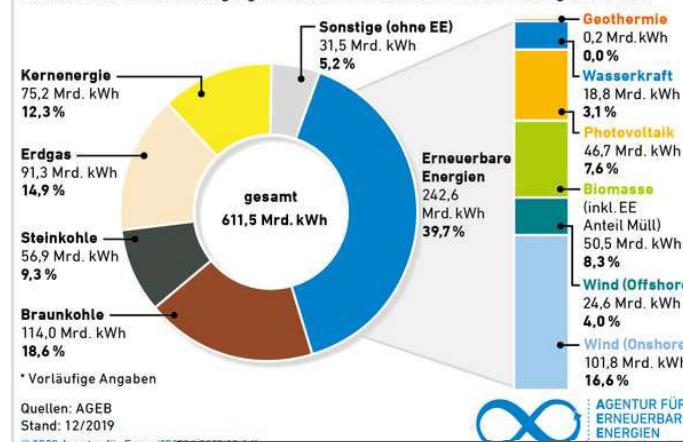


Tabelle 2: CO<sub>2</sub>-Emissionsfaktoren fossiler Brennstoffe im Vergleich mit dem CO<sub>2</sub>-Emissionsfaktor des deutschen Strommix 2017\*

	CO <sub>2</sub> -Emissionsfaktor bezogen auf den Brennstoffeinsatz [g/kWh]	Brennstoffausnutzungsgrad netto bezogen auf den Stromverbrauch [%]	CO <sub>2</sub> -Emissionsfaktor bezogen auf den Stromverbrauch [g/kWh]	Vergleich CO <sub>2</sub> -Emissionsfaktor Strommix [g/kWk]
Erdgas	201	54	374	
Steinkohle	336	41	815	
Braunkohle	407	36	1.142	486

Quelle: Umweltbundesamt eigene Berechnungen März 2019

$$f_{P,f} = \frac{\dot{Q}_B}{P_{el,f}} = \frac{1}{\eta_{el\emptyset}} = 2,67$$

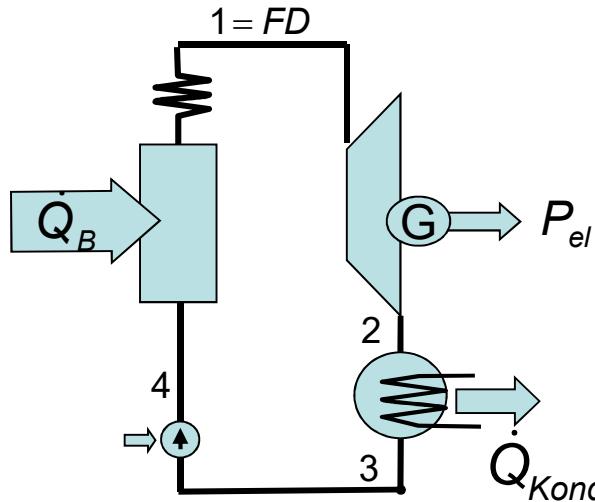
Primärenergiefaktor  
(brennstoffbezogen)

$$f_{P,f} = \frac{PE}{P_{el,f}} = \frac{f_B \dot{Q}_B}{P_{el,f}} = \frac{f_B}{\eta_{el\emptyset}} = \frac{1,1}{0,375} = 2,94$$

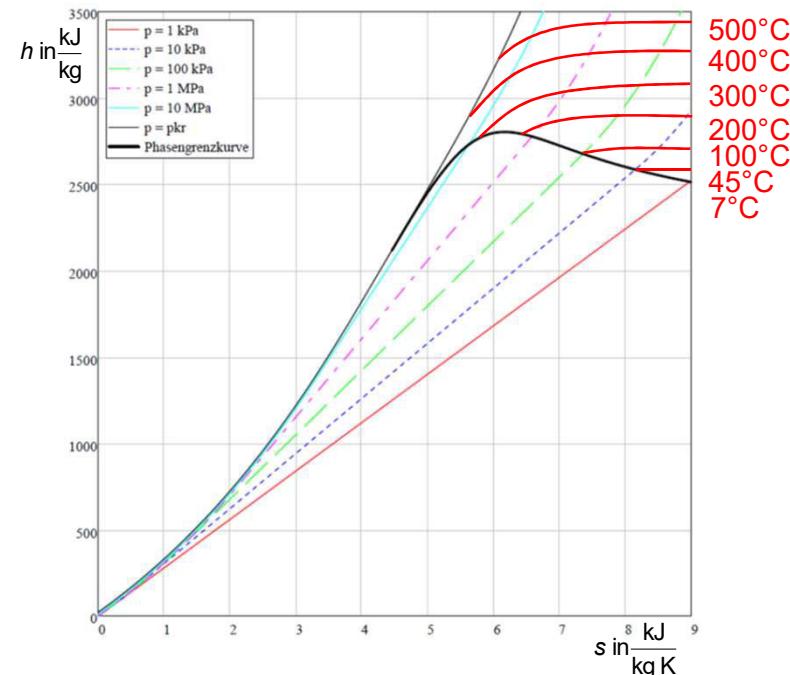
Primärenergiefaktor  
mit Vorkette der Brennstoffe

Energieträger	Primärenergiefaktoren $f_p$		Entspricht einem reg. Anteil am Strom von ca. 55% ab 2016: 1,8
	insgesamt	nicht erneuerbarer	
	A	B	
Strom	allgemeiner Strommix	2,8	2,4
	Verdrängungsstrommix	2,8	2,8

# Stromerzeugung im Kondensations-Dampfkraftwerk



$$T_{Kond} = T_U + \Delta T_{WÜ}$$



$$w_{t,T} = h_2 - h_1$$

$$P = \dot{m}_D w_{KP}$$

$$w_{t,SP} = h_4 - h_3 \ll w_{t,T}$$

$$\dot{Q}_{zu} = \dot{m}_D q_{zu}$$

$$w_{KP} \approx w_{t,T}$$

$$q_{zu} \equiv q_{DE} = h_1 - h_4$$

$$\eta_{th} = \frac{|P|}{\dot{Q}_{zu}} = \frac{|w_{KP}|}{q_{zu}}$$

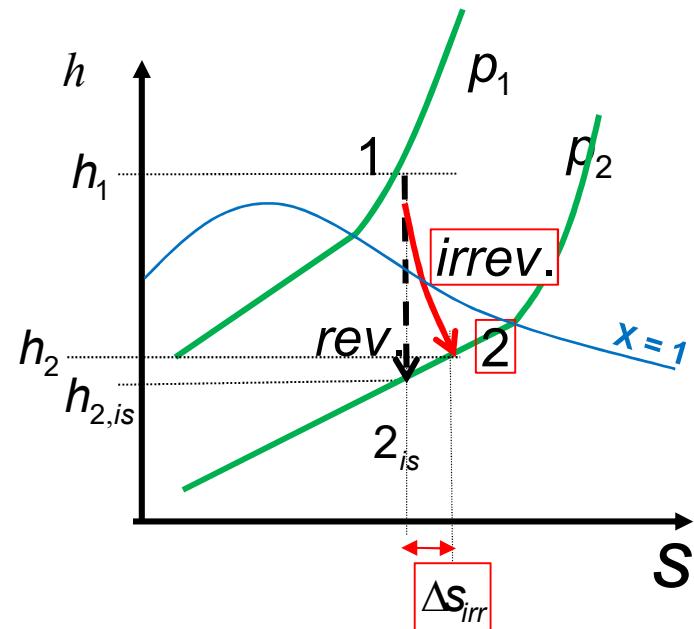
# Irreversible Turbinenentspannung

adiabat und reversibel:

$$dS = \frac{dq}{T} + \frac{dw_{Diss}}{T} = 0$$

$$w_{trev} = h_{2is} - h_1$$

adiabat, irreversibl Entspannung:



$$dS = \frac{dw_{Diss}}{T} = ds_{irr} > 0$$

$$w_t = h_2 - h_1$$

ISENTROPENWIRKUNGSGRAD, INNERER WIRKUNGSGRAD

$$\eta_{is,E} = \frac{w_t}{w_{t,rev}} = \frac{h_2 - h_1}{h_{2is} - h_1}$$

$$h_2 = h_1 - \eta_{is,E} (h_1 - h_{2,rev})$$

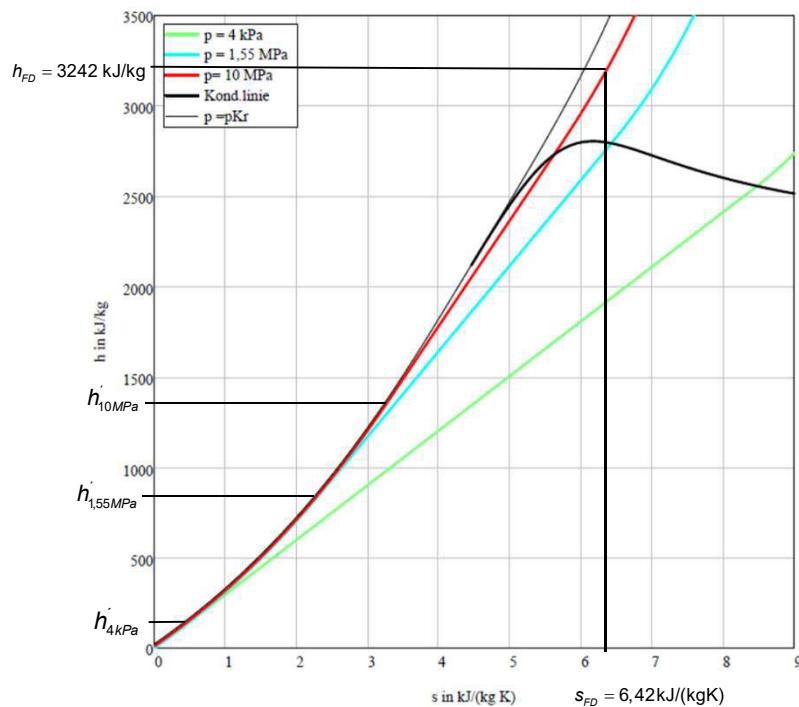
## 2. Kondensationskraftwerk

Ein Verbraucherschwerpunkt benötigt eine elektrische Leistung von  $P = 30 \text{ MW}$ , die mit einem DKP bereitgestellt wird.

Der Dampfkessel hat einen Wirkungsgrad von  $\eta_K = 0,92$ , er Frischdampf für die Turbinen wird mit  $p_1 = 10 \text{ MPa}$  und  $t_1 = 450^\circ\text{C}$  erzeugt. Die Turbine arbeitet mit einem Isentropenwirkungsgrad von  $\eta_{iz} = 0,88$ . Der Kondensatordruck beträgt  $p_K = 4 \text{ kPa}$ .

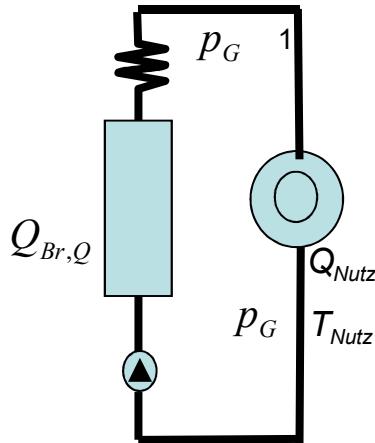
Als Brennstoff dient Biomasse mit einem Heizwert  $H_U = 18 \text{ MJ/kg}$ .

Bestimmen Sie die Enthalpien  $h_{1-3}$ , berechnen Sie den thermischen Wirkungsgrad und den benötigten Dampf- und Brennstoffmassenstrom.

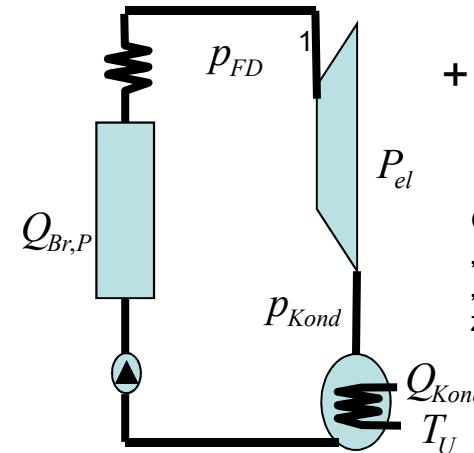


# Brennstoffaufwand für Vergleichsprozess „Getrennte Erzeugung“

## Wärme



## Strom



Ggf. ist zwischen „Netzstrom“ und „Verdrängungsstrom“ zu unterscheiden.

Wirkungsgrad

$$\eta_K = \frac{\dot{Q}_{Nutz}}{\dot{Q}_{B,Q}}$$

$$\eta_{el\emptyset} = \frac{P_{el}}{\dot{Q}_{B,P}}$$

Brennstoffaufwand

$$\dot{Q}_{B,Q} = \frac{\dot{Q}_{Nutz}}{\eta_K}$$

$$\dot{Q}_{B,P} = \frac{P_{el}}{\eta_{el\emptyset}}$$

Gesamt-Brennstoffaufwand  
bei Erzeugung von Strom und Wärme

$$\dot{Q}_B = \dot{Q}_{B,Q} + \dot{Q}_{B,P} = \frac{\dot{Q}_{Nutz}}{\eta_K} + \frac{P_{el}}{\eta_{el\emptyset}}$$

Brennstoffaufwands-  
Kennzahl bezogen auf  $Q_{Nutz}$

$$\left( \frac{\dot{Q}_B}{\dot{Q}_{Nutz}} \right)_{getrennt} = \frac{1}{\eta_K} + \frac{S}{\eta_{el\emptyset}}$$

$$S = \frac{P_{el,V}}{\dot{Q}_{Nutz,V}} = \frac{W_{el,V}}{Q_{Nutz,V}}$$

Ein Verbraucherschwerpunkt benötigt eine elektrische Leistung von  $P = 30 \text{ MW}$  und einen Wärmestrom  $\dot{Q} = 147 \text{ MW}$  (Satt-Dampf mit einer Kondensationstemperatur  $t = 200 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $p_D = 1,555 \text{ MPa}$ ).

Berechnen Sie Dampf- und Brennstoffbedarf

a) bei getrennter Erzeugung in einem Heizkessel und einem Kondensationskraftwerk.

Die Dampfkessel haben einen Wirkungsgrad von  $\eta_K = 0,92$ .

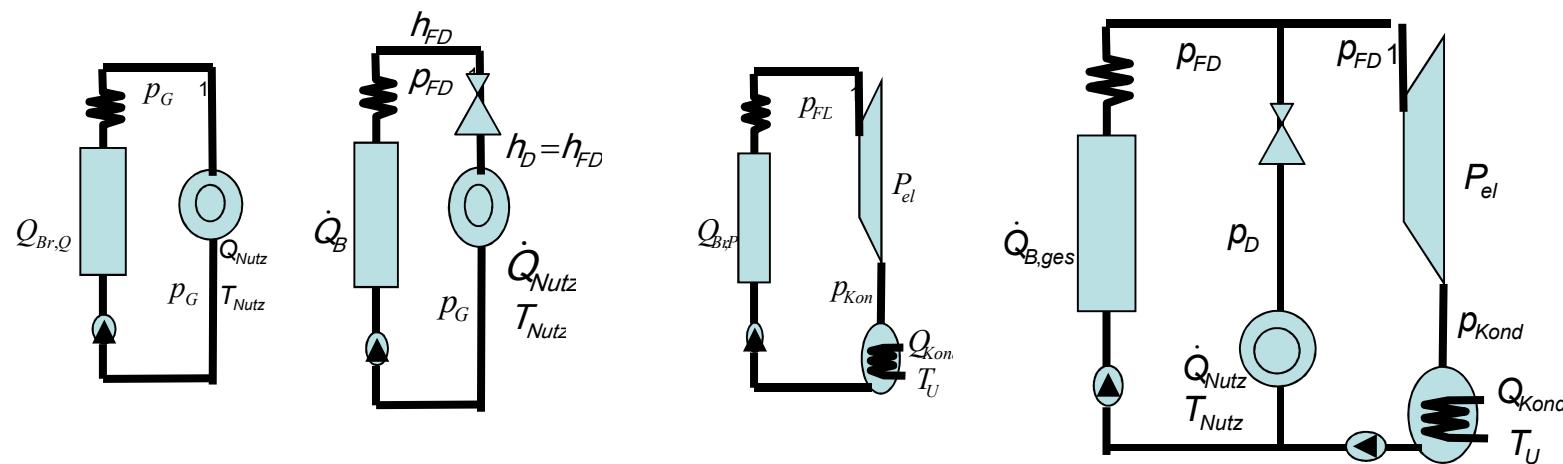
Die Turbine haben Isentropenwirkungsgrade  $\eta_{is} = 0,88$  ( $\eta_{mech}$ ,  $\eta_{Gen}$  vernachlässigen).

Der Frischdampf für die Turbinen wird mit  $p_I = 10 \text{ MPa}$  und  $t_I = 450 \text{ }^{\circ}\text{C}$  erzeugt.

Der Kondensatordruck beträgt  $p_K = 4 \text{ kPa}$ , die Umgebungstemperatur  $t_U = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Die Speisepumpenarbeit kann vernachlässigt werden.

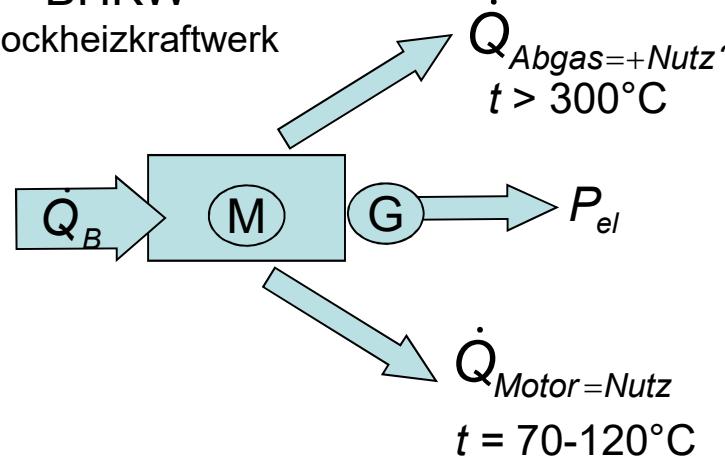
Als Brennstoff dient Holz mit einem Heizwert  $H_i = 18 \text{ MJ/kg}$  und einer spezifischen Exergie  $e_B \sim H_i$ .



# Kraft- Wärme – Kopplung (KWK)

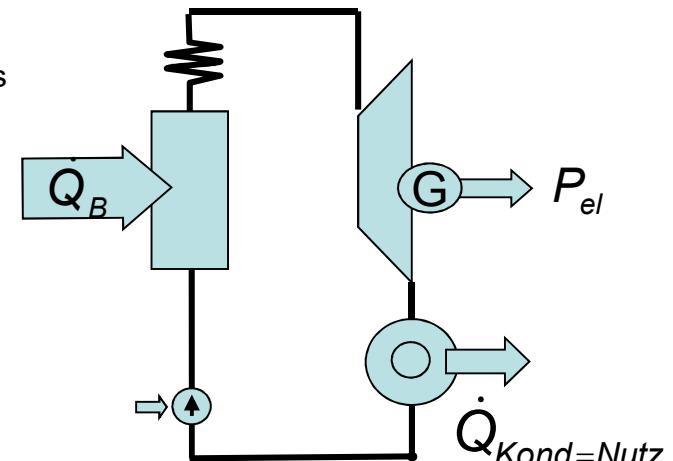
Gekoppelte (gleichzeitige) Erzeugung von Strom und Wärme

BHKW  
Blockheizkraftwerk



feststehende Wärmenutzungstemperatur,  
Abgaswärme bleibt oft ungenutzt

DKP  
Dampfkraftprozess



Temperatur der Abwärme kann auf Verbraucher-bedürfnisse  
abgestimmt werden → veränderliche  
Verhältnisse zwischen Strom und Wärme,  
Abgasverluste ähnlich Heizkessel

Auch Brennstoffzellen können als KWK genutzt werden

## Kennzahlen zur Bewertung

Wirkungsgrade:

$$\eta_{ges} = \frac{P_{el} + \dot{Q}_{Nutz}}{\dot{Q}_B} \quad \eta_{el} = \frac{P_{el}}{\dot{Q}_B} \quad \eta_{th} = \frac{\dot{Q}_{Nutz}}{\dot{Q}_B}$$

Brennstoffnutzungsgrad                        elektrisch                        thermisch

$$\eta_{ges,ex} = \frac{P_{el} + \frac{T_{Heiz} - T_U}{T_{Heiz}} \dot{Q}_{Nutz}}{\dot{Q}_B} = \eta_{el} + \eta_{exHK}$$

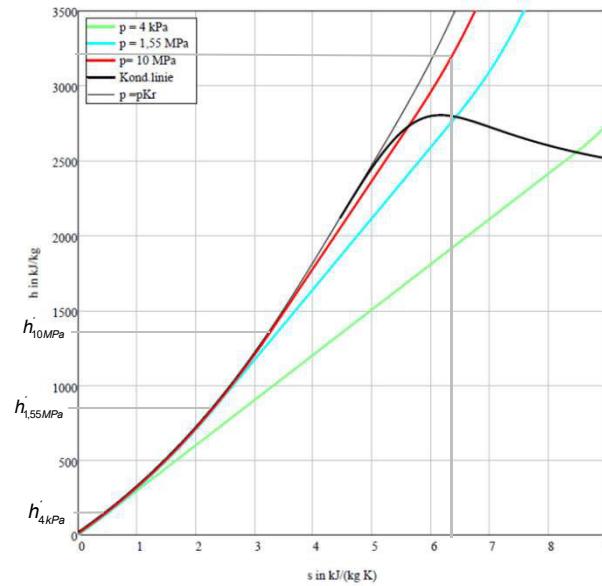
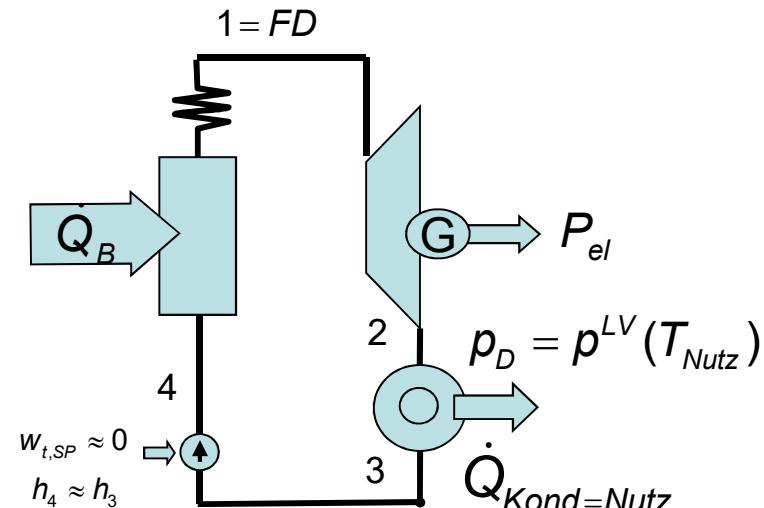
exergetisch

Stromkennzahl:                        Heizzahl:

$$\sigma = \frac{P_{el}}{\dot{Q}_{Nutz}} = \frac{1}{h} \quad h = \frac{\dot{Q}_{Nutz}}{P_{el}} = \frac{1}{\sigma}$$

Abwärme Kreisprozess und  
Nutzwärme können sich unterscheiden

# Kraft-Wärme-Kopplung (KWK) mit DKP



## Reine Gegendruckturbine

$$w_{t,T} = h_2 - h_1$$

$$q_{Nutz} = h_3 - h_2$$

$$\sigma = \frac{w_{t,T}}{q_{Nutz}} = \frac{\dot{m}_D (h_2 - h_1)}{\dot{m}_D (h_3 - h_2)} = \frac{P_{el}}{\dot{Q}_{Nutz}}$$

$$q_{zu} = h_1 - h_{4=3} = w_{t,T} + q_{Nutz}$$

- Temperatur der Nutzwärme bestimmt den Turbinenenddruck und damit die Stromkennzahl
- Arbeit und Wärme lassen sich nicht unabhängig voneinander einstellen.

$$\eta_{KWK} = \frac{w_{t,T} + q_{Nutz}}{q_{zu}} = 1$$

innerer Wirkungsgrad  
der KWK

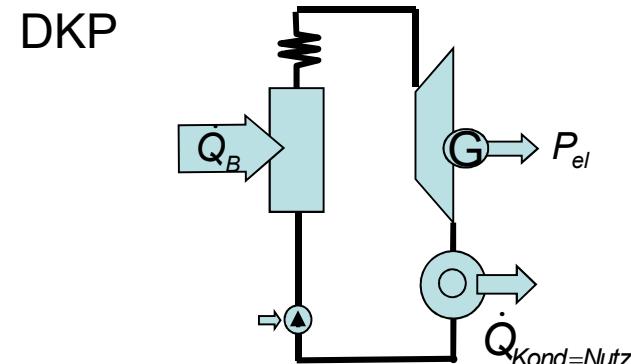
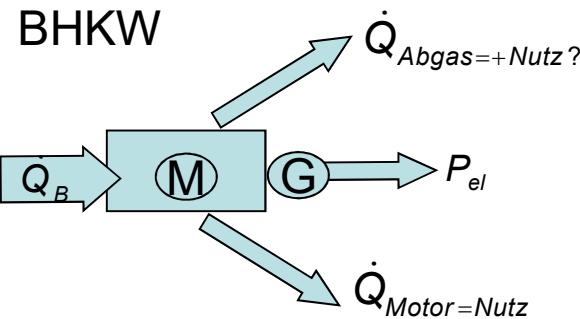
$$\eta_{ges} = \frac{P_{el} + \dot{Q}_{Nutz}}{\dot{Q}_B} = \eta_K < 1$$

Gesamtwirkungsgrad,  
brennstoffbezogen

$$\dot{Q}_B = \frac{\dot{m}_D (w_{t,T} + q_{Nutz})}{\eta_{ges=K}}$$

# Beziehungen zwischen den Kennzahlen

(nur zwei Kennzahlen können unabhängig voneinander definiert werden)



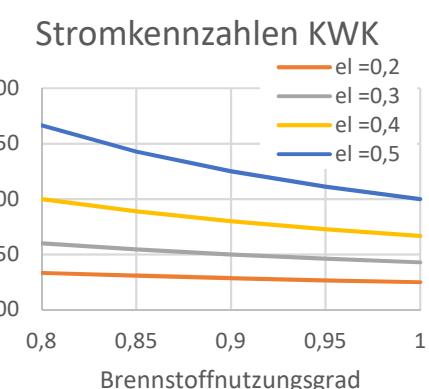
Wirkungsgrade:

$$\eta_{ges} = \frac{P_{el} + \dot{Q}_{Nutz}}{\dot{Q}_B} \triangleq \eta_K \quad \eta_{el} = \frac{P_{el}}{\dot{Q}_B}$$

Abgasverluste  
ähnlich Heizkessel

Stromkennzahl:

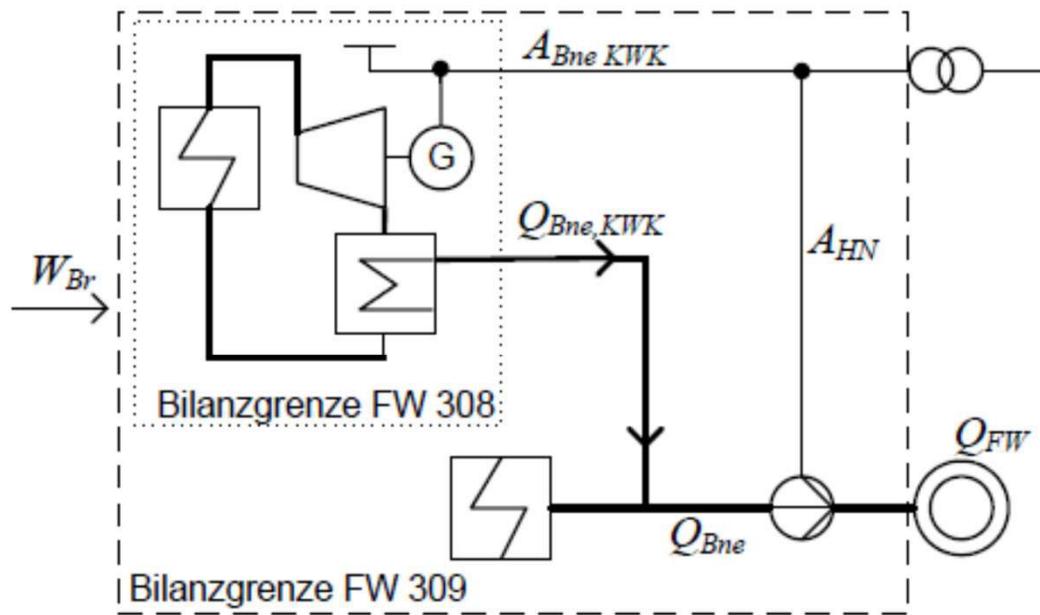
$$\sigma = \frac{P_{el}}{\dot{Q}_{Nutz}} = \frac{P_{el}}{\eta_{ges} \dot{Q}_B - P_{el}} = \frac{\eta_{el}}{\eta_{ges} - \eta_{el}}$$



$$\eta_K = 0,9 \quad \eta_{el} = 0,4 \quad \sigma = 0,8$$

Stromkennzahlen steigen mit abnehmendem  
Gesamt- und thermischem Wirkungsgrad.  
Erwünscht sind aber hohe  $\eta_{el}$  und  $\eta_{ges}$

# Bewertung von Heizkraftwerken (Fernwärme)



Arbeitsblatt AGFW FW 309 Teil 1

Energetische Bewertung von Fernwärme  
- Bestimmung der spezifischen Primärenergiefaktoren  
für Fernwärmeverversorgungssysteme -

Energy Performance of District Heating  
- Determination of the specific primary energy factors in  
district heating supply -

Mai 2014

<i>A</i>	Stromarbeit	MWh
<i>f</i>	Faktor	-
<i>Q</i>	Wärmearbeit	MWh
<i>W</i>	Brennstoffwärme	MWh <sub>Hi</sub>

$$A = W_{el}$$

$$W_{Br} = Q_B = H_B = m_B H_{i/s}$$

$$\dot{Q}_B = \dot{H}_B = \dot{m}_B H_{i/s}$$

$H_{i/s}$  - Heizwert/Brennwert

$$f_{P,FW} = \frac{(1 + \sigma) \cdot \alpha_{KWK} \cdot f_{P,Br}}{\zeta_{ne,KWK} \cdot \zeta_{HN}} + \frac{(1 - \alpha_{KWK}) \cdot f_{P,Br}}{\zeta_{ne,th} \cdot \zeta_{HN}} - \frac{(\sigma \cdot \alpha_{KWK} - \alpha_{HN}) \cdot f_{P,verdr}}{\zeta_{HN}}$$

mit

$\sigma$  Stromkennziffer der KWK-Anlage

$\alpha_{KWK}$  KWK-Deckungsanteil

$\alpha_{HN}$   $A_{HN} / Q_{Bne}$  Hierfür ist 0,015 einzusetzen.

$\zeta_{HN}$  Nutzungsgrad des Heiznetzes. Hierfür kann 0,90 eingesetzt werden.

$\zeta_{ne,KWK}$  Nutzungsgrad der KWK-Anlage

$\zeta_{ne,th}$  Nutzungsgrad der ungekoppelten Wärmeerzeugung

Netzstrom und KWK-Strom haben unterschiedliche Wirkungsgrade

Wird KWK-Strom eingespeist, so wird bilanziell durch diesen Strom ausschließlich fossiler Strom ersetzt (Verdrängungsstrom)

# Methoden zur Bestimmung von Primärenergiefaktoren der Kraft-Wärme-Kopplung

- **Arbeitswertmethode**

Vergleich der KWK mit Kondkraftwerk (bei gleicher Stromerzeugung)

$$PE_Q = PE_{KWK} - PE_{P_{el},kond}$$

- **Exergetische Methode (Carnot-Methode)**

Bewertung des Arbeitswertes der Wärme mit  $\frac{T_m - T_U}{T_m} Q$  als „Stromverlust“

- **Stromgutschriftenmethode**

$$PE_Q = PE_{KWK} - f_{P\emptyset} P_{el,KWK}$$

- **Finnische Methode**

Vergleich von gekoppelter Erzeugung mit getrennter Erzeugung

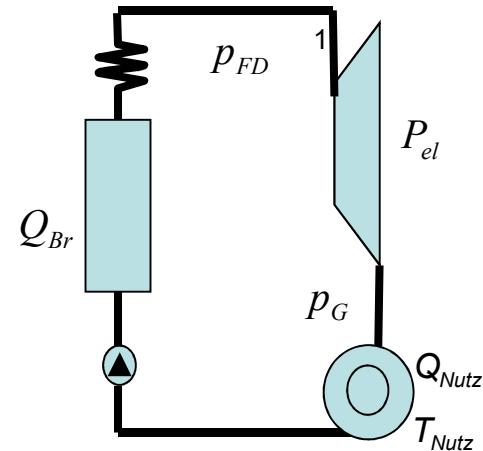
Zwei Referenzsysteme notwendig, (Ergebnis wird stark vom Referenzsystem beeinflusst)

- **Kalorische Methode (Internationale Energie-Agentur-Methode)**

Brennstoffaufteilung prozentual zu Strom und Wärme,

(eigentlich ungeeignet, nur sofern keine anderen Daten zur Verfügung stehen)

# Gesamtbrennstoffaufwand Kraft - Wärme - Kopplung



$$\eta_{el|KWK} = \frac{P_{el}}{\dot{Q}_B}$$

$$\eta_K = \frac{P_{el} + \dot{Q}_{Nutz}}{\dot{Q}_B}$$

$$\dot{Q}_B = \frac{P_{el}}{\eta_{el|KWK}} = \frac{P_{el} + \dot{Q}_{Nutz}}{\eta_K} = \frac{P_{el}}{\eta_K} + \frac{\dot{Q}_{Nutz}}{\eta_K}$$

$$\left( \frac{\dot{Q}_B}{\dot{Q}_{Nutz}} \right)_{KWK} = \frac{\sigma}{\eta_{el|KWK}} = \frac{\sigma}{\eta_K} + \frac{1}{\eta_K}$$

# Vergleich Brennstoffaufwandskennzahlen

## Getrennte Erzeugung

$$\left( \frac{\dot{Q}_B}{\dot{Q}_{Nutz}} \right)_{getrennt} = \frac{1}{\eta_K} + \frac{S}{\eta_{el\emptyset}}$$

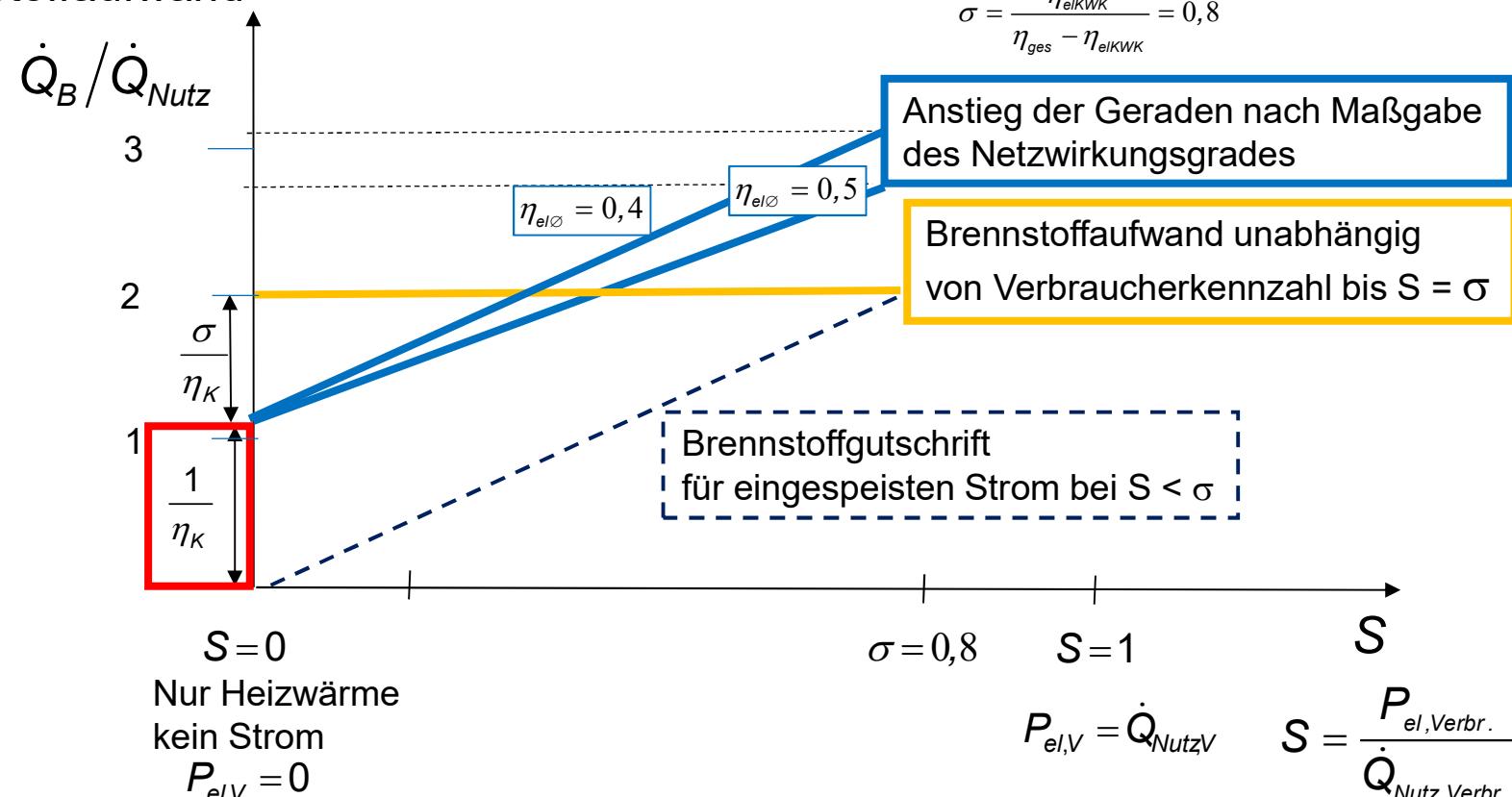
$\eta_K = 0,9$

## KWK

$$\left( \frac{\dot{Q}_B}{\dot{Q}_{Nutz}} \right)_{KWK} = \frac{1}{\eta_K} + \frac{\sigma}{\eta_K} \frac{(\sigma - S)}{\eta_{el,Verdrängungsstrom}}$$

$\eta_K = 0,9; \eta_{el} = 0,4$

## Brennstoffaufwand



## Kraft-Wärme-Kopplung mit Dampfkraftprozess

Ein Verbraucherschwerpunkt benötigt eine elektrische Leistung von  $P = 30 \text{ MW}$  und einen Wärmestrom  $\dot{Q} = 149,4 \text{ MW}$  (Satt-Dampf mit einer Kondensationstemperatur  $t = 200 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $p_D = 1,555 \text{ MPa}$ ).

Vergleichen Sie Dampf- und Brennstoffbedarf

- bei getrennter Erzeugung in einem Heizkessel und einem Kondensationskraftwerk.,
- bei Verwendung einer reinen Gegendruckturbine.

Die Dampfkessel haben einen Wirkungsgrad von  $\eta_K = 0,92$ .

Die Turbine haben Isentropenwirkungsgrade  $\eta_{is} = 0,88$  ( $\eta_{mech}$ ,  $\eta_{Gen}$  vernachlässigen).

Der Frischdampf für die Turbinen wird mit  $p_I = 10 \text{ MPa}$  und  $t_I = 450 \text{ }^{\circ}\text{C}$  erzeugt.

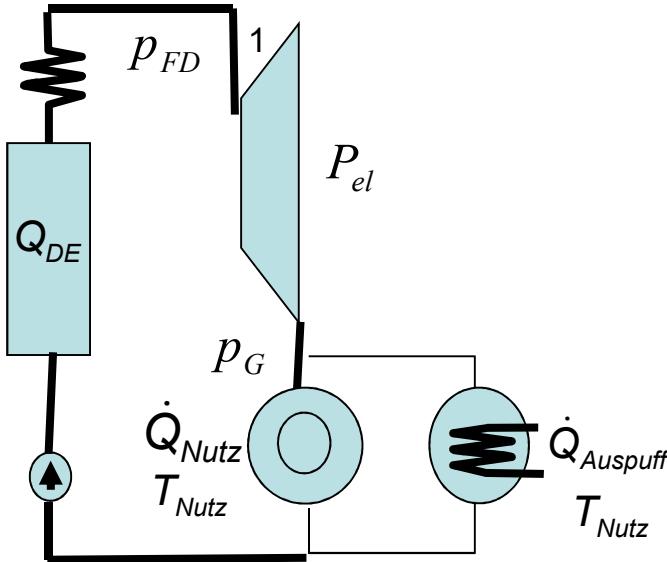
Der Kondensatordruck beträgt  $p_K = 4 \text{ kPa}$ ., die Umgebungstemperatur  $t_U = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Die Speisepumpenarbeit kann vernachlässigt werden.

Als Brennstoff dient Holz mit einem Heizwert  $H_i = 18 \text{ MJ/kg}$  und einer spezifischen Exergie  $e_B \sim H_i$ .

- Wie ändern sich die Verhältnisse, wenn der Wärmebedarf nur  $\dot{Q} = 60 \text{ MW}$  beträgt?
- Vergleichen Sie den Dampfbedarf für den verminderten Nutzwärmestrom bei Nutzung einer Entnahmekondensationsturbine und einer verbundenen Gegendruckturbine.

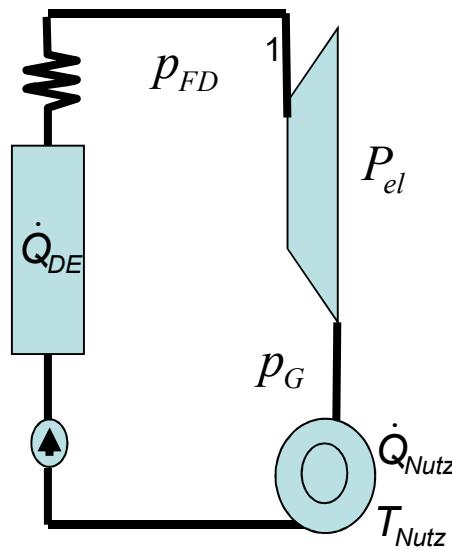
# Anpassung an Heizwärmebedarf



$$H < h$$

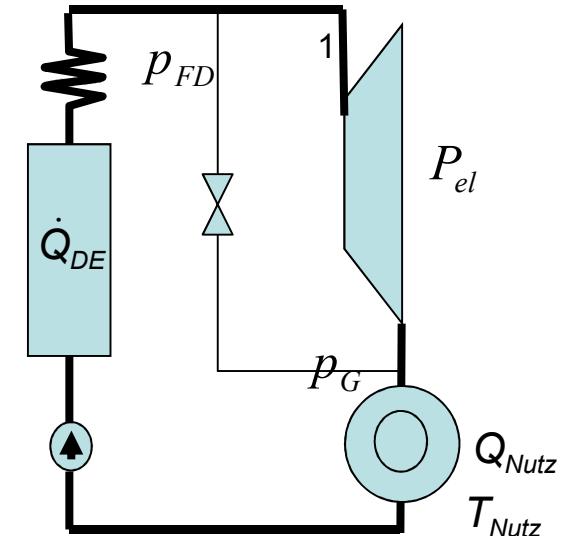
Auspuffbetrieb  
GD-Turbine

Verbraucher benötigt weniger Dampf,  
als zur Elektroenergiebereitstellung  
benötigt wird



$$S = \sigma \quad H = h$$

Optimale Übereinstimmung  
KWK - Verbraucher



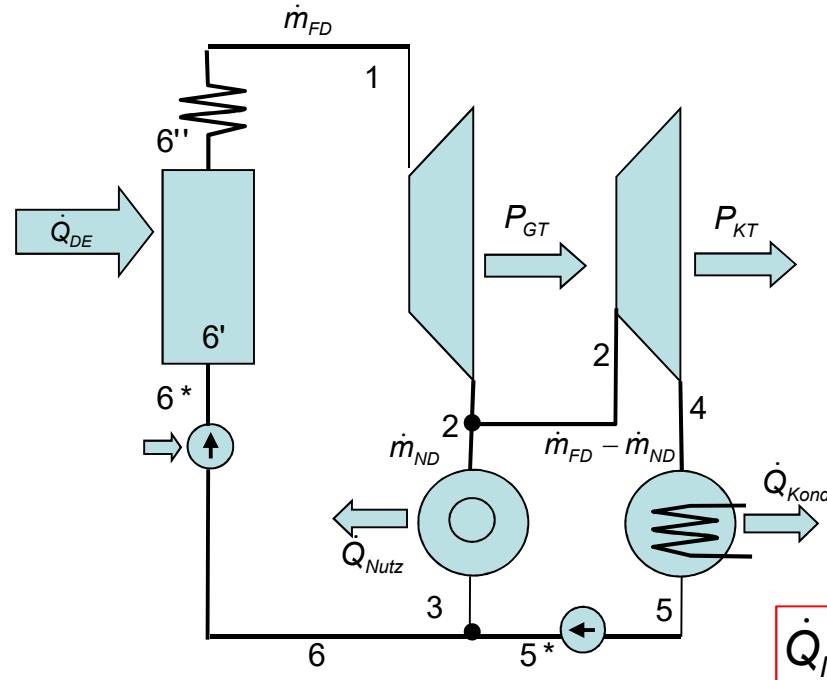
$$H > h$$

Spitzenlast-  
Kessel

Verbraucher benötigt mehr Dampf,  
als bei maximaler Last der Turbine  
angeboten wird

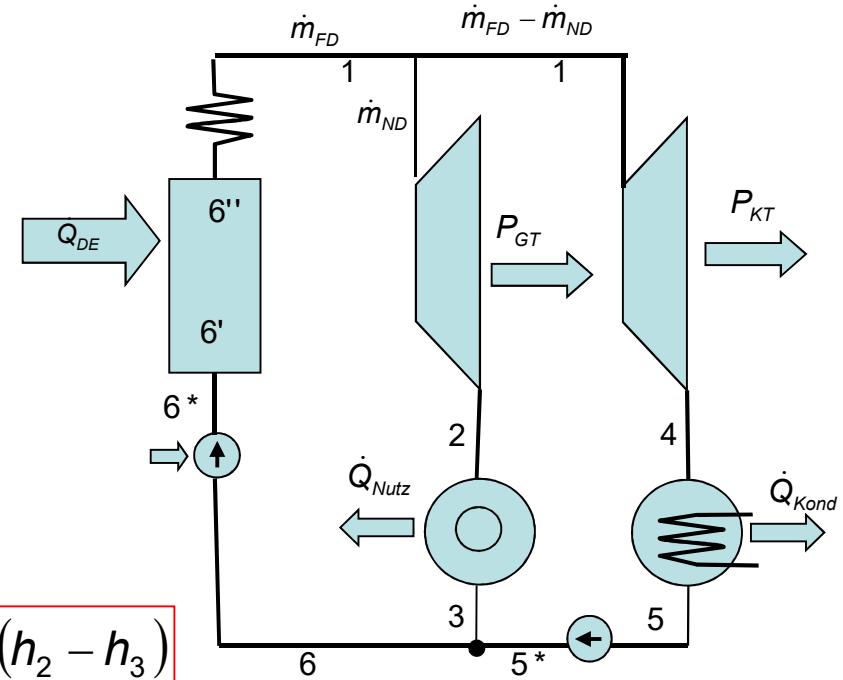
# Anpassung von Strom – und Wärmebedarf

Entnahmekondensations-Turbine



$$P_{el} = \dot{m}_{FD}(h_1 - h_2) + (\dot{m}_{FD} - \dot{m}_{ND})(h_2 - h_4)$$

Verbundene Gegendruck-Turbine

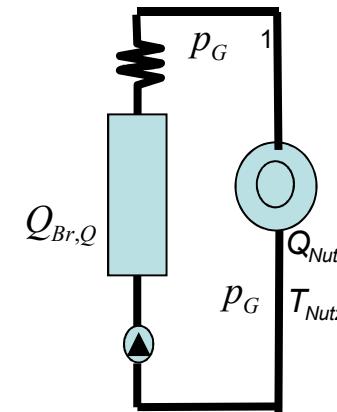
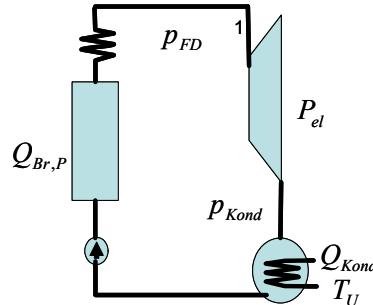
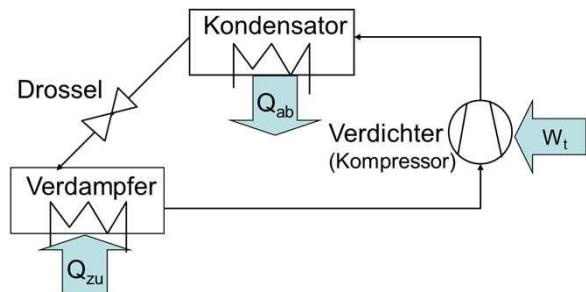


$$\dot{Q}_{DE} = \dot{m}_{FD}(h_1 - h_{6^*})$$

Massenbilanz  
Kondensatmischpunkt

$$\dot{m}_{FD} h_6 = \dot{m}_{ND} h_3 + (\dot{m}_{FD} - \dot{m}_{ND})h_{5^*}$$

# Mindestleistungsziffer der Wärmepumpe im Vergleich zum Heizkessel auf Brennstoffbasis



$$\varepsilon_{WP} = \frac{\dot{Q}_{Nutz}}{P_{el}}$$

$$\eta_{el\emptyset} = \frac{P_{el}}{\dot{Q}_{B,P}}$$

$$\eta_K = \frac{\dot{Q}_{Nutz}}{\dot{Q}_B}$$

$$\varepsilon_{WP} = \frac{\dot{Q}_{Nutz}}{\eta_{el\emptyset} \dot{Q}_{B,P}}$$

$$\left( \frac{\dot{Q}_B}{\dot{Q}_{Nutz}} \right)_{WP} = \frac{1}{\eta_{el\emptyset} \varepsilon_{WP}}$$

$\leq$   
wenn WP im Vorteil sein soll

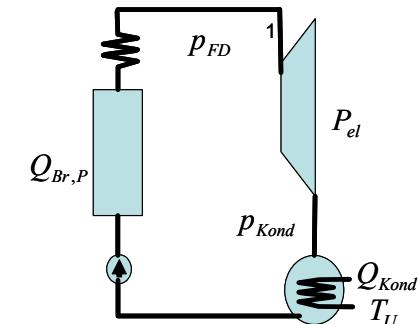
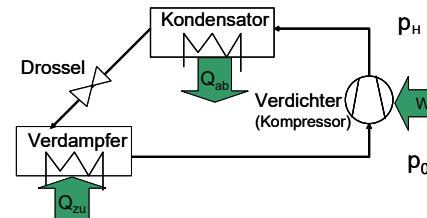
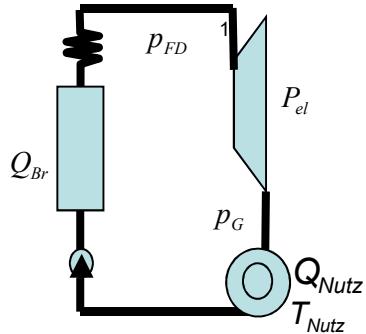
$$\frac{1}{\eta_K} = \left( \frac{\dot{Q}_B}{\dot{Q}_{Nutz}} \right)_{Kessel}$$

$$\varepsilon \geq \frac{\eta_K}{\eta_{el\emptyset}}$$

Mindestleistungsziffer  
Wärmepumpe

$$\varepsilon_{min} = \frac{1}{0,33} = 3 \quad \varepsilon_{min} = \frac{1}{0,5} = 2$$

# Brennstoffaufwandsvergleich WP-KWK



$$\eta_{ges} = \eta_K$$

$$\dot{Q}_{B_{WP}} = \frac{\dot{Q}_{Nutz}}{\eta_{el\emptyset} \varepsilon_{WP}}$$

$$\dot{Q}_{B_P} = \frac{P_{el}}{\eta_{el\emptyset}}$$

$$\dot{Q}_B = \frac{P_{el}}{\eta_{el|KWK}} = \frac{P_{el} + \dot{Q}_{Nutz}}{\eta_K} = \frac{P_{el}}{\eta_K} + \frac{\dot{Q}_{Nutz}}{\eta_K}$$

$$\dot{Q}_{B_{ges}} = \frac{\dot{Q}_{Nutz}}{\eta_{el\emptyset} \varepsilon_{WP}} + \frac{P_{el}}{\eta_{el\emptyset}}$$

In KWK als Koppelprodukt  
anfallender Strom  
ist zusätzlich zu erzeugen

$$\left( \frac{\dot{Q}_B}{\dot{Q}_{Nutz}} \right)_{KWK} = \frac{\sigma}{\eta_K} + \frac{1}{\eta_K} = \frac{1}{\eta_K - \eta_{el|KWK}}$$

$$\left( \frac{\dot{Q}_B}{\dot{Q}_{Nutz}} \right)_{WP} = \frac{\sigma}{\eta_{el\emptyset}} + \frac{1}{\eta_{el\emptyset} \varepsilon_{WP}}$$

$$\frac{1}{\eta_K - \eta_{el|KWK}} \leq \frac{\sigma}{\eta_{el\emptyset}} + \frac{1}{\eta_{el\emptyset} \varepsilon_{WP}}$$

Wenn WP im Vorteil sein soll

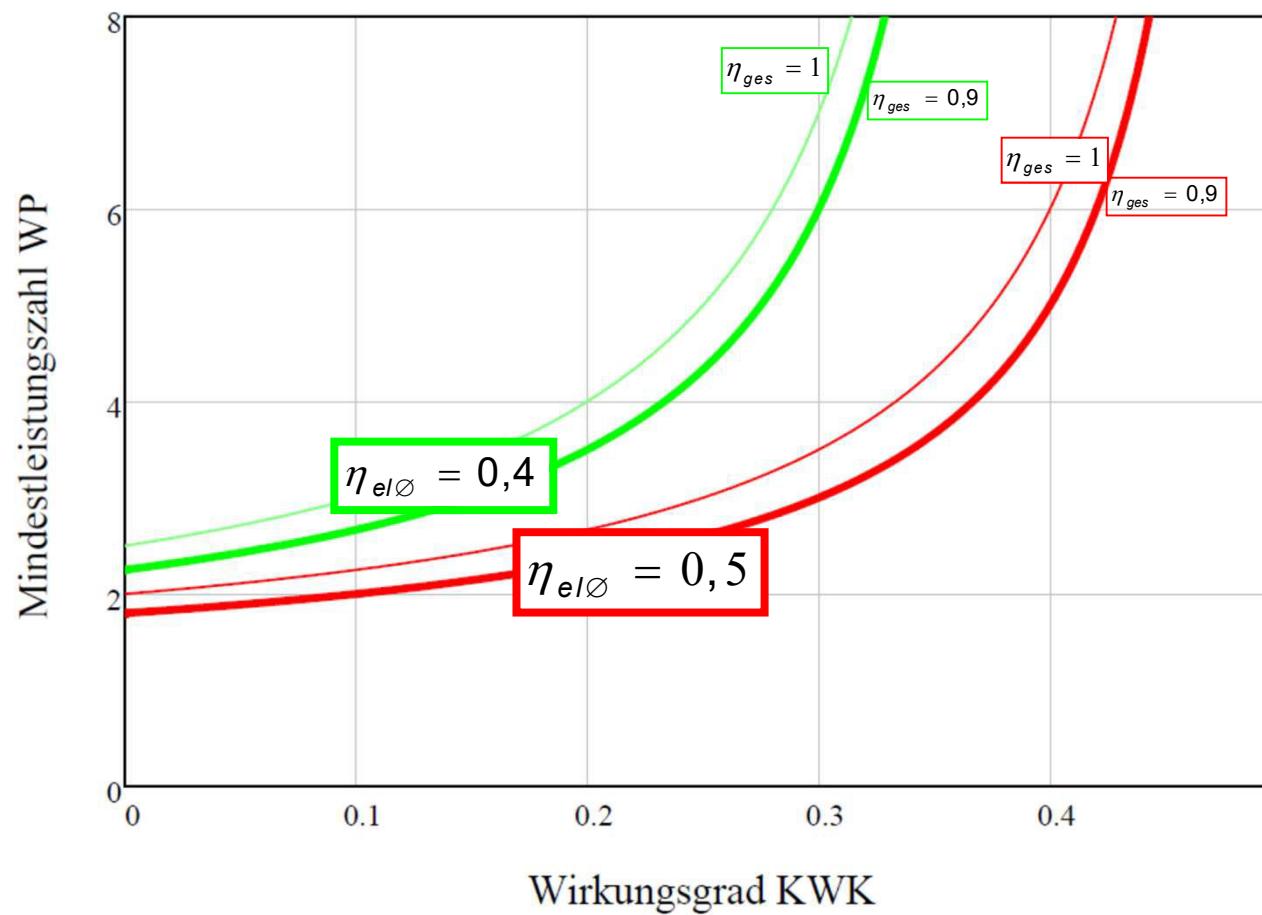
# Brennstoffaufwandsvergleich WP - KWK

$$\frac{1}{\eta_K - \eta_{elKWK}} \Leftrightarrow \frac{\sigma}{\eta_{el\emptyset}} + \frac{1}{\eta_{el\emptyset} \varepsilon_{WP}}$$

$$\sigma = \frac{\eta_{elKWK}}{\eta_{ges} - \eta_{elKWK}}$$

$$\varepsilon_{WP,min} = \frac{\eta_K - \eta_{elKWK}}{\eta_{el\emptyset} - \eta_{elKWK}}$$

Schon bei  $\eta_{KWK} > 30\%$  ist die KWK effizienter als eine KWP

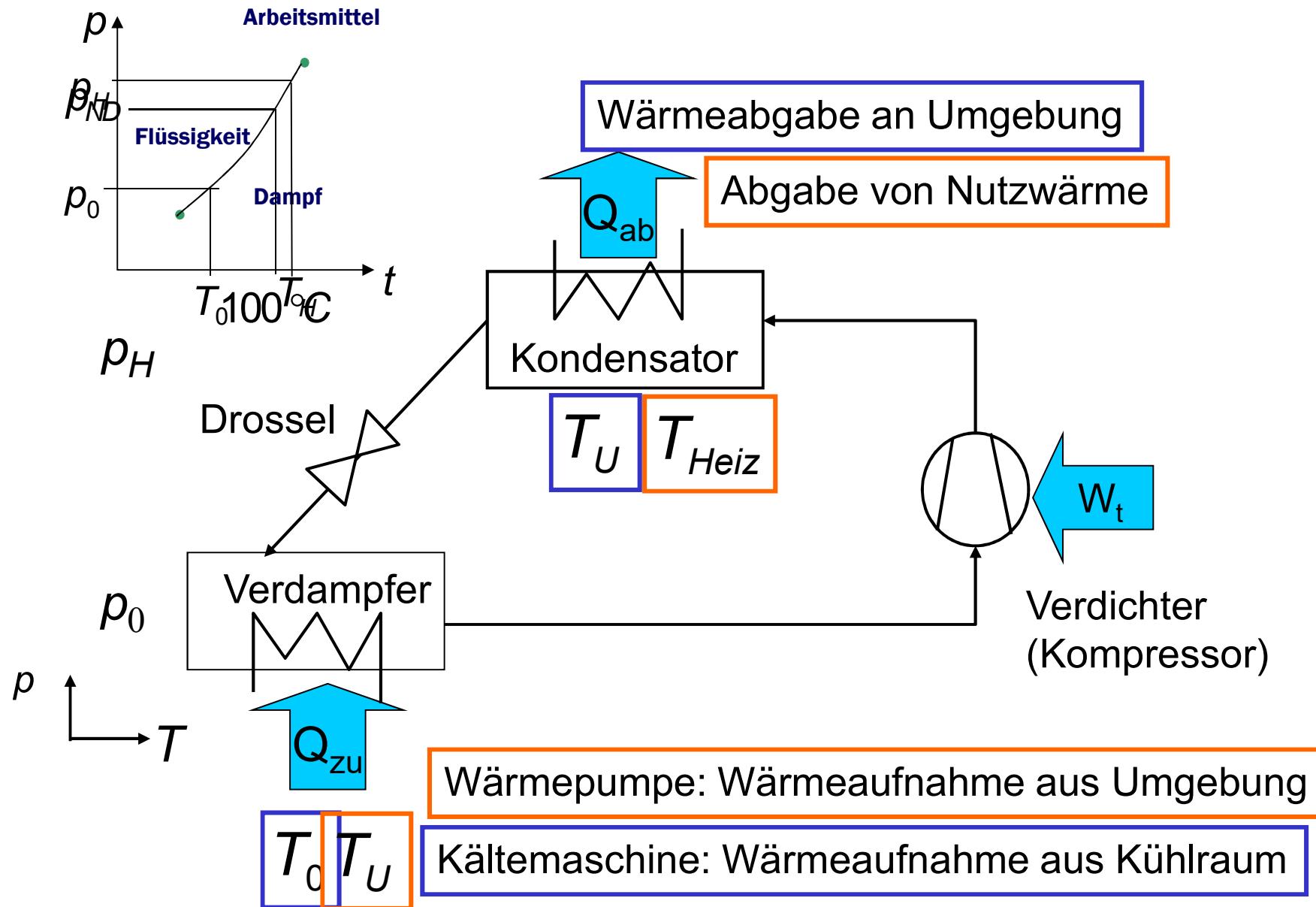




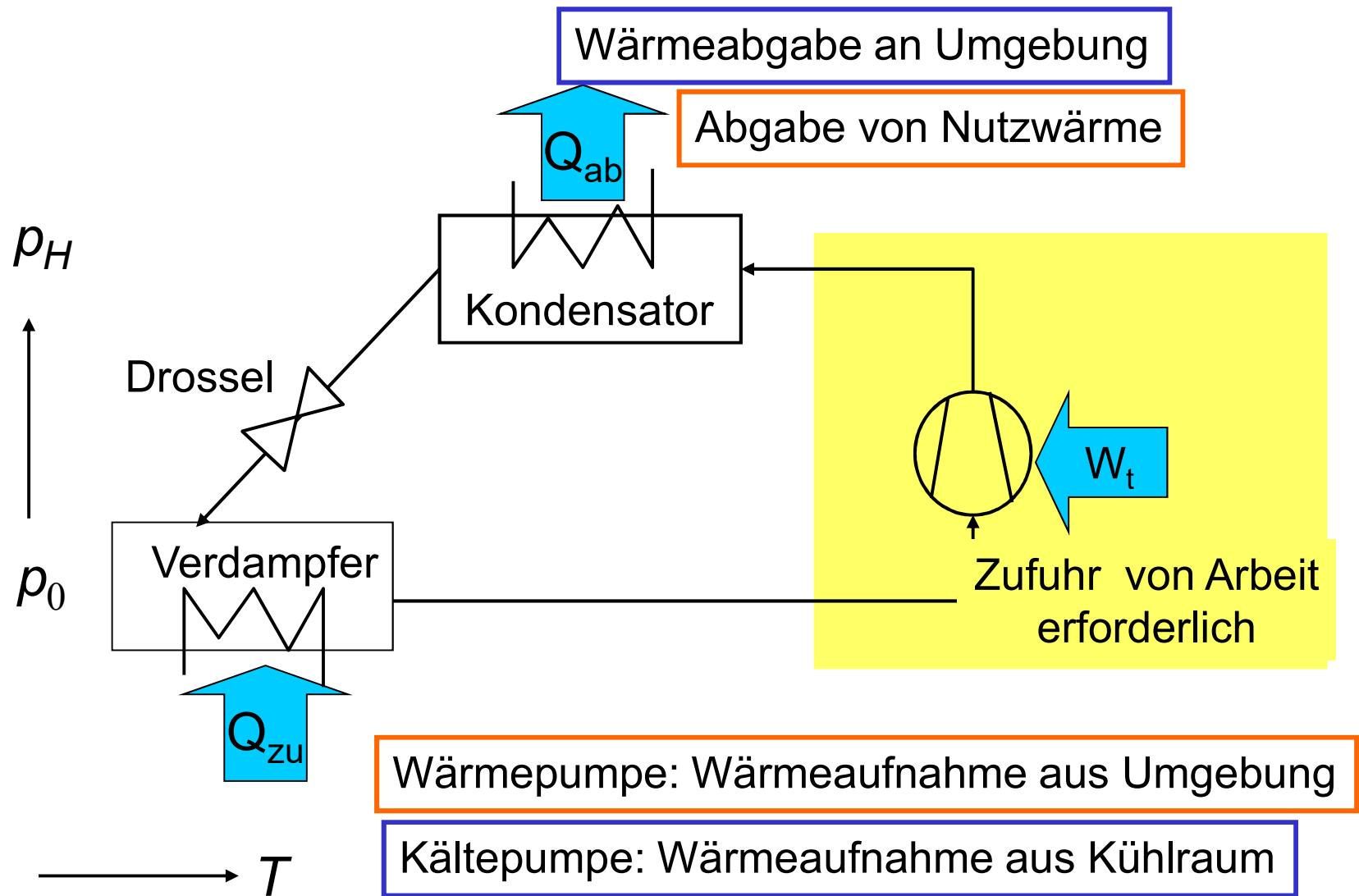
## **Master Regenerative Energien Regenerative Wärmetechnik**

### **3. Absorptions - Wärmepumpen und -Kältemaschinen**

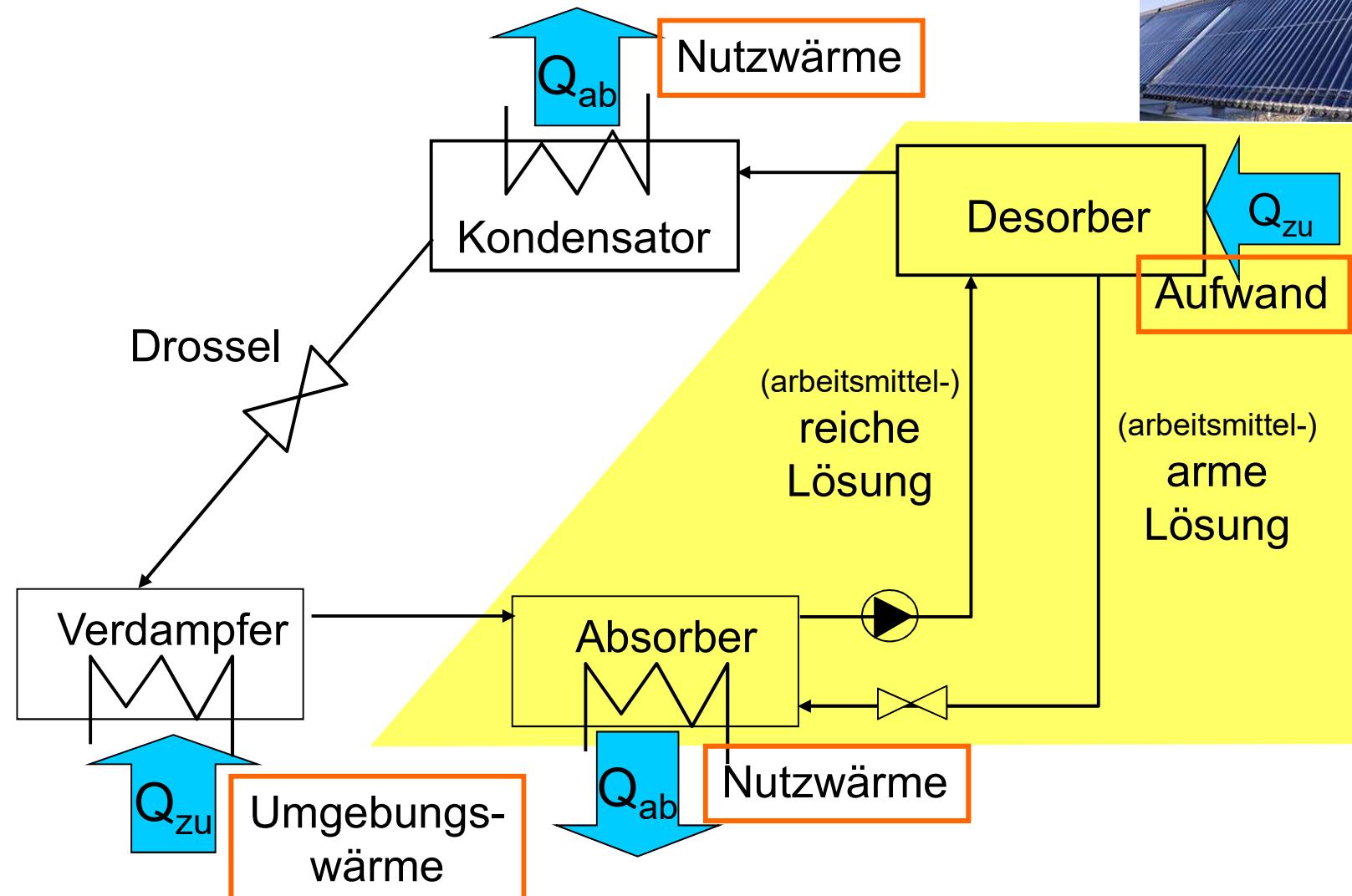
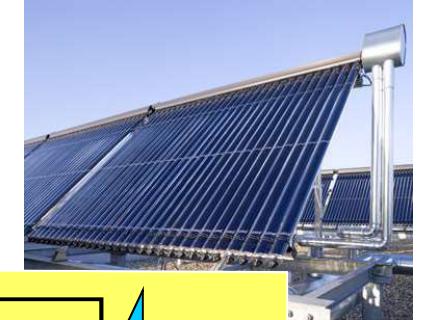
# Kompressionswärmepumpe/ Kältemaschine



# Kompressionsmaschinen



# Absorptionswärmepumpe



Vorteile: Antriebsenergie (Ab-)Wärme,  
Nutzwärme > Antriebswärme

Nachteil: Vielzahl der Apparate

# Anforderungen an Arbeitsmittelgemische für Absorptionskreisprozesse

Hoher Siedepunktsabstand zwischen Arbeitsmittel und Lösungsmittel  
Vollständige Mischbarkeit im ganzen Konzentrationsbereich

	Wasser als Arbeitsmittel	Ammoniak als Arbeitsmittel
	ungiftig, umweltverträglich	giftig
Temperaturbereich	über 0 °C	bis -70 °C
Druckbereich	8- 50 mbar (Klimakälte) bis 2 bar (Wärmepumpen)	0,3 – 30 bar
Verdampfungs- enthalpie	$\Delta^L h_{10^\circ\text{C}} = 2480 \text{ kJ/kg}$	$\Delta^L h_{10^\circ\text{C}} = 1230 \text{ kJ/kg}$
mögliche Lösungsmittel	LiBr, NaOH, CaCl <sub>2</sub> , H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> , Ca(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O, Wasser-Salz-Mischungen

Darüber hinaus sind zahlreiche andere Arbeitsmittelgemische untersucht worden

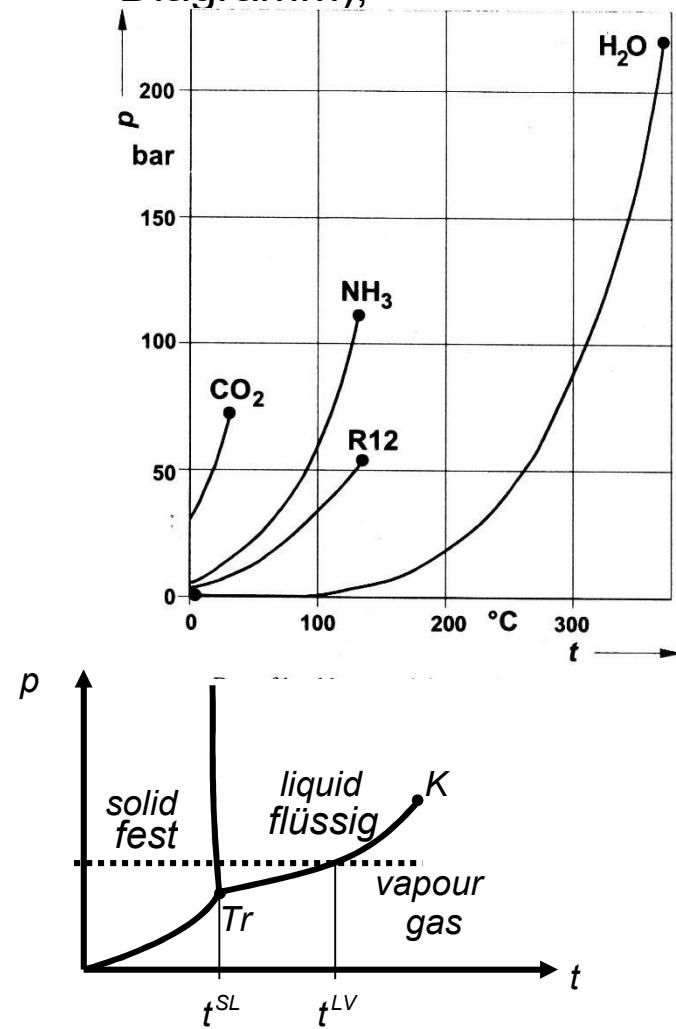
- organische Arbeitsmittel:
  - ◆ Methanol  $\Delta^L h_{10^\circ\text{C}} = 1100 \text{ KJ/kg}$
  - ◆ Triflourethanol (TFE)  $\Delta^L h_{10^\circ\text{C}} = 380 \text{ KJ/kg}$
- mit Lösungsmittel:

Tetraethylanglycoldimethylether (E181), N-Methylpyrrolidon  
Probleme bei organischen Arbeitsmitteln bereitet insbesondere die Zersetzung bei hohen Temperaturen.

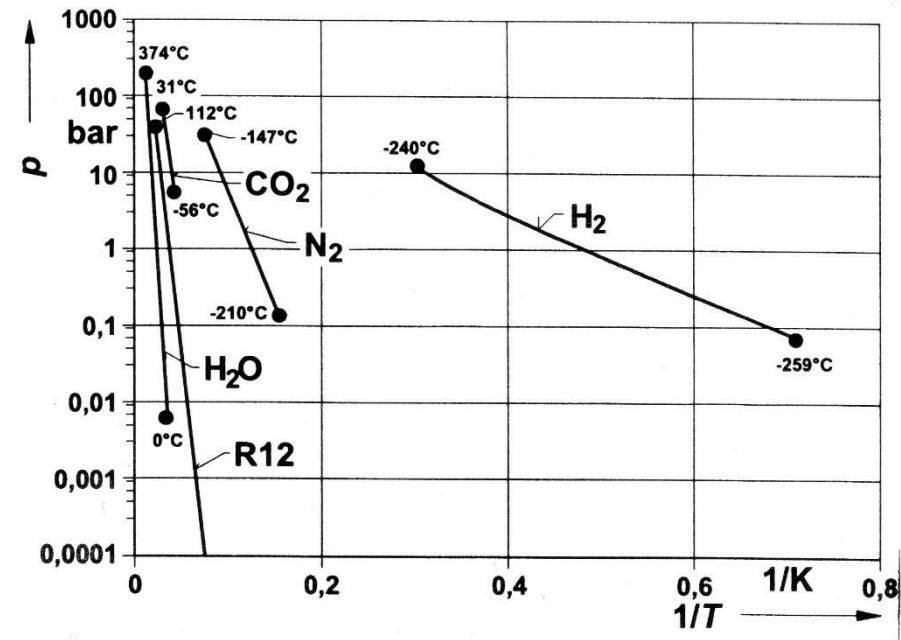
in jüngster Zeit wurden auch Ionische Flüssigkeiten (flüssige Salze) als Arbeitsmittel untersucht, hier zeichnen sich hohe Viskositäten der Stoffe als besonderes Problem ab

# Dampfdruckkurven reiner Stoffe

- Der Dampfdruck ist nichtlinear mit der Temperatur verknüpft (gekrümmte Kurven im p,T-Diagramm),
- Bei der Darstellung  $\lg p$  über  $1/T$ -Diagramm ergeben sich näherungsweise Geraden

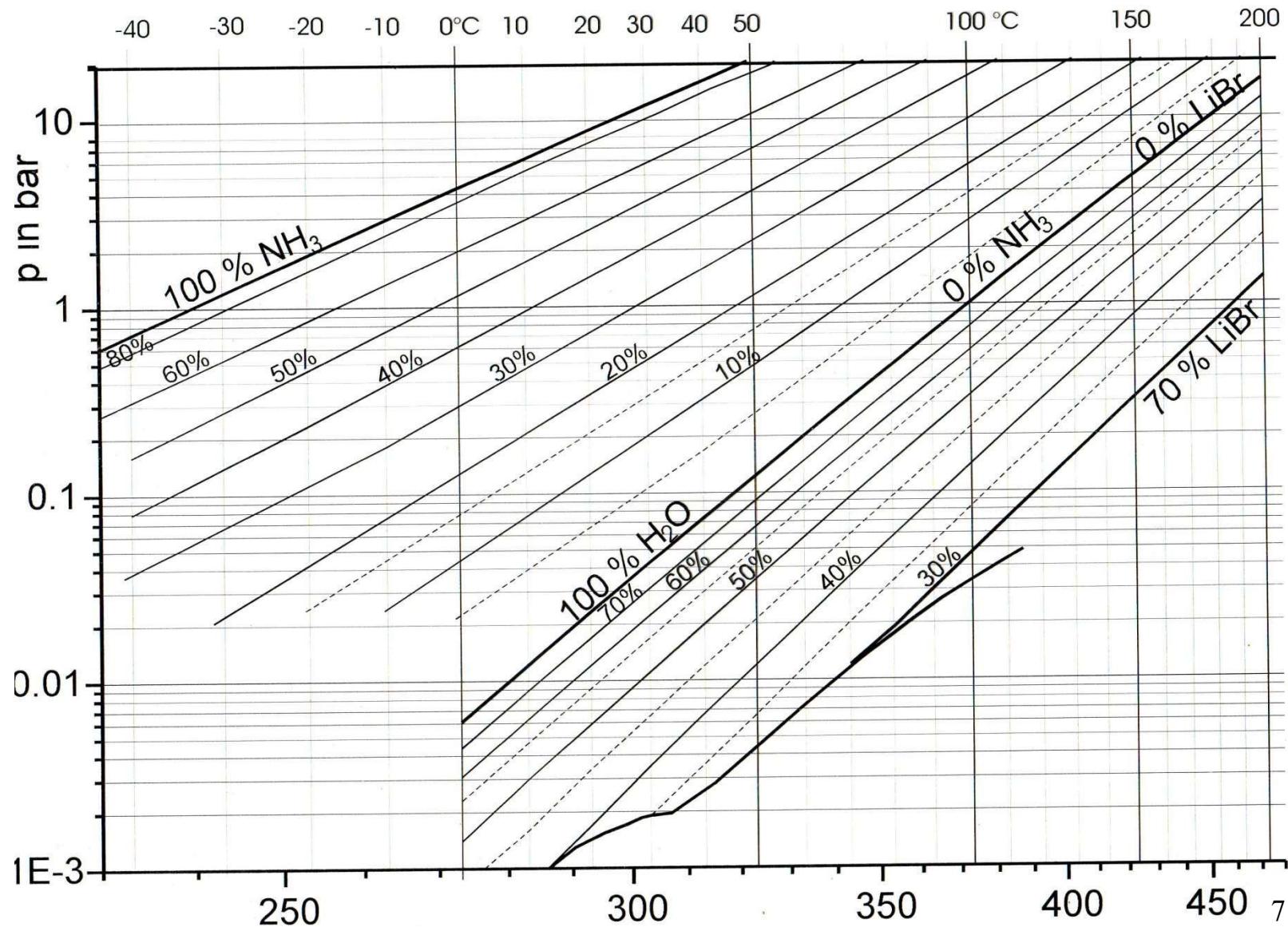


Phasendiagramm für reine Stoffe

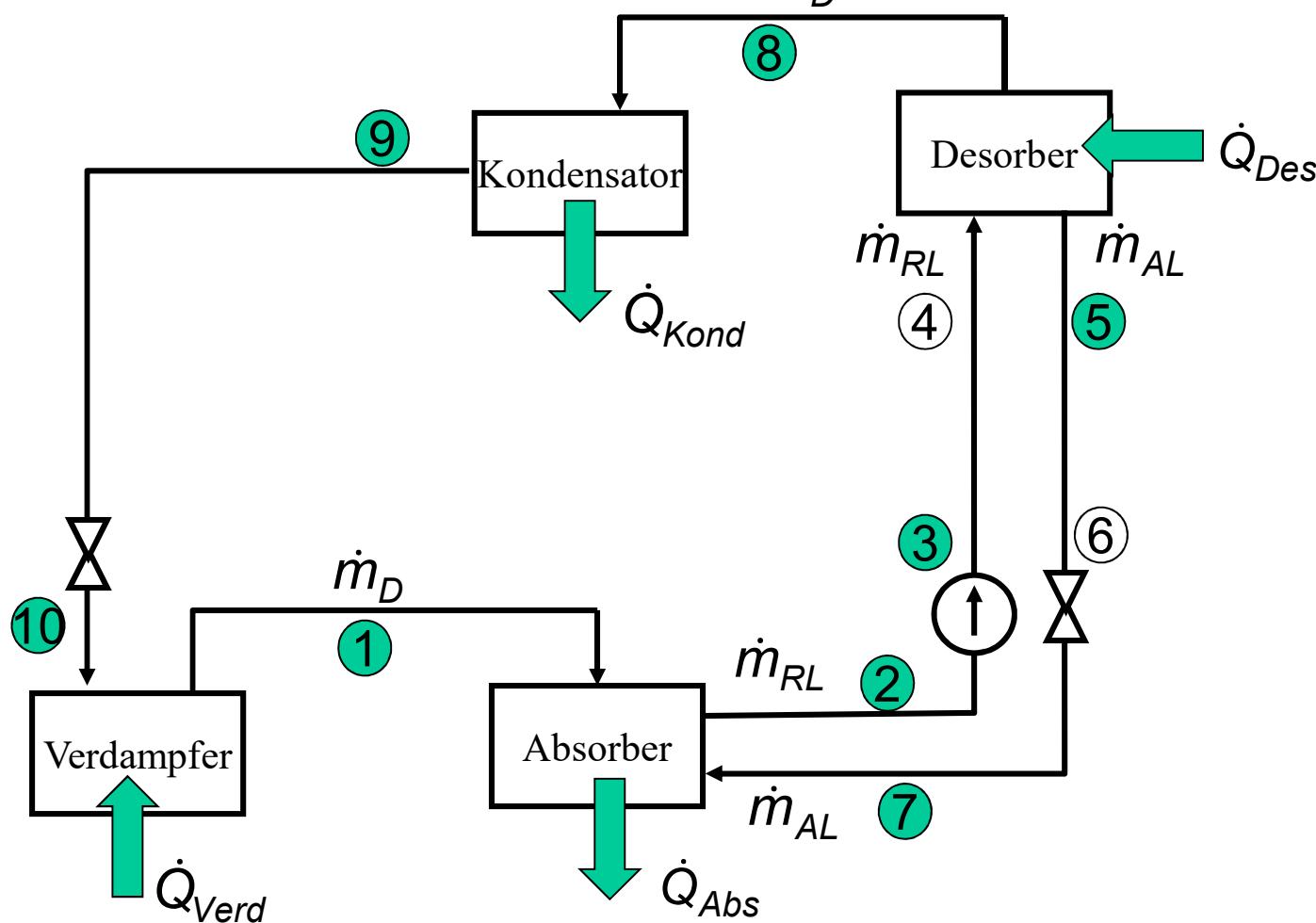


$$\lg p = A - \frac{B}{T}$$

# Dampfdruckdiagramm für Arbeitsmittelgemische

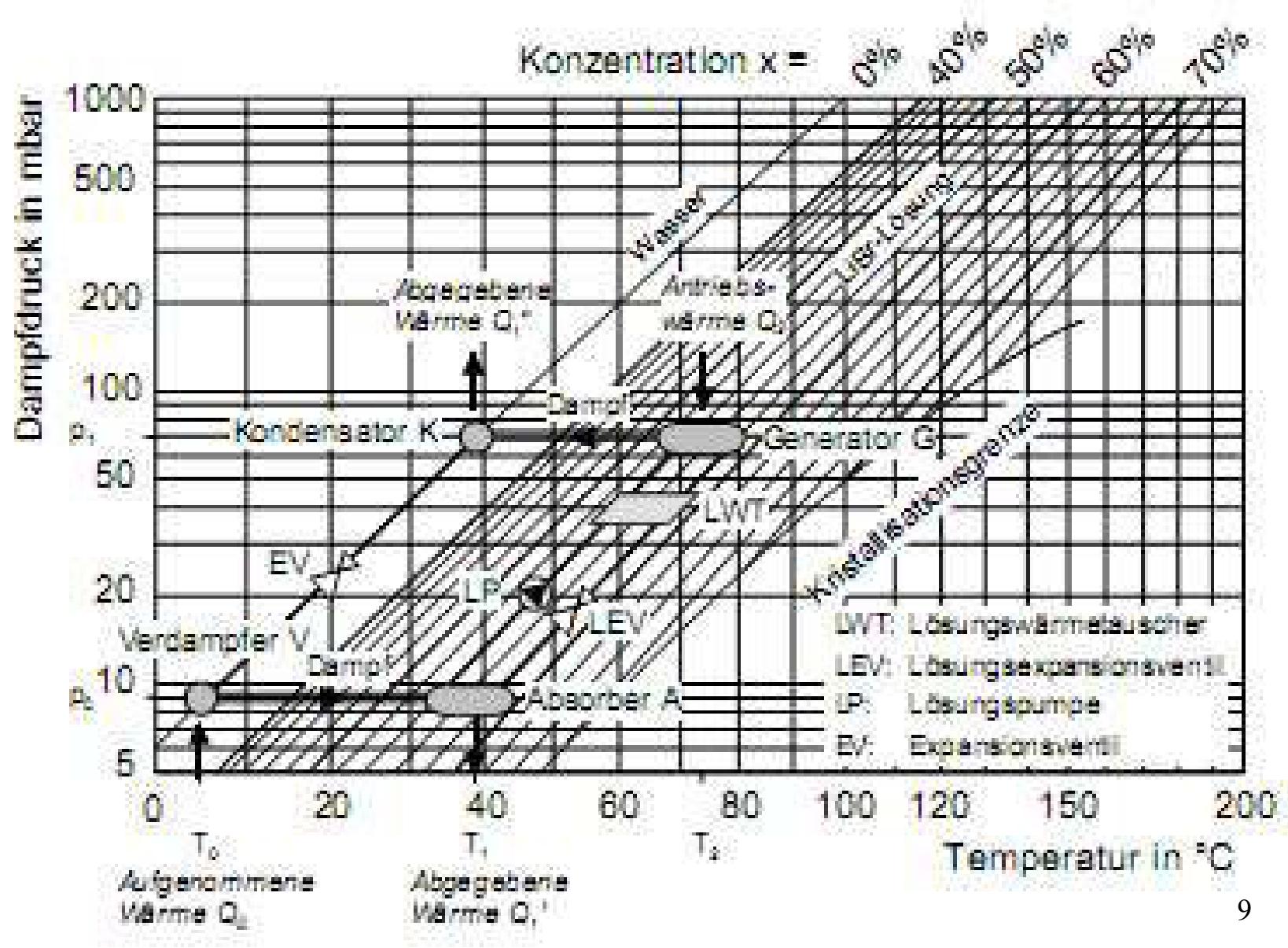


# Schematische Darstellung und Zustandspunkte Absorptionswärmepumpe (AWP)

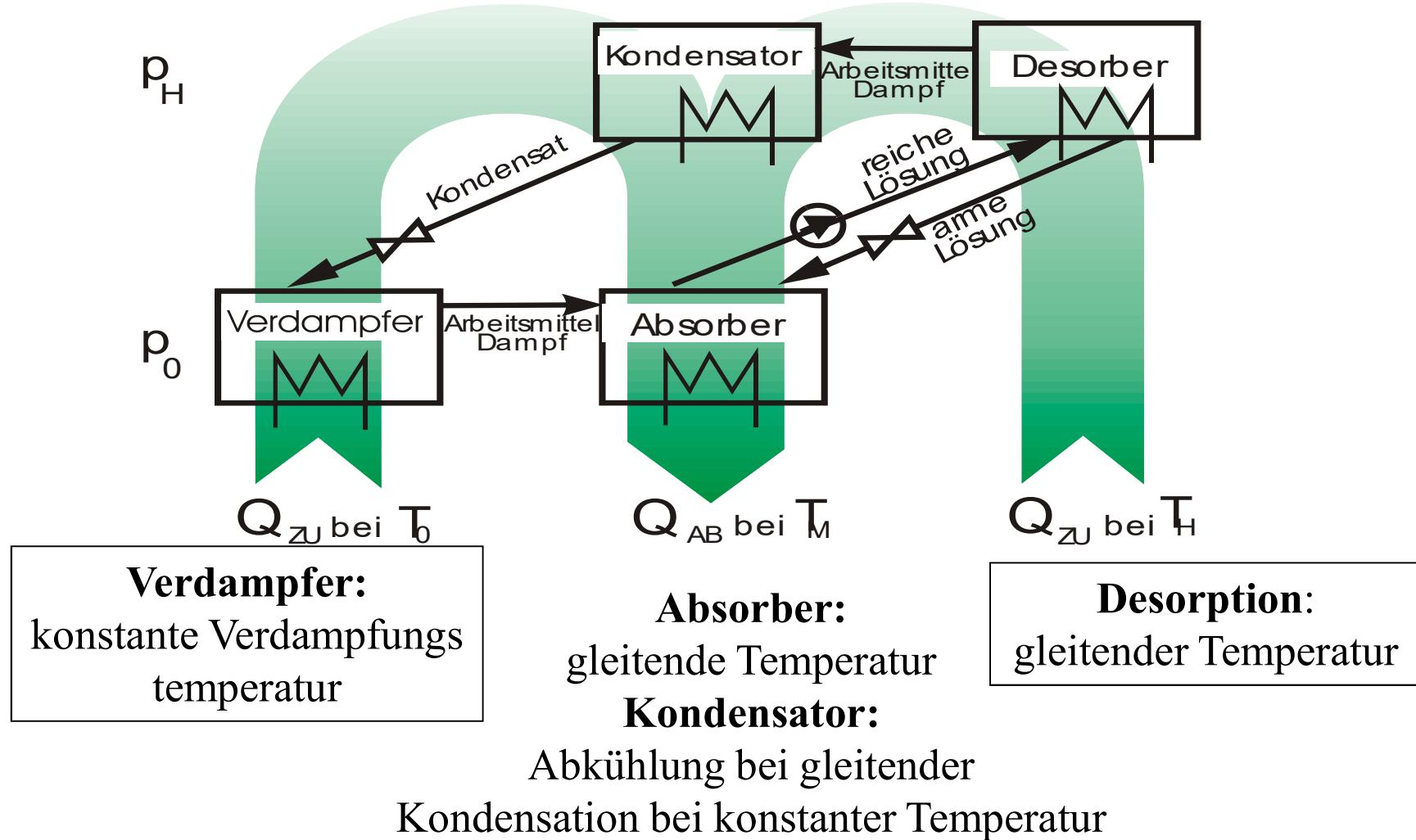


AWP\_Animation.exe

# Darstellung im lgp,1/T-Diagramm

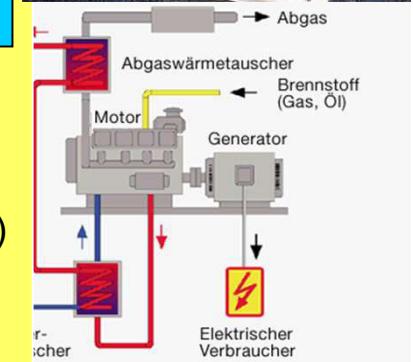
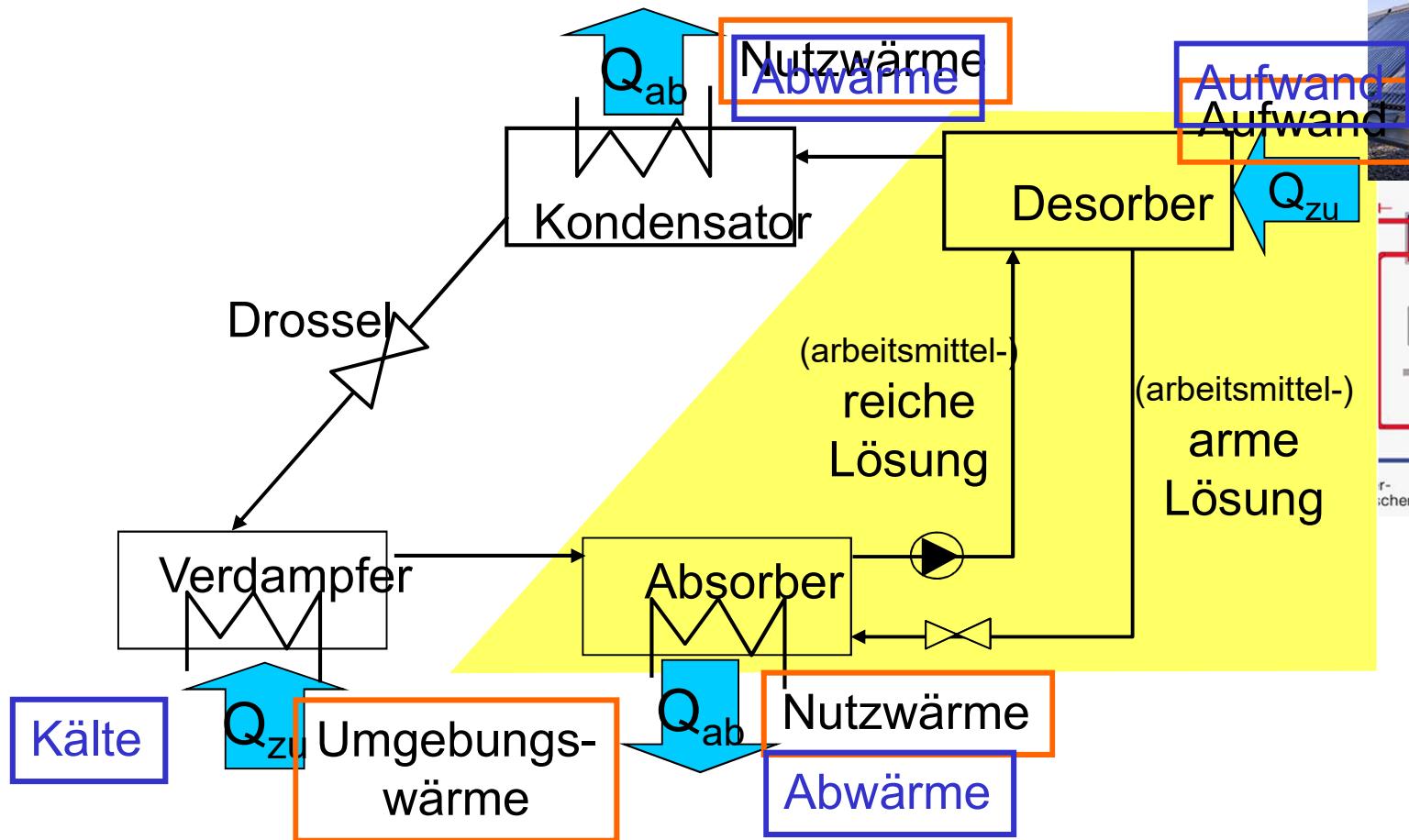


# Temperatur- und Druckniveaus im Absorptionsprozess



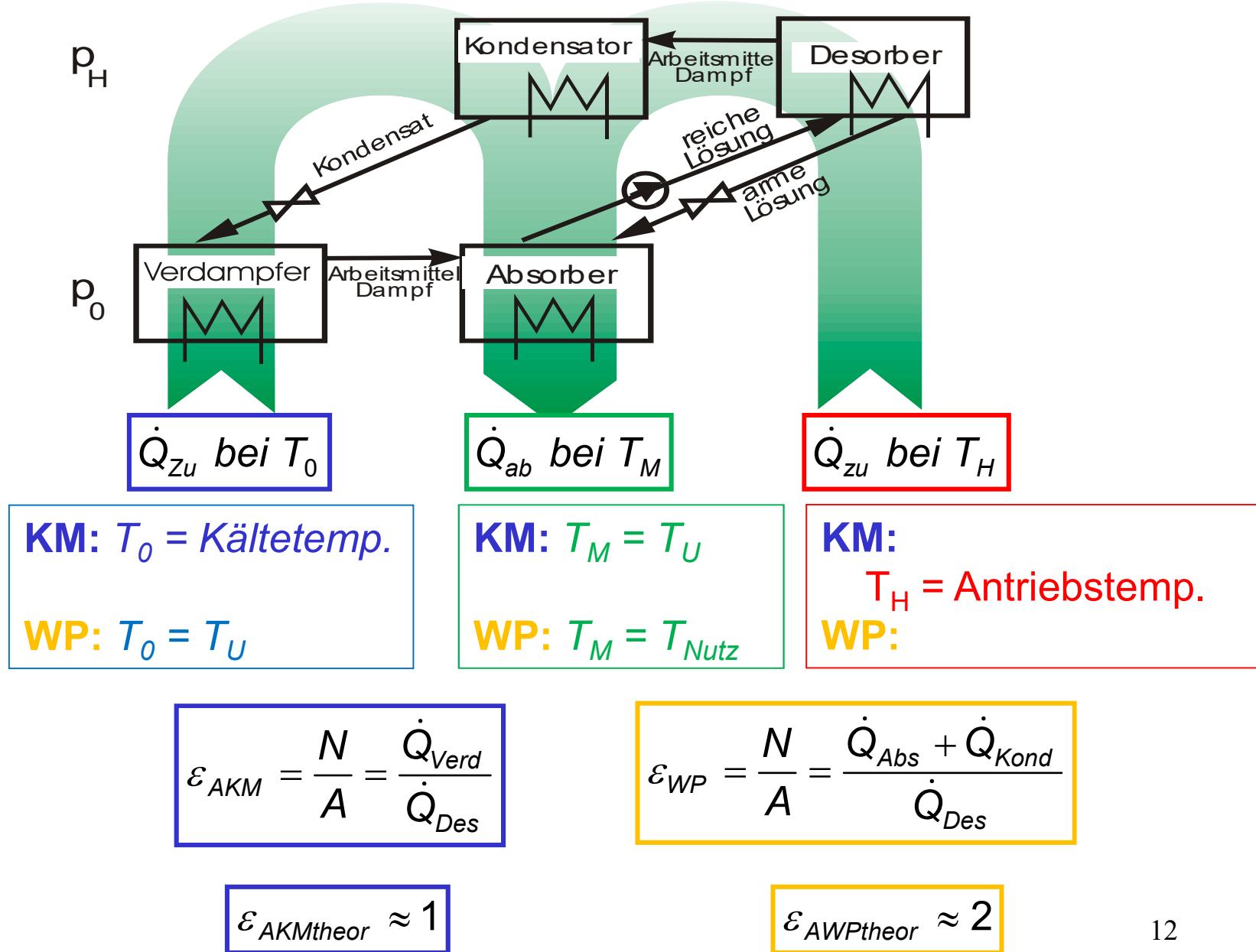
Vereinfachung: Unterscheidung zwischen 3 (mittleren) Temperaturniveaus  $T_0$   $T_M^{10}$   $T_H$

# Absorptions-Kältemaschine



Vorteile: Höchstes Strahlungsangebot gleichzeitig mit höchstem Kältebedarf  
 Vermeidung hoher Stillstandstemperaturen für Solarkollektoren  
 Vermeidung mittäglicher Stromspitzen  
 Verlängerte Nutzungsdauer für Abwärme aus KWK-Prozessen

# Wärmeverhältnisse Wärmepumpe/Kältemaschine



theoretisch/1. Näherung:  $\Rightarrow$  wenn in allen Apparaten die gleiche Wärme umgesetzt würde ( $\approx \Delta h^{LV}$ )

Zusammenhang zwischen Temperaturniveaus und Wärmeverhältnis ergibt sich aus der Qualität (Exergei) der Wärmen

## AKM – Gesamtbilanz Energie und Exergie

Gesamtenergiebilanz :

$$\dot{Q}_{Des} + \dot{Q}_{Verd} + (P_p) = \dot{Q}_{Abs} + \dot{Q}_{Kond}$$

vereinfachte Gesamtexergiebilanz : *reversibel* ( $\Delta\dot{E}_v = 0$ ) :

$$\frac{T_H - T_U}{T_H} \dot{Q}_{Des} + \frac{T_0 - T_U}{T_0} \dot{Q}_{Verd} = \frac{T_M - T_U}{T_M} (\dot{Q}_{Abs} + \dot{Q}_{Kond}) + \Delta\dot{E}_v$$

Vereinfachte Schreibweise mit Carnot-Faktoren  $\tau_i = \frac{T_i - T_U}{T_i}$

$$\tau_H \dot{Q}_{Des} + \tau_0 \dot{Q}_{Verd} = \tau_M (\dot{Q}_{Abs} + \dot{Q}_{Kond}) + \Delta\dot{E}_v$$

Reversibles Wärmeverhältnis (Kältezahl) AKM  $\Delta\dot{E}_v = 0$

$$\varepsilon_{AKM} = \frac{\dot{Q}_{Verd}}{\dot{Q}_{Des}}$$

$$\tau_M = 0 \text{ wegen } T_M = T_U$$

$$\varepsilon_{AKM,C} = \frac{\tau_H}{-\tau_0}$$

$$= \frac{T_H - T_U}{T_H} \frac{T_0}{T_U - T_0}$$

$$\varepsilon_{AKM,C} = \eta_C \varepsilon_C$$

C – Carnot

$\eta$  - Wirkungsgrad des arbeitsleistenden  
(Rechts-)Prozesses

$\varepsilon$  - Leistungszahl des arbeitsverbrauchenden  
(Links-)Prozesses

$$\eta_C$$

$$\varepsilon_C$$

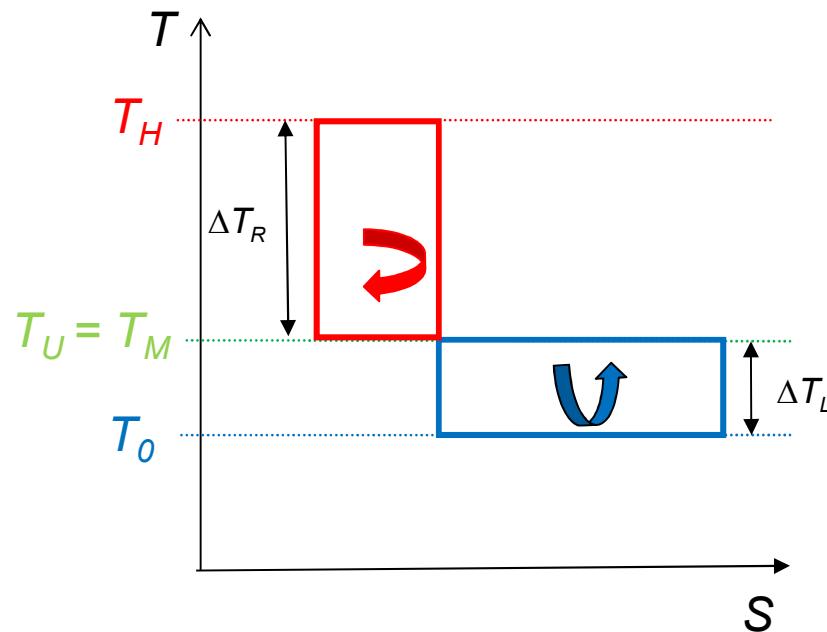
# Absorptionskältemaschine als Kombination aus rechtsläufigem und linksläufigem Carnot-Prozess

## Äußerer Prozess

(Temperaturen von Wärmequellen/Senken)

$\Delta T_R$  Temperaturdifferenz im arbeitsleistenden (Rechts-)Prozess

$\Delta T_L$  Temperaturdifferenz im arbeitsverbrauchenden (Links)-Prozess



$$\varepsilon_{AKM,C} = \eta_C \varepsilon_C$$

$$\eta_C = \frac{T_H - T_U}{T_H} = \frac{\Delta T_R}{T_H}$$

$$\varepsilon_C = \frac{T_0}{T_U - T_0} = \frac{T_0}{\Delta T_L}$$

$$\varepsilon_{AKM,C} = \frac{\Delta T_R}{T_H} \frac{T_0}{\Delta T_L} = \eta_C \varepsilon_C$$

Unter Berücksichtigung der Energiebilanz  $\varepsilon_{AKMtheor} \approx 1$

wird deutlich, dass die drei Temperaturniveaus nicht unabhängig voneinander sein können

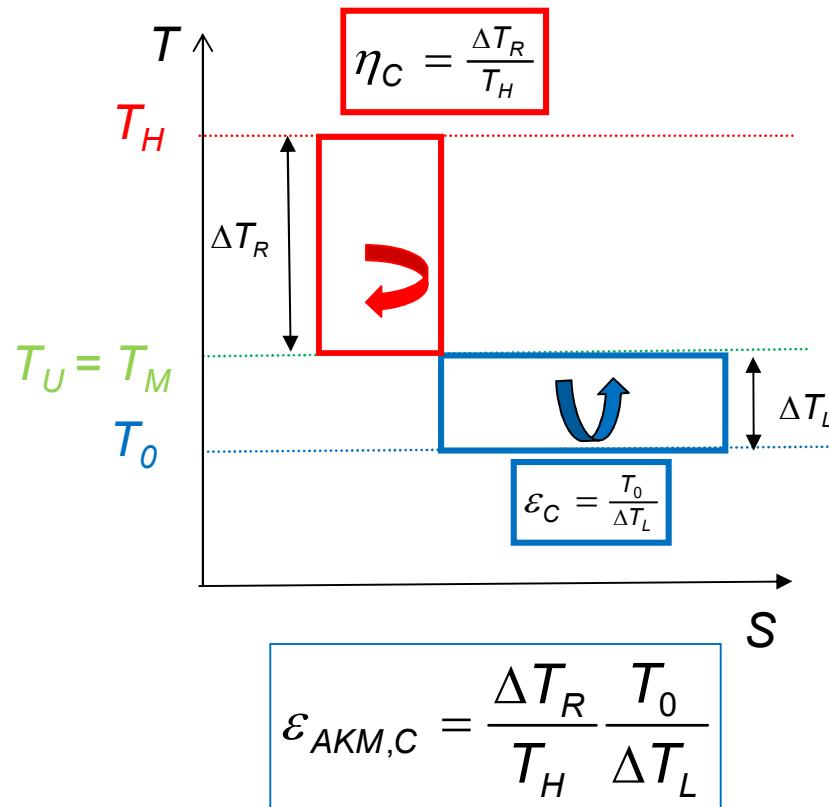
# Berücksichtigung minimaler Temperaturdifferenzen für die Wärmeübertragung am Beispiel der Carnot-Kältemaschine

## Äußerer Prozess

(Temperaturen von Wärmequellen/Senken)

$$\Delta T_R = T_H - T_U \quad \text{Rechts-Prozess}$$

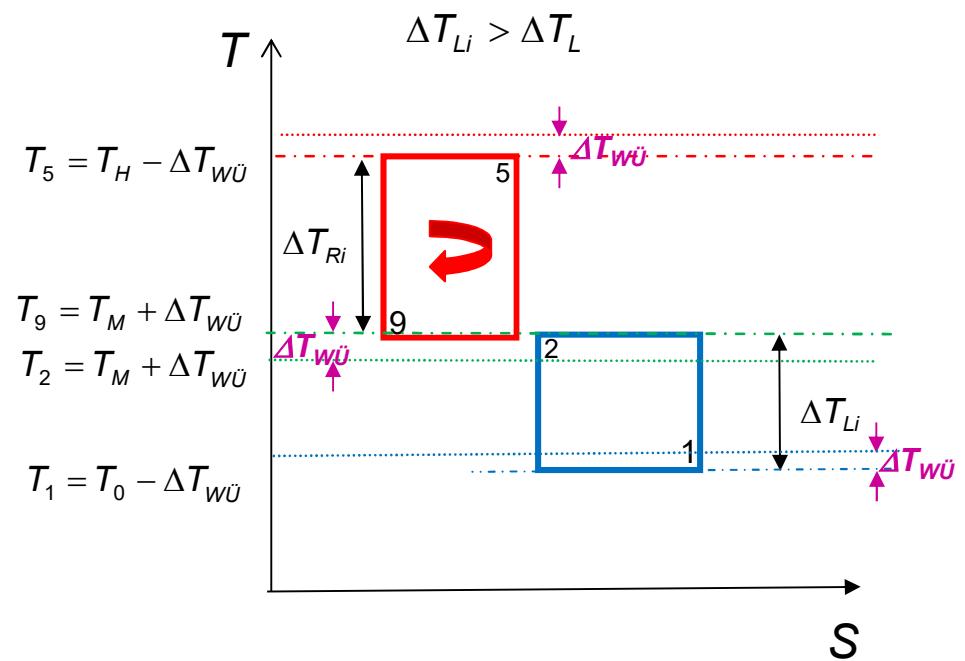
$$\Delta T_L = T_M - T_0 \quad \text{Links-Prozess}$$



## Innerer Prozess (i)

(Temperaturen des Arbeitsmittels, Berücksichtigung von minimalen Temperaturdifferenzen für die Wärmeübertragung  $\Delta T_{WÜ}$ )

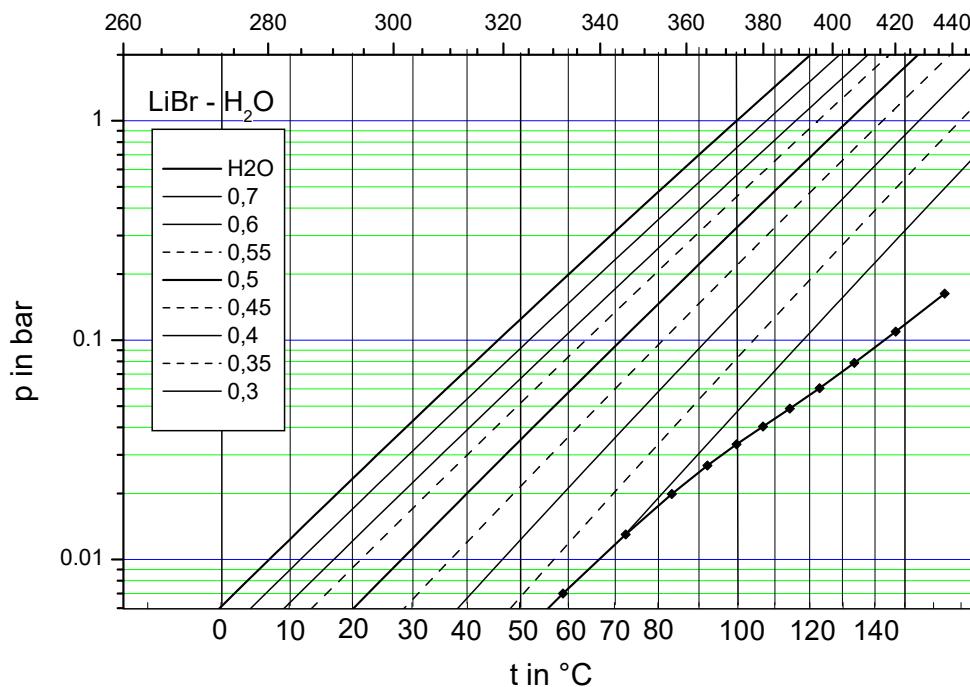
$$\Delta T_{Ri} < \Delta T_R$$



Temperaturdifferenzen für WÜ vermindern die Antriebstemperaturdifferenz im Rechtsprozess und vergrößern die zu überwindende Temperaturdifferenz im Linksprozess

$\Delta T_{WÜ}$  - wichtige Einflussgröße auf das Wärmeverhältnis

# Kältemaschine



$\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$  Absorptionskältemaschine,  
soll Kaltwasserstrom von Rücklauf  $t_R = 12^{\circ}\text{C}$   
auf Vorlauf  $t_V = 8^{\circ}\text{C}$  abkühlen.

Wärmequelle: Heißwasser mit  $t_H = 90^{\circ}\text{C}$ ,  
Kühlwassereintritt  $t_{KE} = 30^{\circ}\text{C}$ ,

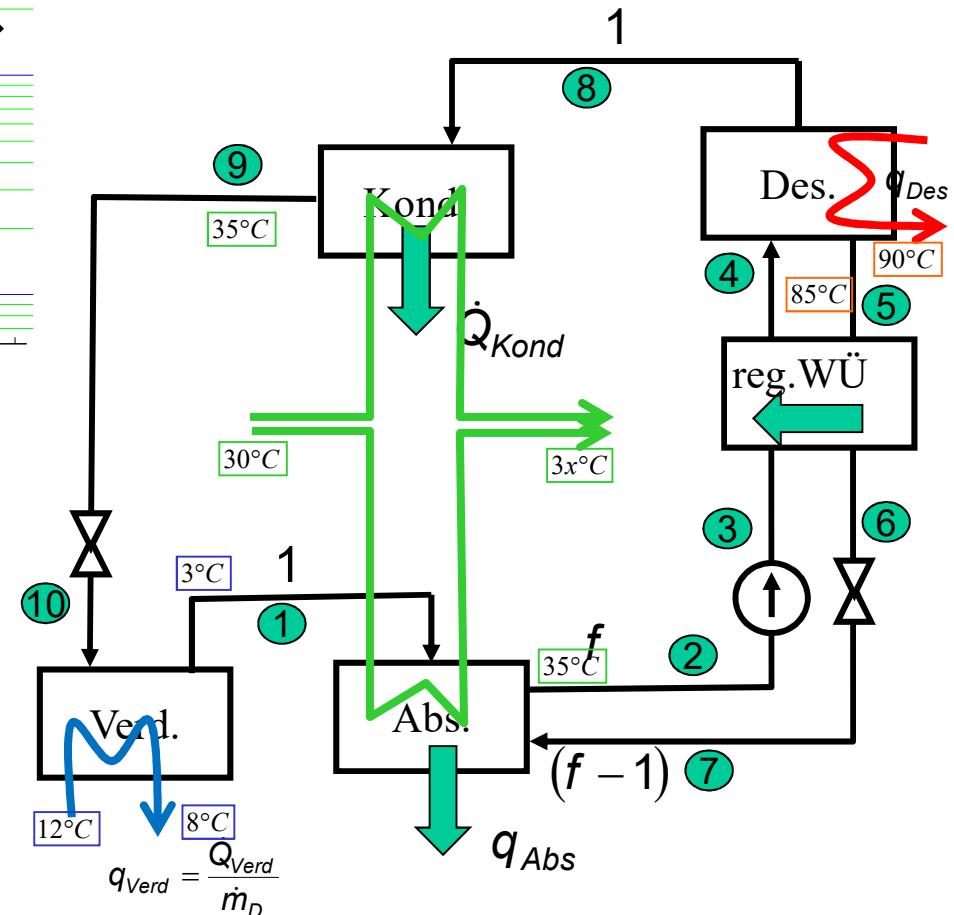
Absorber und Kondensator parallel durchströmt.

$\Delta T_{minWÜ} = 5$  K in allen Wärmeübertragern

Keine Lösungskonzentration größer als 65 Ma% LiBr

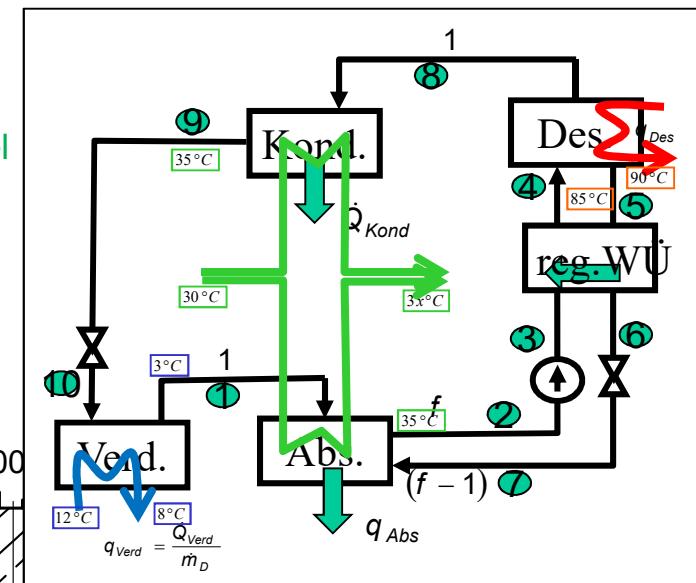
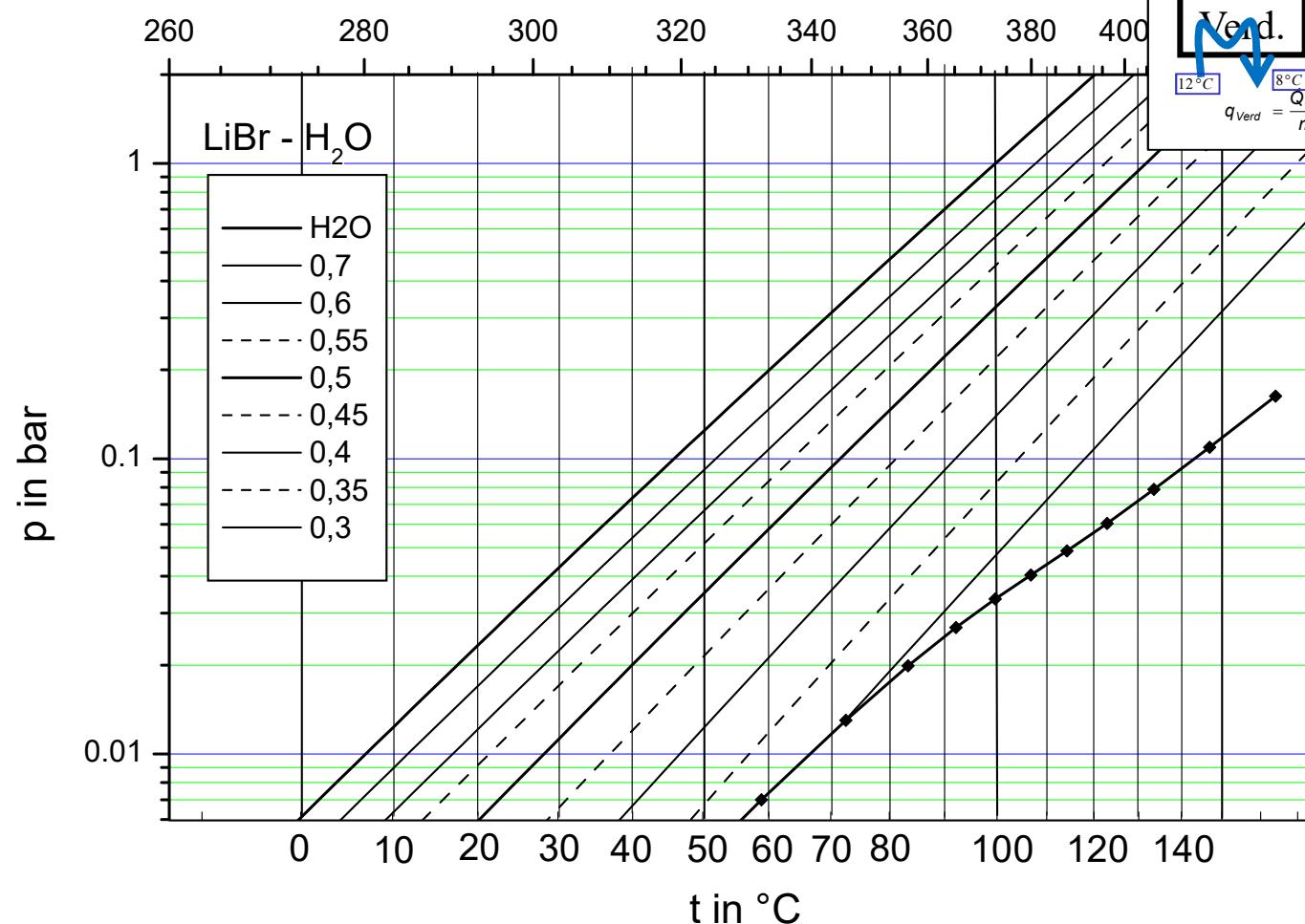
(Kristallisierungsgefahr)

Bestimmen Sie Druckniveaus und Lösungskonzentrationen

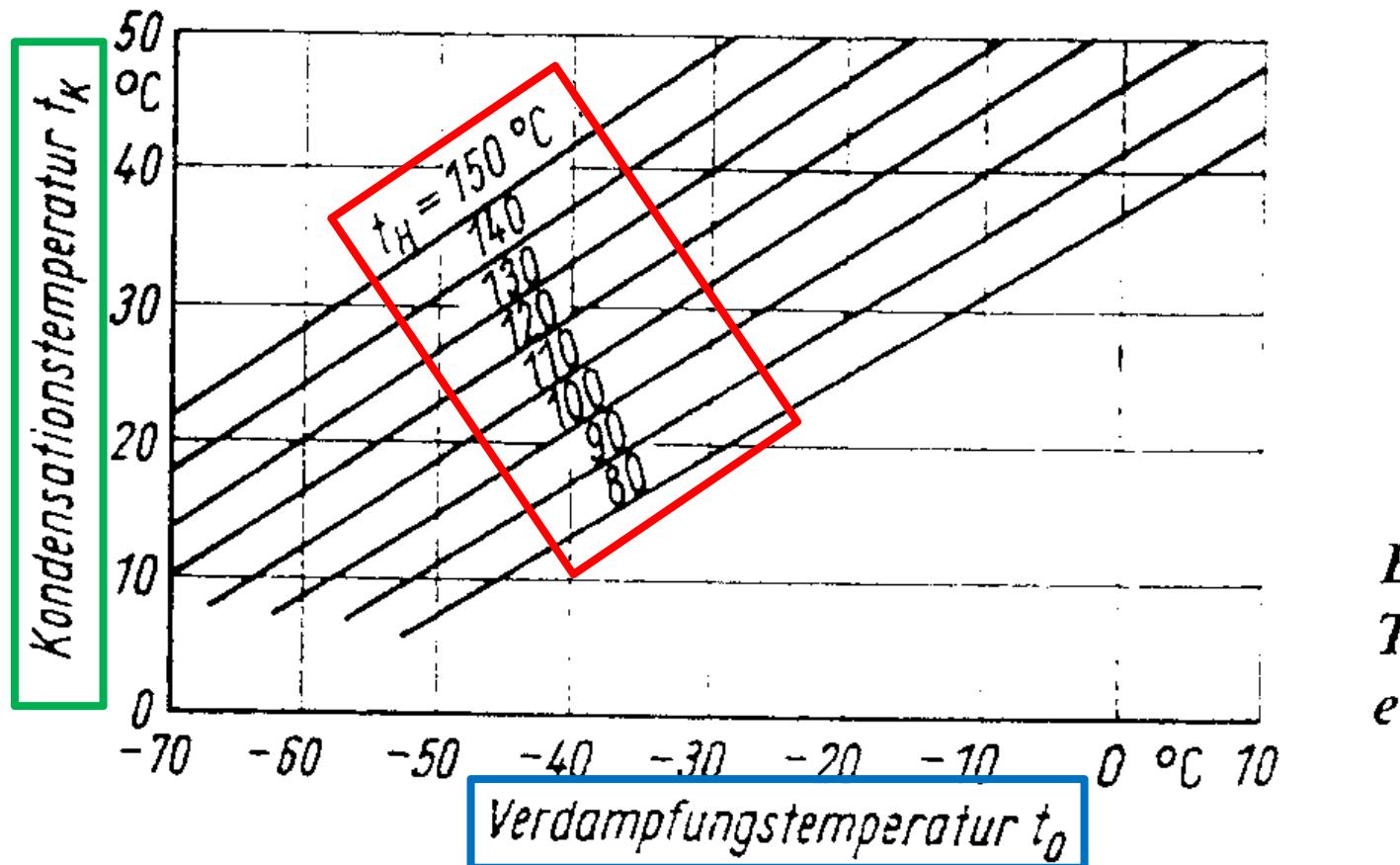


$$q_{Verd} = \frac{Q_{Verd}}{\dot{m}_D}$$

Kaltwasser von Rücklauf  $t_R = 12^\circ\text{C}$  auf Vorlauf  $t_V = 8^\circ\text{C}$   
 Wärmequelle: Heißwasser mit  $t_{H\min} = 90^\circ\text{C}$ ,  
 Kühlwassereintritt  $t_{KE} = 30^\circ\text{C}$ , Absorber und Kondensator parallel  
 $\Delta T_{minWÜ} = 5\text{ K}$  in allen Wärmeübertragern  
 Keine Lösungskonzentration größer als 65 Ma% LiBr



# Theoretische Grenztemperaturen einstufiger NH<sub>3</sub>-Wasser AKM



## 2.2.3 Absorptionswärmepumpe - Massenbilanz

Massenanteil Arbeitsmittel:

$$\xi = \xi_{AM} = \frac{m_{AM}}{m_{ges}} \quad \xi_{RL} > \xi_{AL}$$

(Gesamt-) Massenbilanz

$$\dot{m}_{AL} + \dot{m}_D = \dot{m}_{RL}$$

Absorber bzw. Desorber:

Massenbilanz Wasser:

$$\xi_{AL}\dot{m}_{AL} + \xi_D\dot{m}_D = \xi_{RL}\dot{m}_{RL}$$

$$\xi_{AL}(\dot{m}_{RL} - \dot{m}_D) + \xi_D\dot{m}_D = \xi_{RL}\dot{m}_{RL}$$

spezifischer  
Lösungsumlauf:

$$f = \frac{\dot{m}_{RL}}{\dot{m}_D} = \frac{\xi_D - \xi_{AL}}{\xi_{RL} - \xi_{AL}} \xrightarrow{\xi_D=1} f = \frac{1 - \xi_{AL}}{\Delta\xi}$$

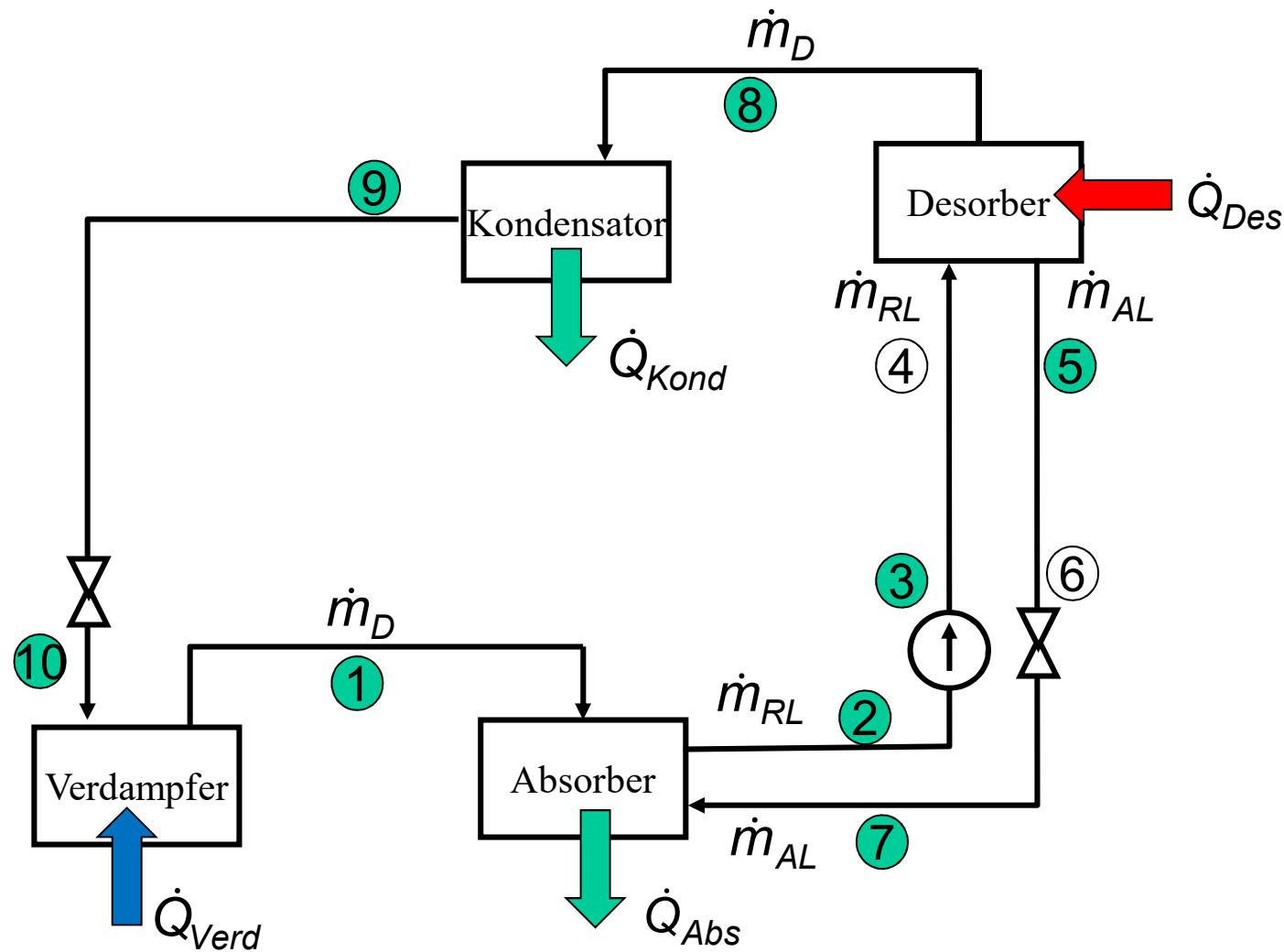
$\Delta\xi$  - Entgasungsbreite

Lösungsumlauf  
arme Lösung:

$$\dot{m}_{AL} = \dot{m}_{RL} - \dot{m}_D \quad | : m_D$$

$$\frac{\dot{m}_{AL}}{\dot{m}_D} = f - 1$$

# Absorptionskreisprozess AKP (AKM oder AWP)

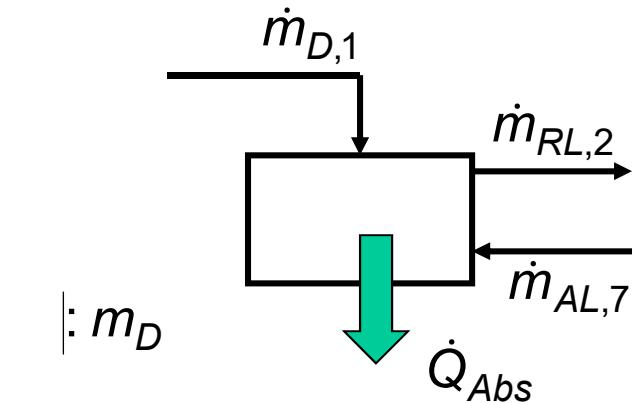


# Energiebilanz AKP - Absorber

Energiebilanz Absorber :

$$h_{7=5}\dot{m}_{AL} + h_1\dot{m}_D = h_2\dot{m}_{RL} + \dot{Q}_{Abs}$$

$$\dot{Q}_{Abs} = h_7\dot{m}_{AL} + h_1\dot{m}_D - h_2\dot{m}_{RL}$$



$$q_{Abs} = \frac{\dot{Q}_{Abs}}{\dot{m}_D} = h_7(f-1) + h_1 - h_2f$$

$$q_{Abs} = h_1 - h_7 + f(h_7 - h_2)$$

Lösungsmittelpumpe :

$$dh = \int v dp = w_t \quad v = const \quad h_3 = h_2 + \frac{1}{\rho_{RL}} \Delta p$$

$$w_t \ll \Delta^L h \quad h_3 \approx h_2$$

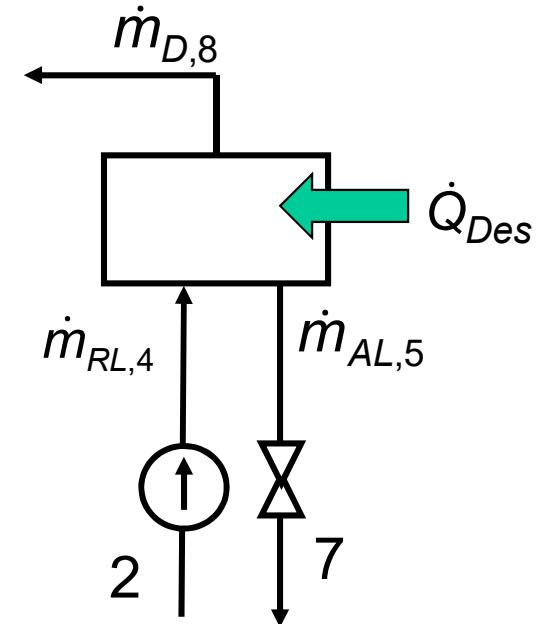
# Energiebilanz AKP - Desorber

Energiebilanz Desorber :

$$h_{4=3}\dot{m}_{RL} + \dot{Q}_{Des} = h_5\dot{m}_{AL} + h_8\dot{m}_D$$

$$\dot{Q}_{Des} = h_5\dot{m}_{AL} + h_8\dot{m}_D - h_{4=3}\dot{m}_{RL}$$

$$q_{Des} = \frac{\dot{Q}_{Des}}{\dot{m}_D} = h_8 - h_5 + f(h_5 - h_4)$$



LM-Drossel :       $dh = 0$      $h_7 = h_5$

## Energiebilanz AKP (3)

Kondensator :

$$h_8 \dot{m}_D = \dot{Q}_{Kond} + h_9 \dot{m}_{K=D}$$

$$\dot{Q}_{Kond} = \dot{m}_D (h_8 - h_9)$$

AM - Drossel :  $dh = 0$

$$h_9 = h_{10}$$

Verdampfer :

$$h_{10} \dot{m}_D + \dot{Q}_{Verd} = h_1 \dot{m}_D$$

$$\dot{Q}_{Verd} = \dot{m}_D (h_1 - h_{10})$$

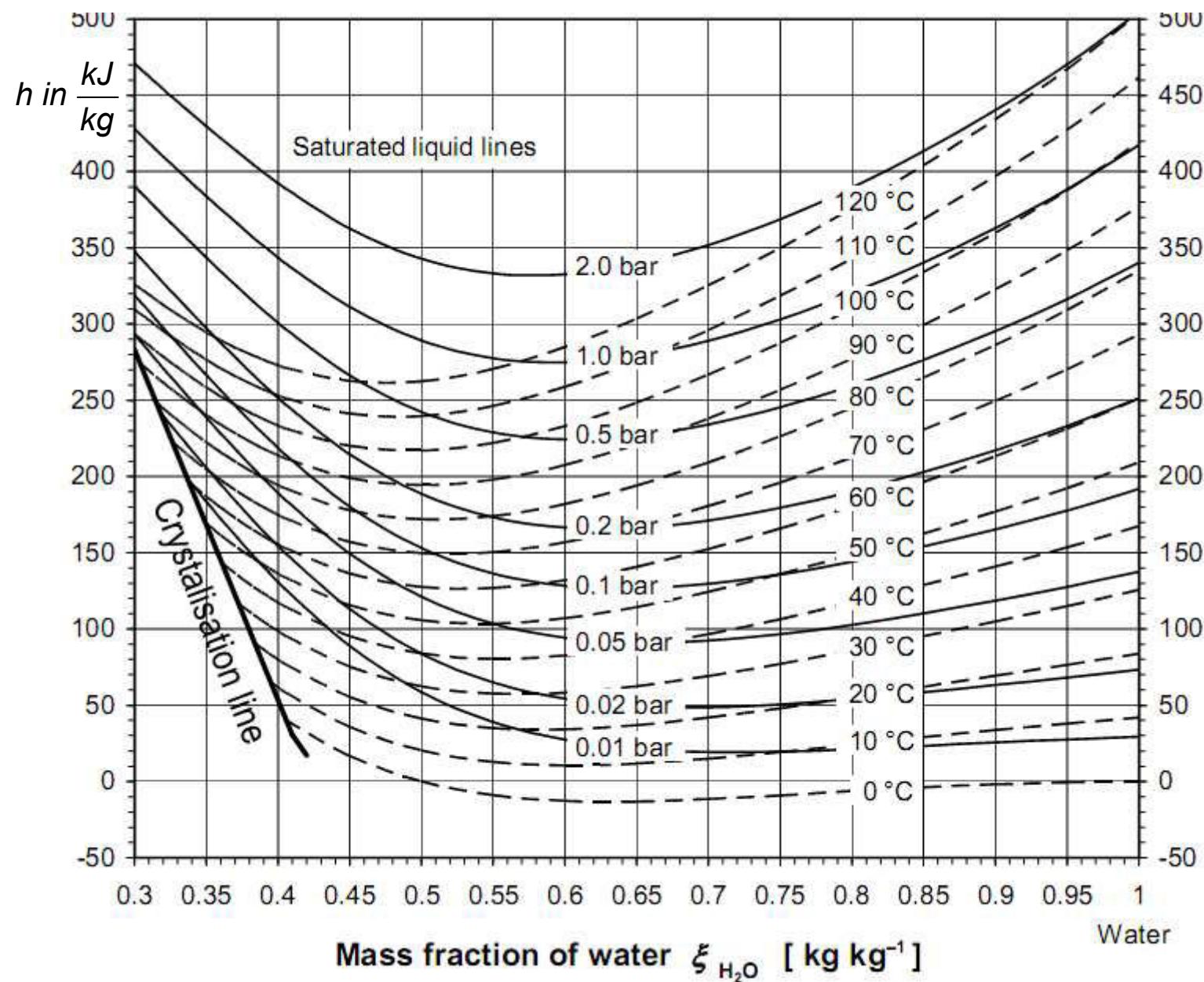
Gesamtenergiebilanz :  $\dot{Q}_{Des} + \dot{Q}_{Verd} + (P_p) = \dot{Q}_{Abs} + \dot{Q}_{Kond}$

Wärmeverhältnis :

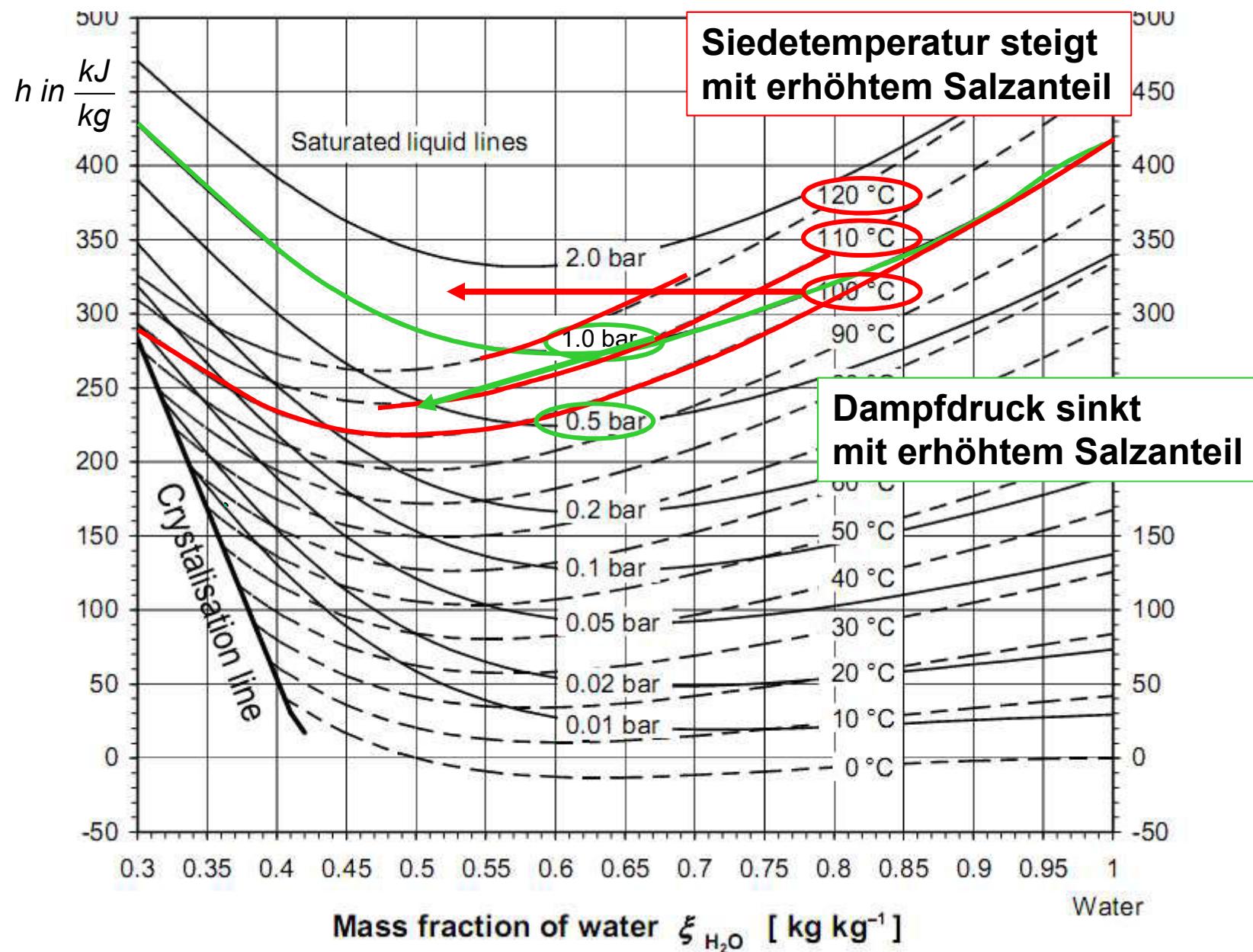
$$\varepsilon_{AWP} = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{\dot{Q}_{Kond} + \dot{Q}_{Abs}}{\dot{Q}_{Des}} \leq 2$$

$$\varepsilon_{AKM} = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{\dot{Q}_{Verd}}{\dot{Q}_{Des}} \leq 1$$

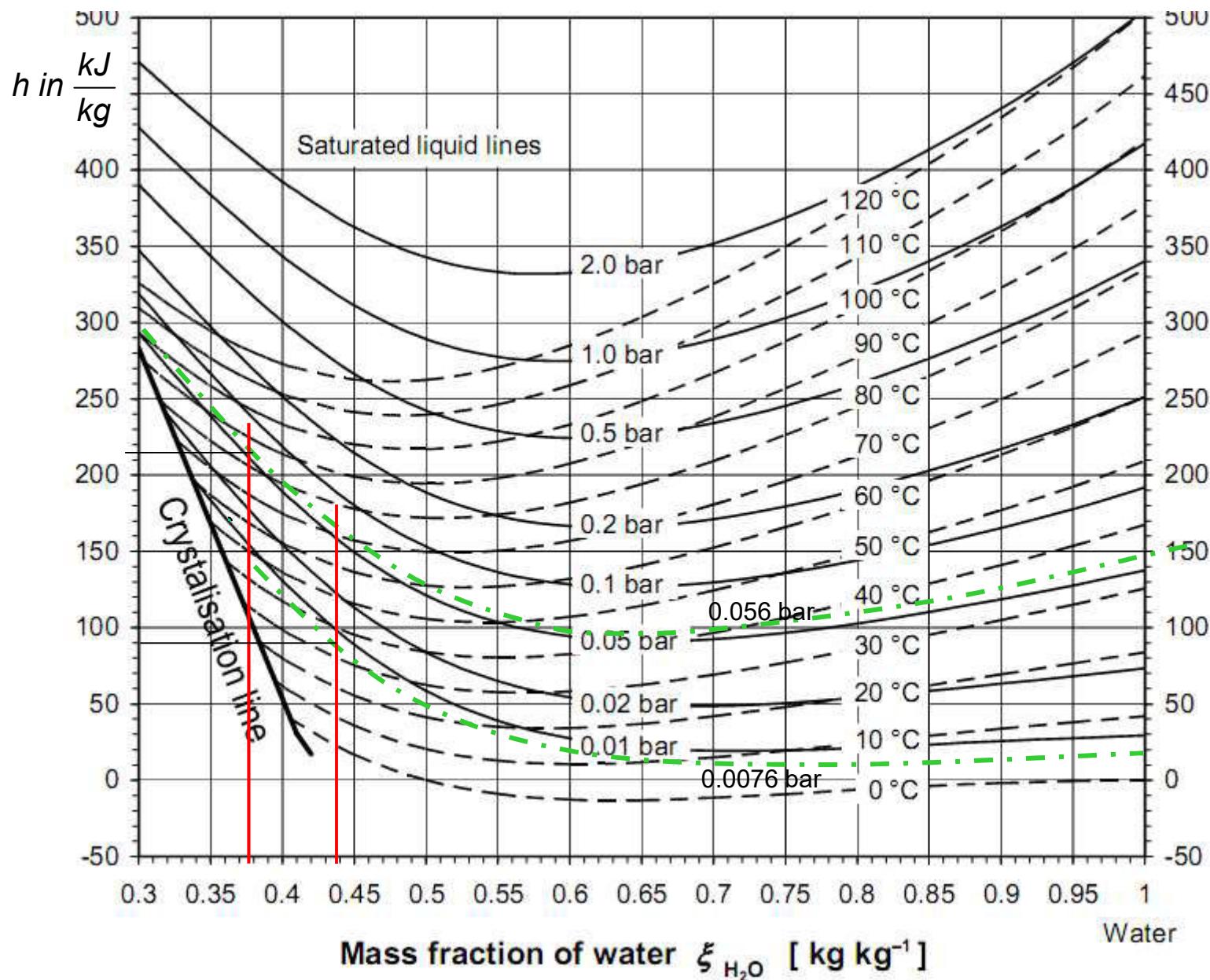
# $h, \xi$ -Diagramm Wasser-LiBr



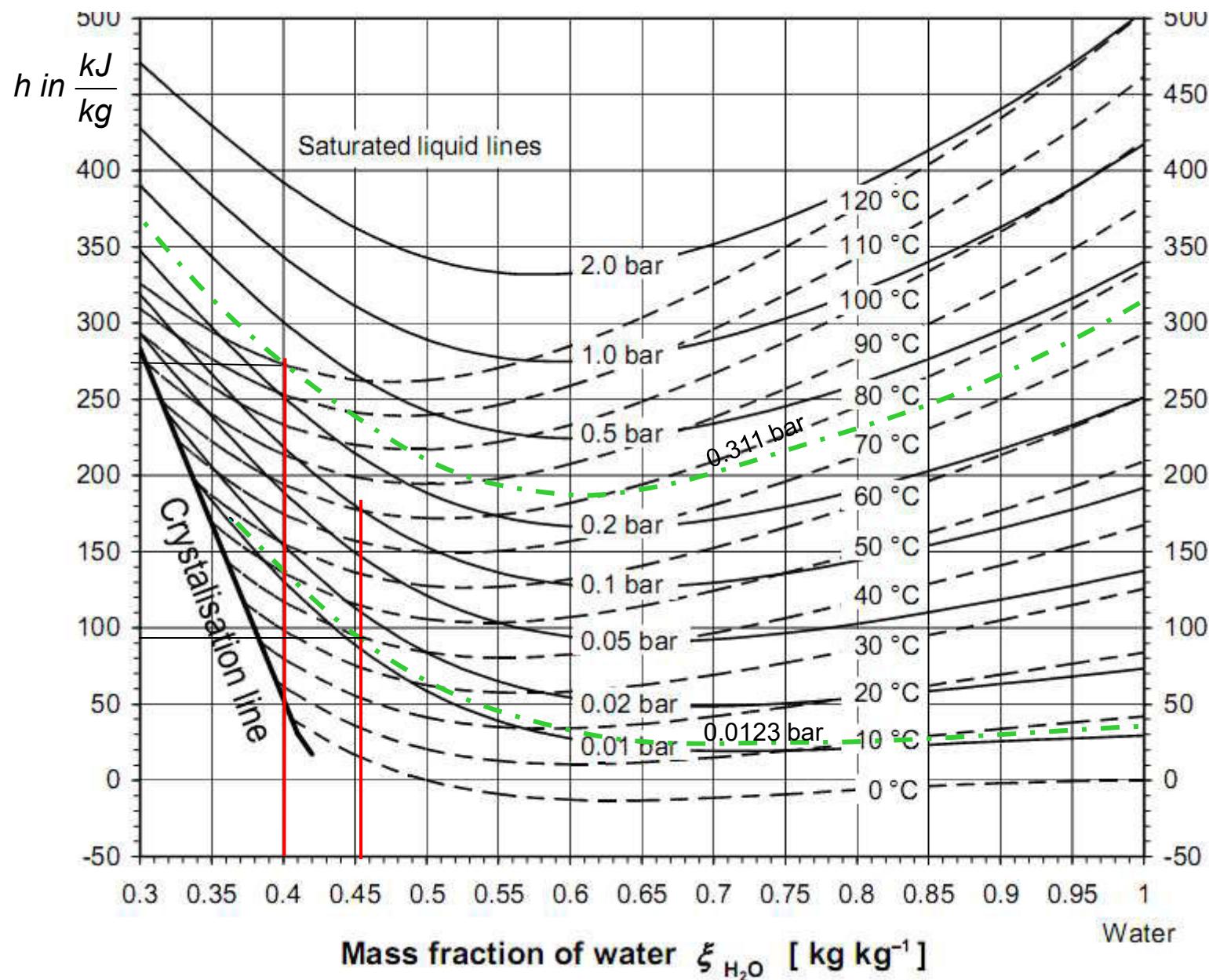
# $h, \xi$ -Diagramm Wasser-LiBr



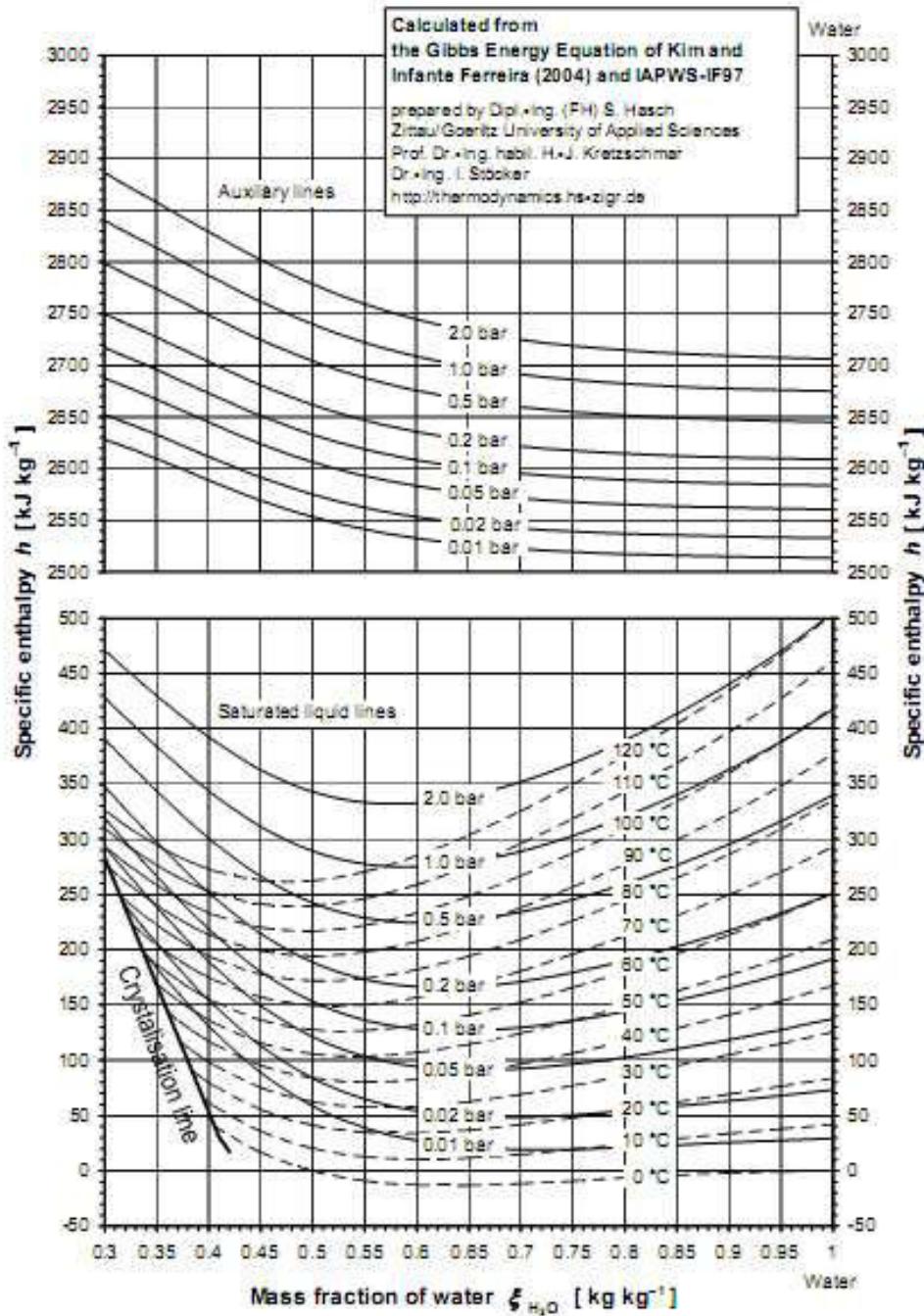
# $h, \xi$ -Diagramm Wasser-LiBr AKM-Aufgabe



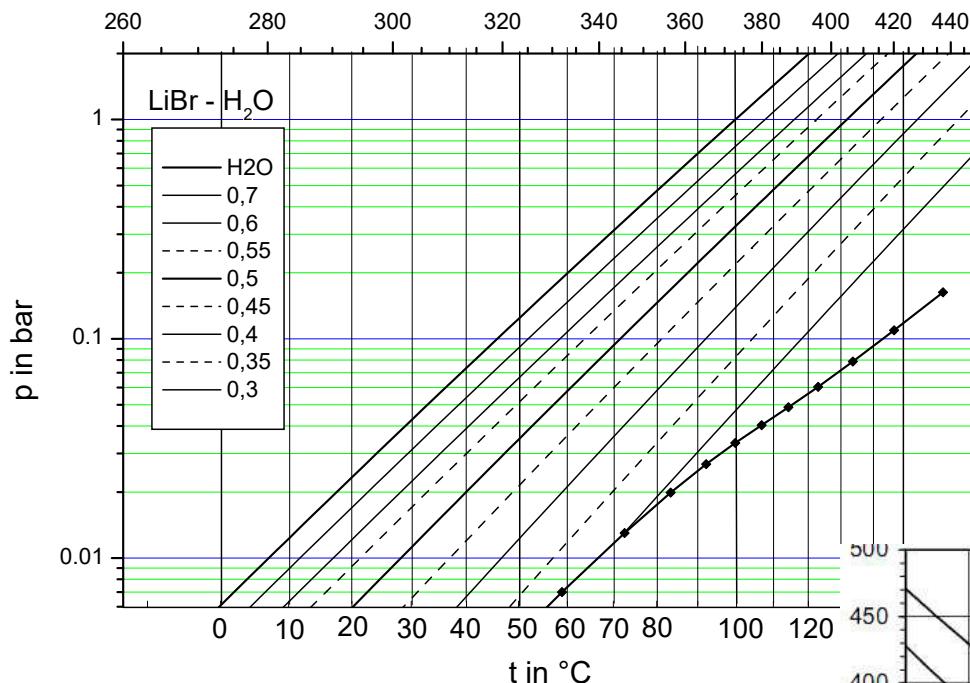
# $h, \xi$ -Diagramm Wasser-LiBr AWP-Aufgabe



# $h,\xi$ -Diagramm Wasser-LiBr mit Enthalpie Wasserdampf

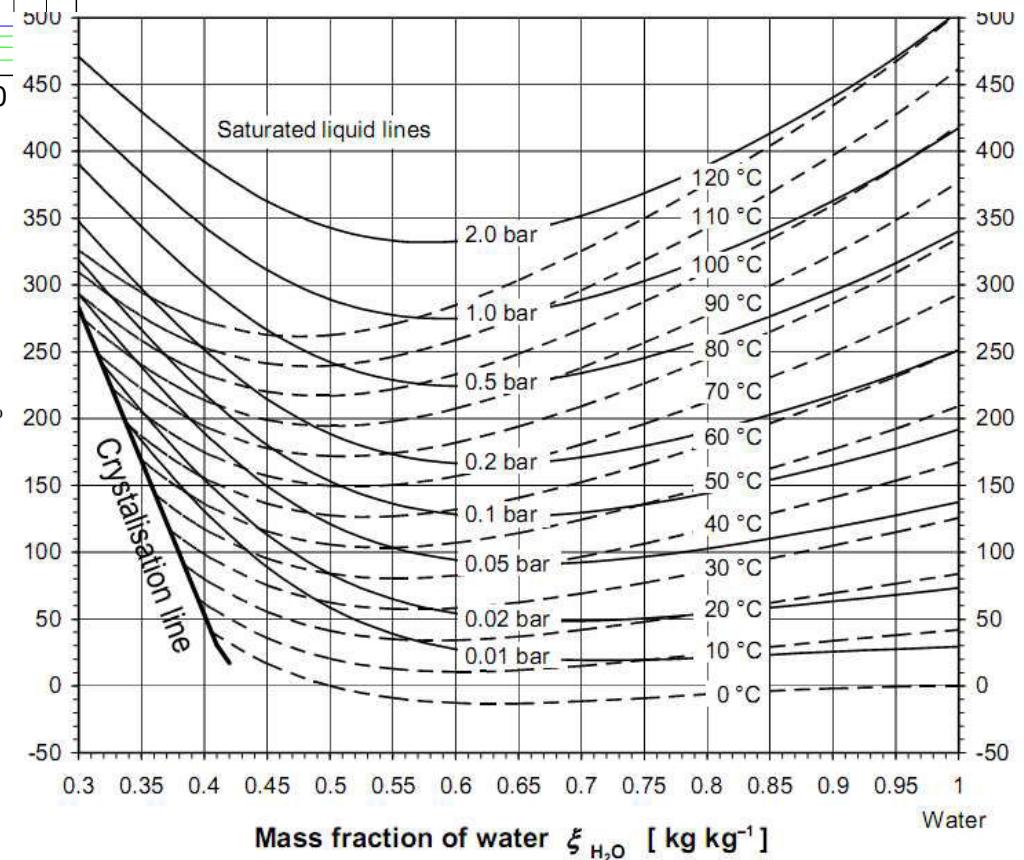


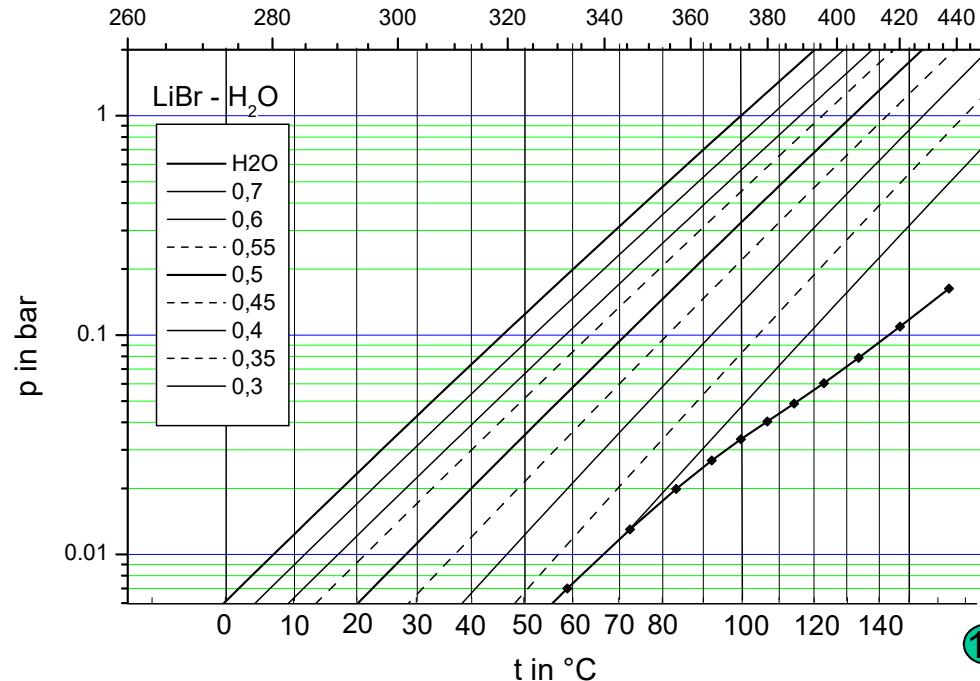
Reference states: Pure water:  $h_{v,p} = 06118 \text{ J/kg}$  at triple point  $p_t = 000911667 \text{ bar}$ ,  $t_t = 0.01^\circ\text{C}$  on saturated liquid line.  
Saturated liquid mixture with  $\xi_{H_2O} = 0.5 \text{ kg/kg}$ :  $h_{0.5} = -20.9415 \text{ J/kg}$  at  $t = 0^\circ\text{C}$ .



Eine Absorptionskältemaschine, die mit dem Arbeitsmittelgemisch  $\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$  arbeitet, soll den Kaltwasserstrom einer Klimaanlage von der Rücklauftemperatur  $t_R = 12^{\circ}\text{C}$  auf die Vorlauftemperatur  $t_V = 8^{\circ}\text{C}$  abkühlen. Die Kälteleistung betrage  $\dot{Q}_0 = 100 \text{ kW}$ . Als Wärmequelle steht Heißwasser mit  $t = 90^{\circ}\text{C}$  zur Verfügung, die Kühlwassertemperatur beträgt  $t_K = 30^{\circ}\text{C}$ , die minimalen Temperaturdifferenzen in allen Wärmeübertragern sollen mit  $\Delta T = 5 \text{ K}$  berücksichtigt werden. Um Kristallisierungsgefahr zu vermeiden soll im Prozess keine Lösungskonzentration größer als 65 Ma%  $\text{LiBr}$  auftreten.

Bestimmen Sie Druckniveaus und Lösungskonzentrationen für einen geeigneten Prozess.





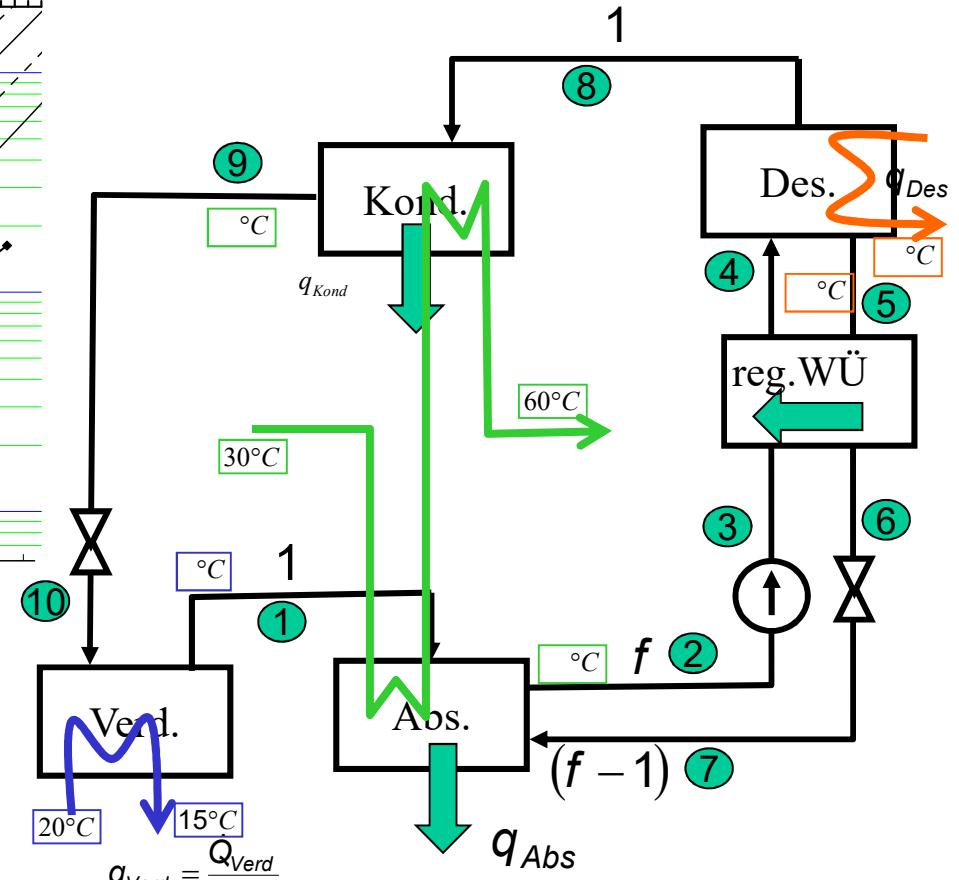
## Wärmepumpe

Eine Absorptionswärmepumpe, die mit dem Arbeitsmittelgemisch  $\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$  arbeitet, soll den Heizwasserstrom einer Heizungsanlage von der Rücklauftemperatur  $t_R = 30^\circ\text{C}$  auf die Vorlauftemperatur  $t_V = 60^\circ\text{C}$  erwärmen. Um Kristallisationsgefahr zu vermeiden soll im Prozess keine Lösungskonzentration größer als 60 Ma% LiBr auftreten. Als Wärmequelle steht Abluft zur Verfügung, die auf  $15^\circ\text{C}$  abgekühlt werden kann. Die minimalen Temperaturdifferenzen in allen Wärmeübertragern sollen mit  $\Delta T = 5\text{ K}$  berücksichtigt werden.

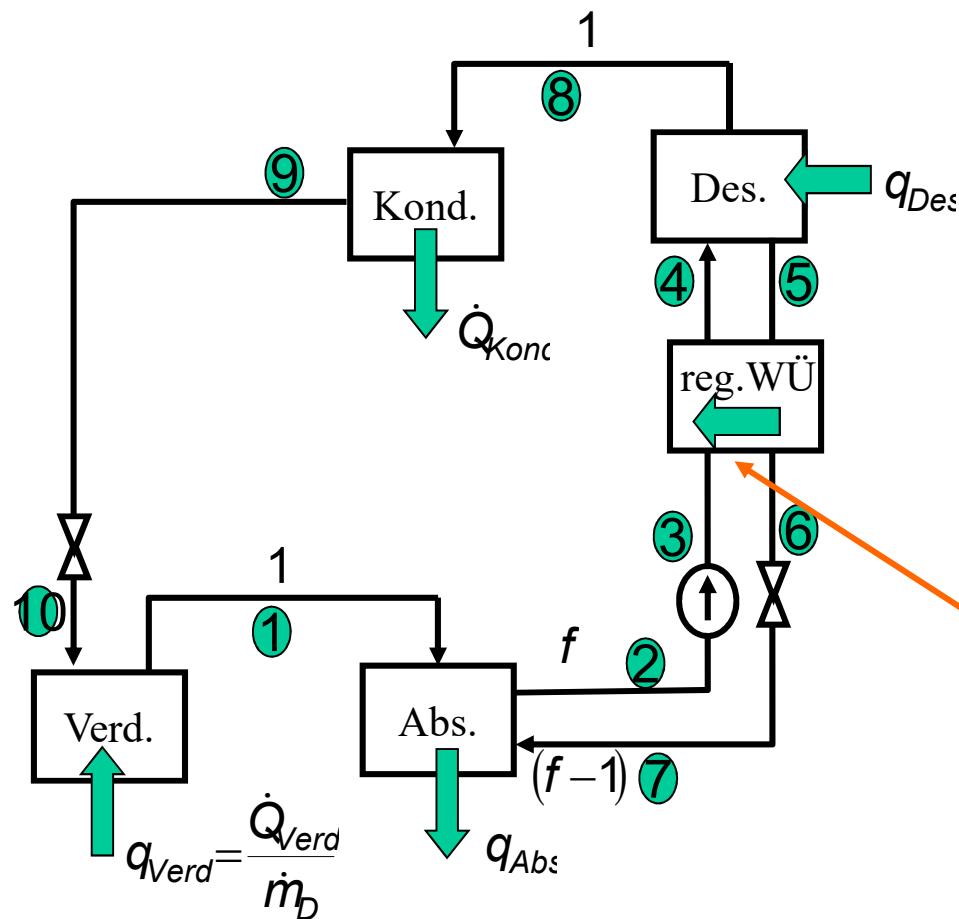
Bestimmen Sie Druckniveaus und Lösungskonzentrationen für einen geeigneten Prozess.

Wie hoch ist der Lösungsumlauf und welche Temperatur muss für die Desorberheizung mindestens erreicht werden?

Bestimmen Sie anhand des  $h, \xi$ -Diagramms das Wärmeverhältnis der Absorptionswärmepumpe



# AWP mit regenerativem LM-WÜ



$$q_{\text{zu},RL} = q_{ab,AL}$$

$$f(h_4 - h_3) = (f - 1)(h_5 - h_6)$$

$$f c_{pRL}(T_4 - T_3) = (f - 1)c_{pAL}(T_5 - T_6)$$

$$f c_{pRL} > (f - 1)c_{pAL}$$

$$(T_4 - T_3) < (T_5 - T_6)$$

$\Delta T_{\min WÜ}$  am "kalten" Ende

$$T_6 = T_3 + \Delta T_{\min WÜ}$$

# Veränderte Bilanz durch regenerativen LM-WÜ

$$h_6 = h[(T_2 + \Delta T_{WÜ}); \xi_{AL}]$$

$$h_4 = h_3 + \frac{f-1}{f}(h_5 - h_6)$$

$$q_{Abs} = h_7(f-1) + h_1 - h_2 f \quad h_{7=6} < h_{7=5} \quad q_{Abs} \downarrow$$

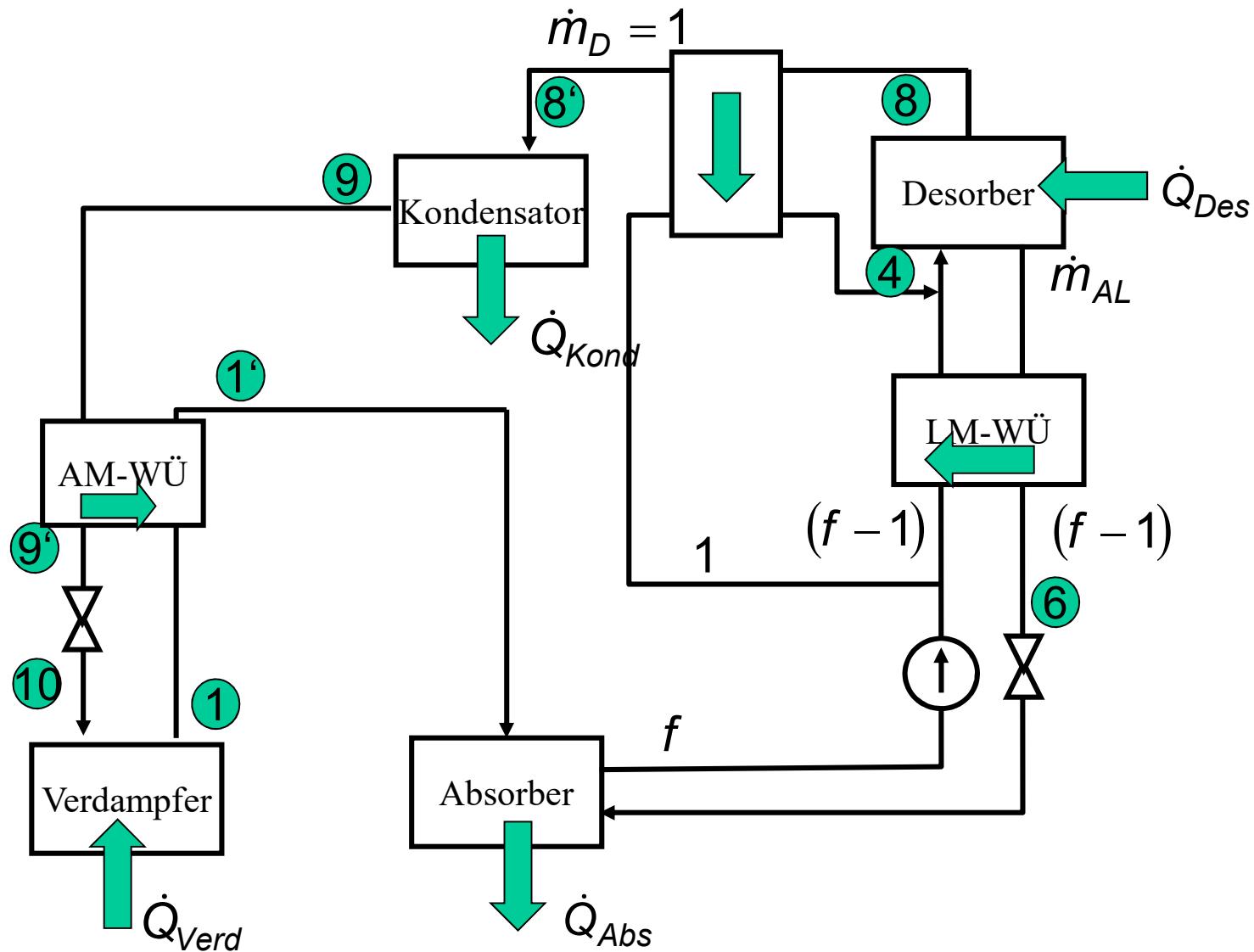
$$q_{Des} = h_8 - h_5 + f(h_5 - h_4) \quad h_4 > h_3 \quad q_{Des} \downarrow$$

$q_{Kond}, q_{Verd}$  unverändert

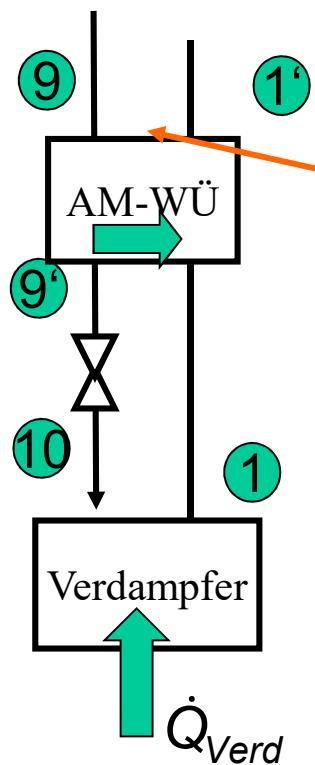
$$\varepsilon_{AWP} = \frac{\dot{Q}_{Kond} + \dot{Q}_{Abs}}{\dot{Q}_{Des}} \downarrow \quad \varepsilon_{AWP} \uparrow$$

$$\varepsilon_{AKM} = \frac{\dot{Q}_{Verd}}{\dot{Q}_{Des}} \downarrow \quad \varepsilon_{AKM} \uparrow$$

# Weitere Verbesserungsmöglichkeiten



# Regenerativer Arbeitsmittelwärmeübertrager



$$q_{zu,D} = q_{ab,K}$$

$$1 c_{pD} (T_{1'} - T_1) = 1 c_{pK} (T_9 - T_{9'})$$

$$c_{pD} < c_{pK}$$

$\Delta T_{\min WÜ}$  am "warmen" Ende

$$T_{1'} = T_9 - \Delta T_{\min WÜ}$$

$$h_{1'} > h_1 \quad q_{Abs} \uparrow$$

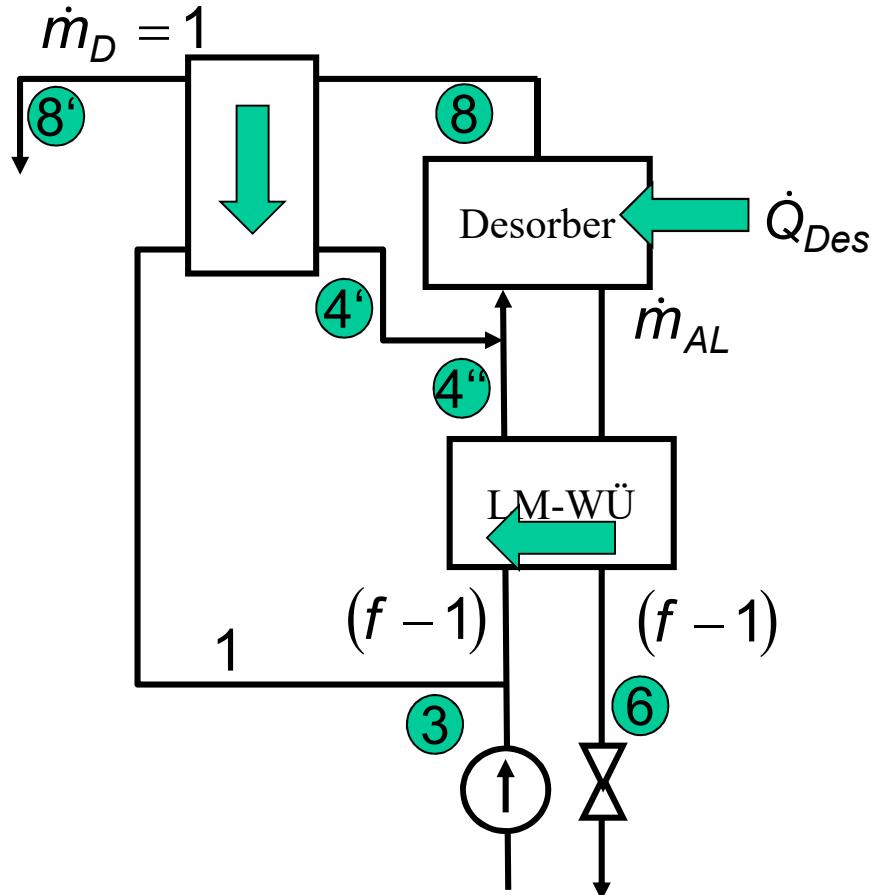
$$h_{9'} < h_9 \quad q_{Verd} \uparrow$$

$$\varepsilon_{AWP} = \frac{\dot{Q}_{Kond} + \dot{Q}_{Abs}}{\dot{Q}_{Des}} \uparrow \quad \varepsilon_{AWP} \uparrow$$

$$\varepsilon_{AKM} = \frac{\dot{Q}_{Verd}}{\dot{Q}_{Des}} \uparrow \quad \varepsilon_{AKM} \uparrow$$

$$\varepsilon_{AKM}^{38} \uparrow$$

# Reg. Wärmeübertrager Dampf-Lösung



$$q_{ab,D} = q_{zu,RL}$$

$$1 c_{pD}(T_8 - T_{8'}) = 1 c_{pRL}(T_3 - T_{4''})$$

$$c_{pD} < c_{pRL}$$

$\Delta T_{\min WÜ}$  am "kalten" Ende

$$t_{8'} \geq t_{Kond}$$

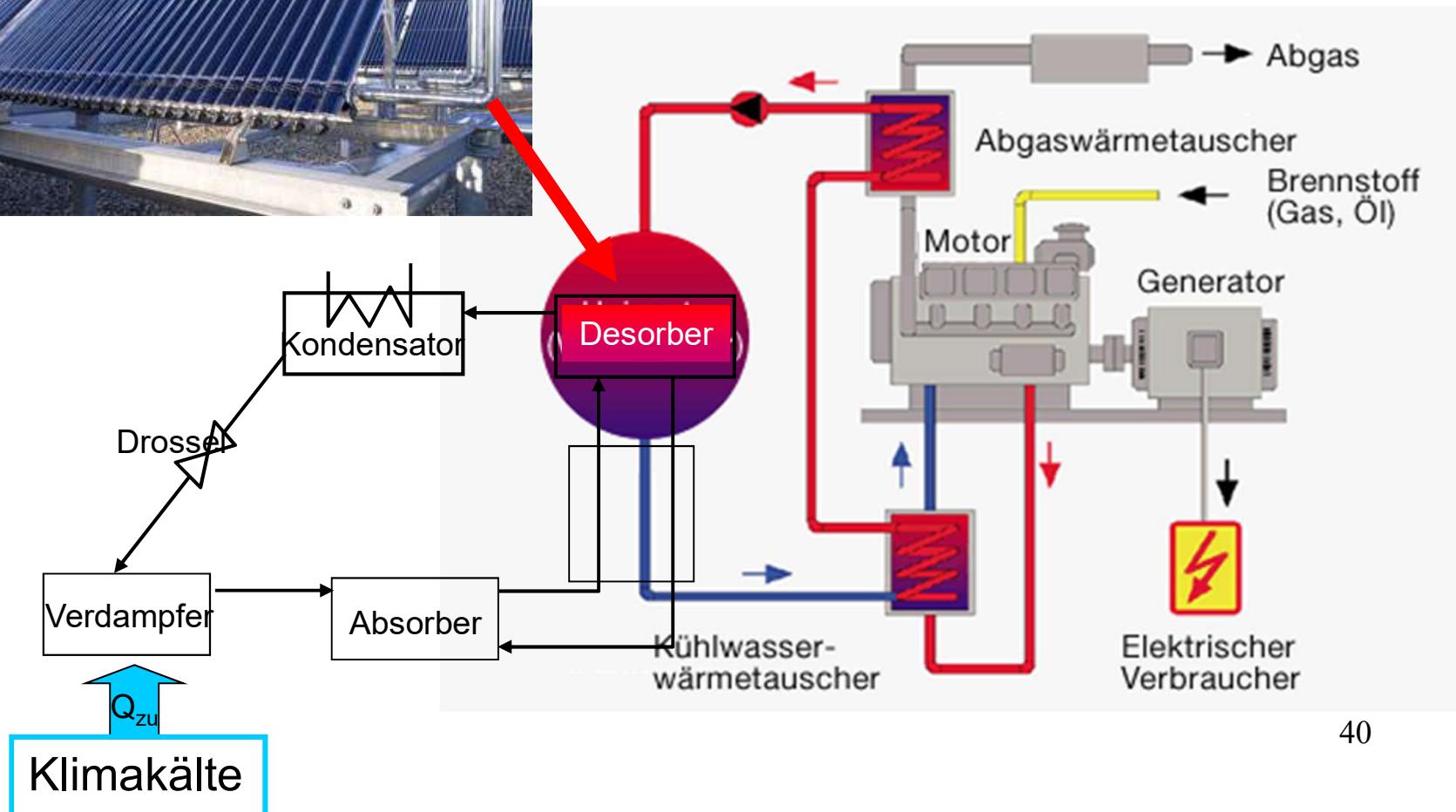
Verluste im reg.Lösungs-WÜ  
werden verringert

# Wärmequellen

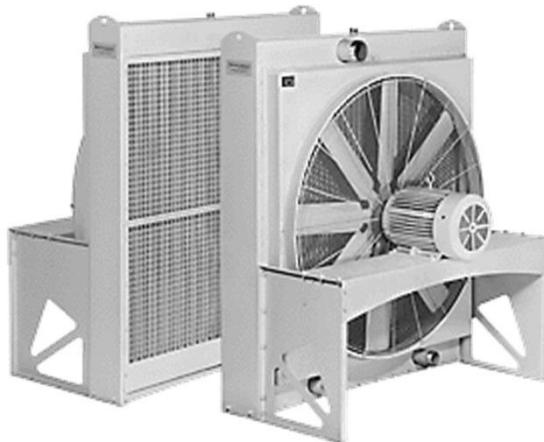


## Abwärme aus Produktionsprozessen

Direkt beheizte AWP vergeuden das Potential der HT-Verbrennungswärme  
(ggf. mehrstufig ausführen)

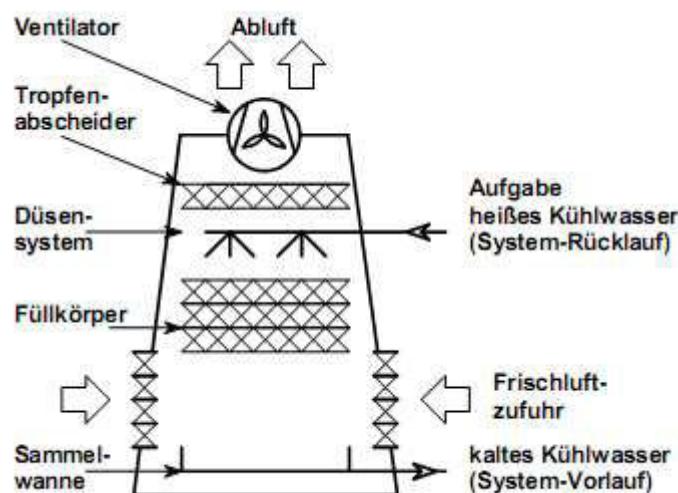


# Rückkühlwerke

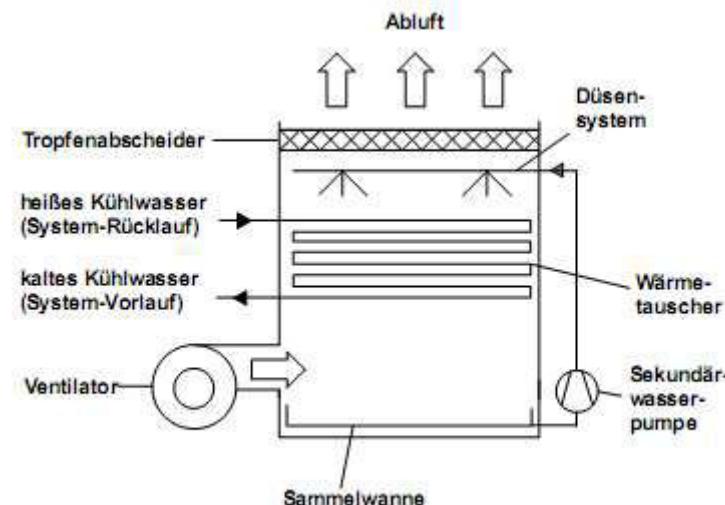


Trockener, zwangsbelüfteter Rückkühler

Geringe Rückkühltemperaturen,  
große Wärmeübertragerflächen



Saugbelüfteter, offener Nasskühlerturm  
Kühlwasser wird über Füllkörper verrieselt



Druckbelüfteter, geschlossener Nasskühlerturm  
Sekundärkühlwasser kühlt Rohre oder Lamellenpaket  
geringere Kühltemperaturen als im offenen KT

N: Wasserverbrauch, Wasseraufbereitung notwendig zusätzliche Druckverluste

# Adiabate Verdunstungskühlung Befeuchten von feuchter Luft mit flüssigem Wasser

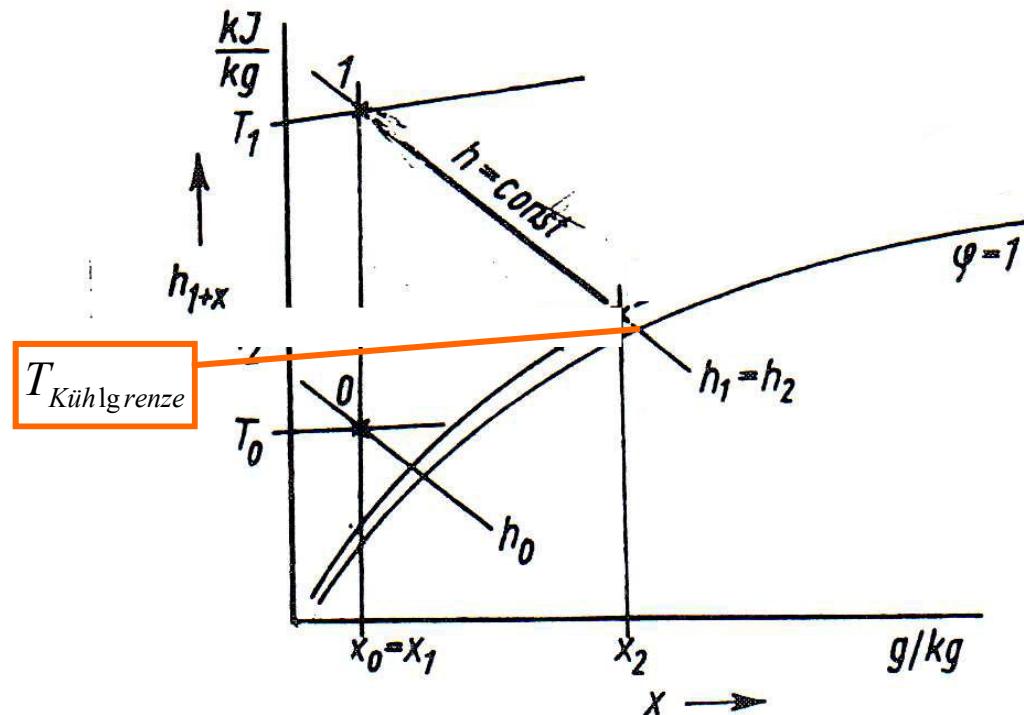
$$X_1 \dot{m}_{tL1} + \Delta \dot{m}_W = X_2 \dot{m}_{tL2}$$

$$\Delta \dot{m}_W = m_{tL} (X_A - X_E)$$

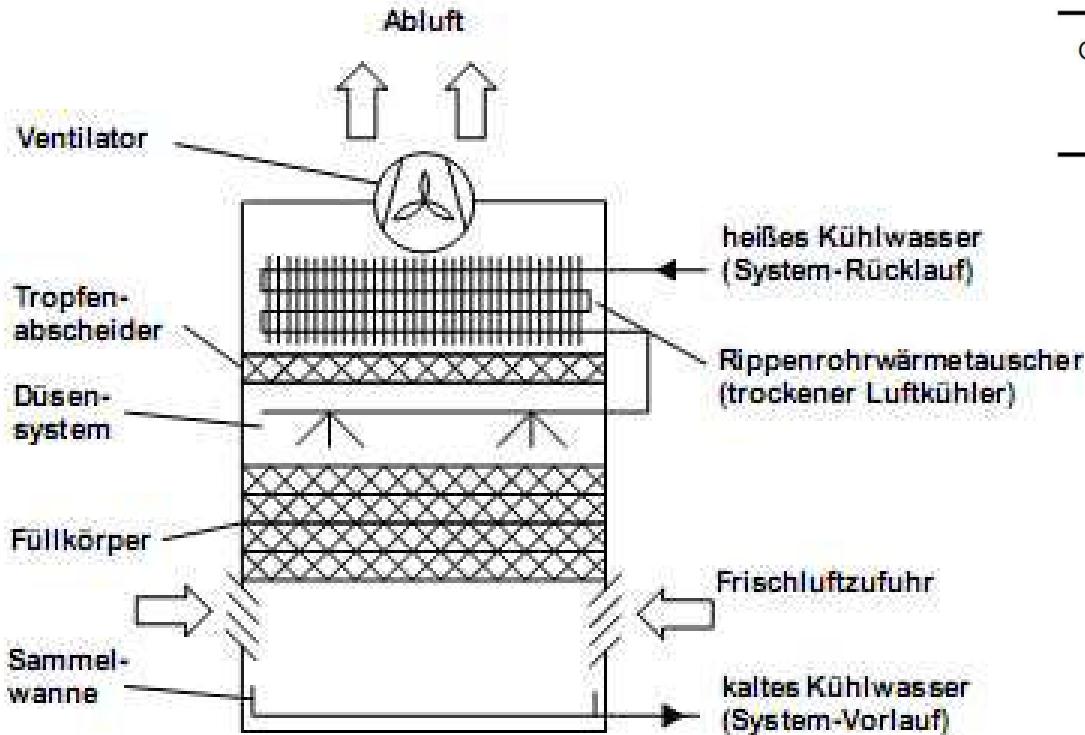
$$h_1 \dot{m}_{tL1} + h_W \Delta \dot{m}_W = h_2 \dot{m}_{tL2}$$

$$h_W = \frac{\dot{m}_{tL}}{\Delta \dot{m}_W} (h_2 - h_1)$$

$$h_W = \frac{\Delta h}{\Delta X} \quad = \text{Anstieg im } h,x\text{-Diagramm}$$



Kühlgrenztemperatur bei befeuchten mitflüssigem Wasser ( $h_W = 0$ )  
Schnittpunkt der Isenthalpen mit Sättigungslinie



## Hybridkühlturm

Anpassung an Aussentemperaturen, sparsamer Wasserverbrauch  
keine Schwadenbildung am Austritt

## KÜHLEN UND KLIMATISIEREN MIT WÄRME

FIZ Karlsruhe 2009

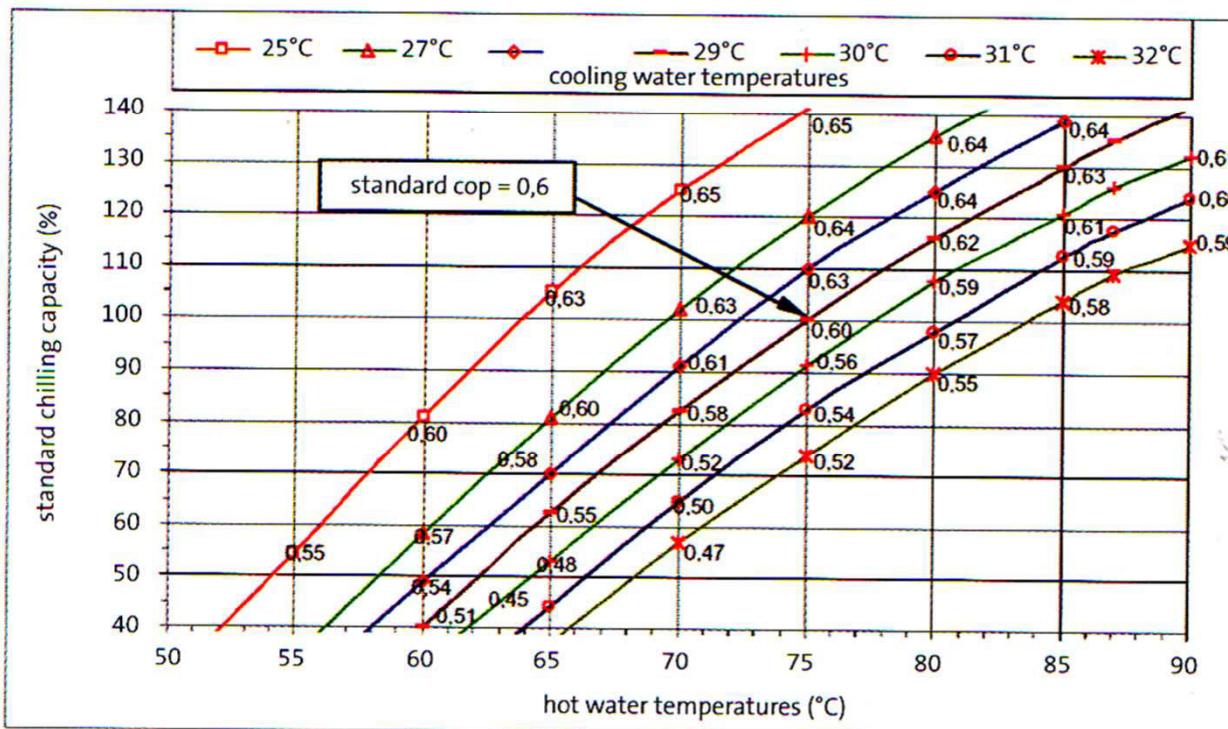


Abb. 27: Kennlinienfeld einer Adsorptionskältemaschine Mycom ADR bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen

## Absorptionskühler – kleine Leistung (10 – 50 kW)



**Climawell**



**Sonnenklima**

Tabelle 1: Vergleich von marktverfügbaren Sorptionskältemaschinen kleiner Leistung

Firma	Yazaki	EAW	Sonnenklima	Rotortica	Climatewell	SolarNext	SorTech	SJTU
Produktnname	WFC-SC5 / chilii® WFC18	Wegracal SE15	suninverse 10	Solar 045	Climatewell 10	chilii® PSC10	ACS 08 / chilii® STC8	SWAC-10
Technologie	Absorption	Absorption	Absorption	Absorption	Absorption	Absorption	Adsorption	Adsorption
Arbeitsstoffpaar	H <sub>2</sub> O / LiBr	H <sub>2</sub> O / LiCl	NH <sub>3</sub> / H <sub>2</sub> O	H <sub>2</sub> O / Silica gel	H <sub>2</sub> O / Silica gel			
Kälteleistung [kW]	17,5	15	10	4,5	10	10	7,5	10
Heizwasser-Temperatur [°C]	88 / 83	90 / 80	75 / 65	90 / 85	83 / -	85 / 78	75 / 67	85 / 79
Kühlwasser-Temperatur [°C]	31 / 35	30 / 35	27 / 35	30 / 35	30 / -	24 / 29	27 / 32	30 / 36
Kaltwasser-Temperatur [°C]	12,5 / 7	17-Nov	18 / 15	13-Okt	- / 15	12-Jun	18 / 15	15-Okt
COP	0,7	0,71	0,77	0,67	0,68	0,63	0,53	0,39
Abmessungen (BxTxH) [m x m x m]	0,60 x 0,80 x 1,94	1,75 x 0,76 x 1,75	1,13 x 0,80 x 1,96	1,09 x 0,76 x 1,15	1,20 x 0,80 x 1,60	0,80 x 0,60 x 2,20	0,79 x 1,06 x 0,94	1,80 x 1,20 x 1,40
Gewicht [kg]	420	660	550	290	875	350	260	1.600
Elektrische Leistungs-aufnahme [W]	72	300	120	1.200 (inkl. Ventilator)	170	300	57	200

Tabelle 2.1: Übersicht über solarthermisch beheizbare Sorptionskälteanlagen

Technologie	Absorptionskälte LiBr/Wasser	Absorptionskälte Wasser/Ammoniak	Adsorptionskälte Silicagel/Wasser
Kältemittel	H <sub>2</sub> O	NH <sub>3</sub>	H <sub>2</sub> O
Sorptionsmittel	LiBr	H <sub>2</sub> O	Silicagel
Kälteträger	Wasser	Wasser-Glykol	Wasser
Bauart	Single-Effect (SE)	Single-Effect (SE)	Single-Effect (SE)
KälteTemperaturbereich	5 bis 20 °C	-60 bis +20 °C	5 bis 20 °C
Heiztemperaturbereich	80 bis 140 °C	100 bis 140 °C	55 bis 100 °C
Kälteleistungsbereich	35 bis 5.000 kW	80 bis 1.000 kW	50 bis 450 kW
Leistungszahlen	0,6 bis 0,75	0,6 bis 0,7	0,4 bis 0,65



Ulrike, C. Nei, C. Kren, C. Schaefer

Querschnittsauswertung "Solarunterstützte Klimatisierungsanlagen in Deutschland (QASUK)"

Tabelle 2.2: Absorptionskälteanlagen Wasser/Lithiumbromid

Hersteller	Vertrieb in Deutschland durch:	Bauart / Antrieb	Kälteleistung	Typ
Carrier	Carrier GmbH & Co.KG	SE, Heizwasser	158 bis 1.288 kW	RCH
		SE, Heizwasser, Dampf	330 bis 4.900 kW	16JB, JH
Broad	Gesellschaft für GasKlima mbH	SE, Heizwasser, Dampf, oder Abwärme	105 bis 5.500 kW	IFA-BD
EAW	EAW Energieanlagenbau GmbH	SE, Heizwasser	50 bis 200 kW	WEGRACAL
Thermax	Axima Refrigeration GmbH	SE, Heizwasser	35 bis 280 kW	Cogenia LT
		SE, Heizwasser	350 bis 650 kW	Prochill LT
Trane	Trane Klima- und Kälte-technisches Büro GmbH	SE, Heizwasser, Dampf	400 bis 1.830 kW	ABSC
Yazaki	York International GmbH & Co. KG	SE, Heizwasser	35 kW	WFC10
Yazaki	Maya S.p.A.	SE, Heizwasser	115 kW	WFC30R
York	York International GmbH & Co. KG	SE, Heizwasser, Dampf	200 bis 4.850 kW	YIA

Tabelle 2.3: Absorptionskälteanlagen Ammoniak/Wasser

Hersteller	Vertrieb in Deutschland durch:	Bauart / Antrieb	Kälteleistung	Typ
Colibri	Colibri B.V.	SE, Heizwasser, Dampf, oder direktgefeuert	100 bis 800 kW	ARP-S
Mattes	Mattes AG Absorptionskälte	SE, Heizwasser, Dampf, oder direktgefeuert	80 bis 1.000 kW	AK...

Tabelle 2.4: Adsorptionskälteanlagen Wasser/Silicagel

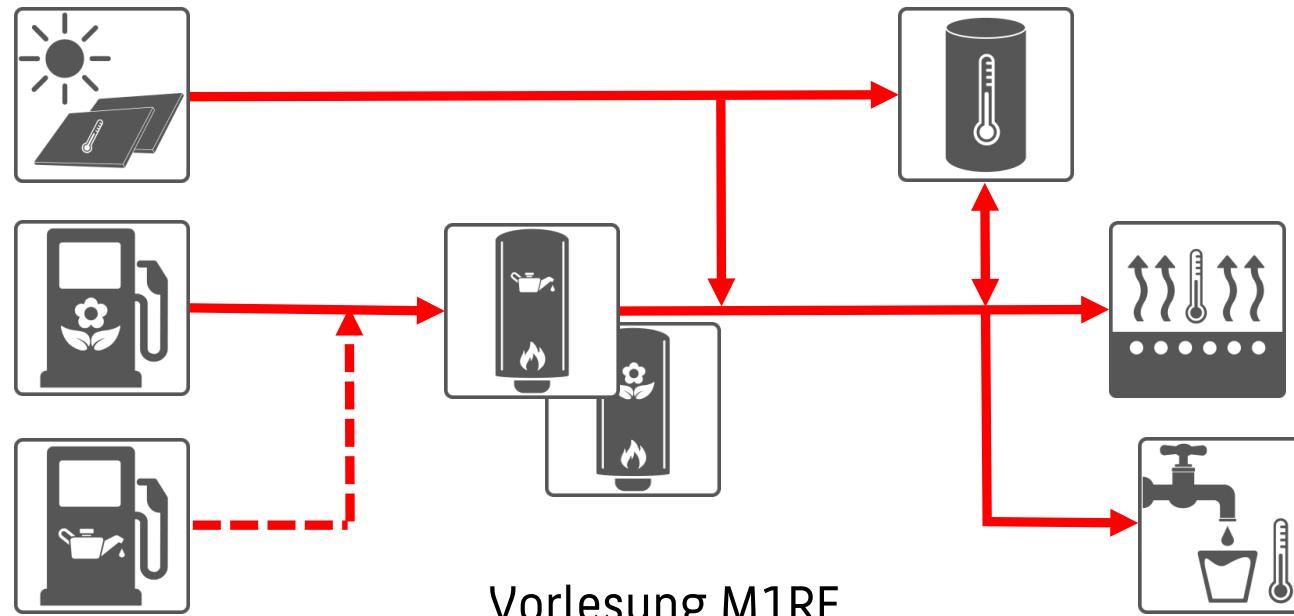
Hersteller	Vertrieb in Deutschland durch:	Bauart / Antrieb	Kälteleistung	Typ
Mayekawa	Albring Industrievertriebung GmbH	SE, Heizwasser	70 bis 352 kW	Mycom ADR
Nahiyoda	GBU Gesellschaft für Bodenanalytik und Umwelttechnik mbH	SE, Heizwasser	50 bis 430 kW	NAK



# Regenerative Wärmetechnik

Versorgungsvarianten, Systemtechnik und Wärmeübertragung

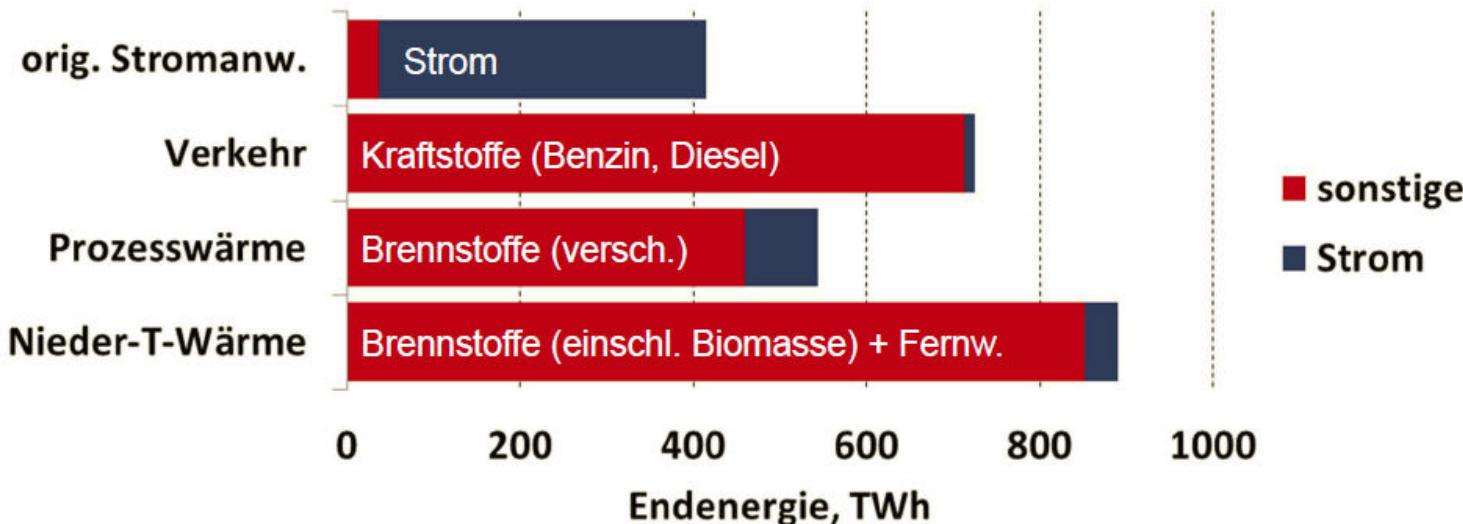
Prof. Dr.-Ing. Friedrich Sick, HTW Berlin



- Versorgungsvarianten
- Wärmepumpen
- Wärmeübertragung
- Wärmeübertrager
- Trinkwasseranlagen
- Lüftung
- Wärmenetze
- Konzeptentwicklung

## Endenergie nach Nutzungssektoren (2014)

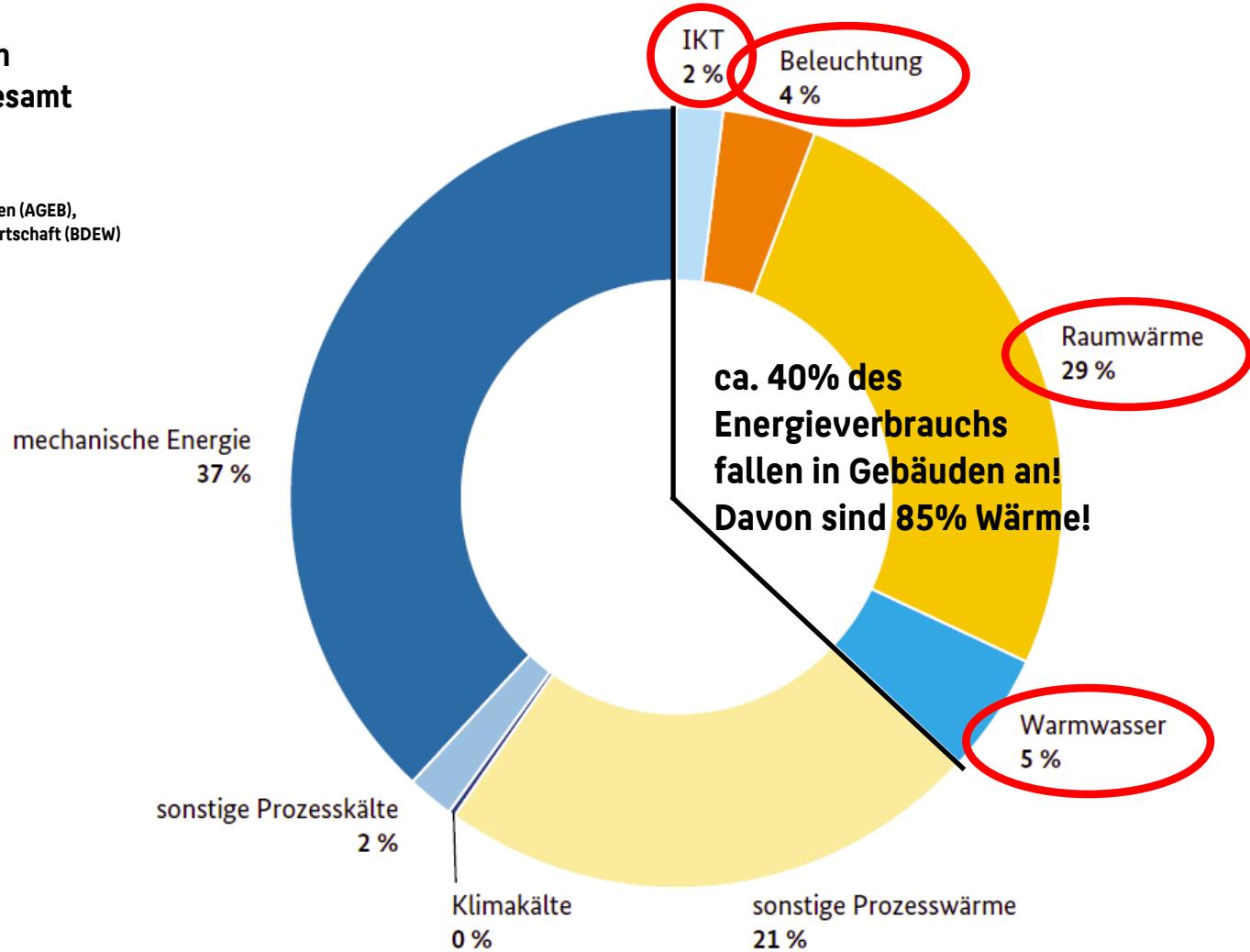
Quelle:  
Hans-Martin Henning et al., Fraunhofer ISE:  
**Die Rolle der Wärme im Kontext der Transformation des  
deutschen Energiesystems**, 26. Symposium „Thermische  
Solarenergie“, Bad Staffelstein, 20.04.2016



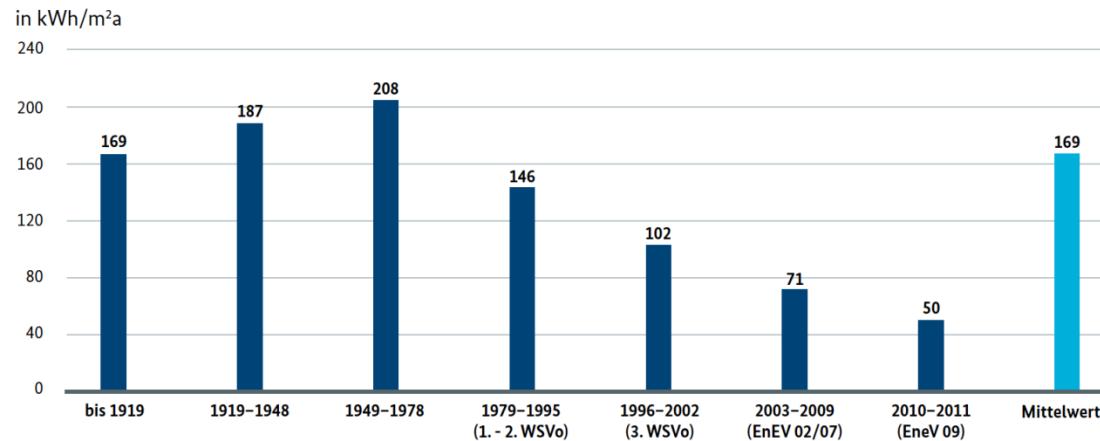
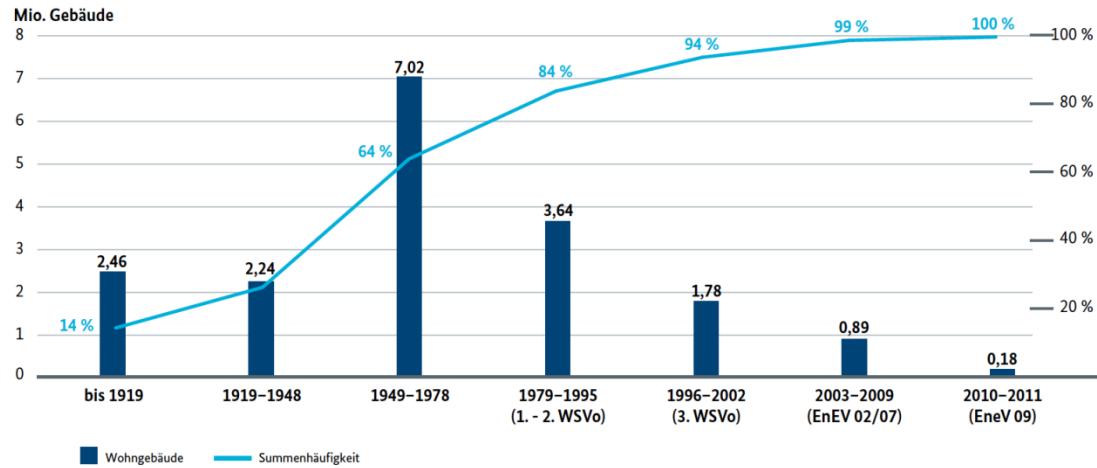
- Strom heute rund 20 % der Endenergie
- Wärme rund 56 % (35 % Niedertemperaturwärme, 21 % Prozesswärme)
- Niedertemperaturwärme wird heute überwiegend durch fossile Brennstoffe (Heizöl, Erdgas) gedeckt

**Energieverbrauch nach  
Anwendungsbereichen in  
Deutschland 2012 (insgesamt  
8.998 PJ)**

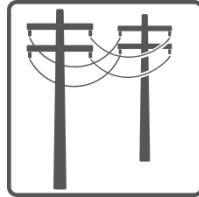
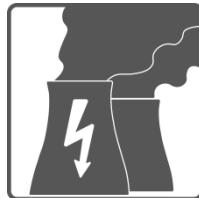
Quelle: Arbeitsgemeinschaft Energiebilanzen (AGEB),  
Bundesverband der Energie- und Wasserwirtschaft (BDEW)



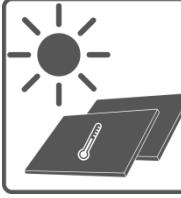
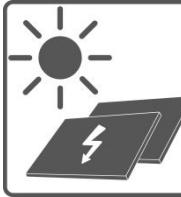
## Gebäudebestand (Quellen: BMWi 2014, Darstellung: Borderstep Institut)



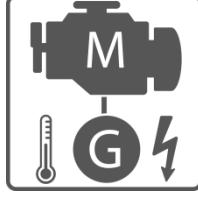
## Fossile Quellen



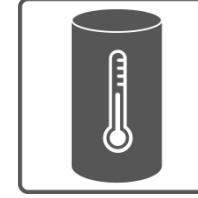
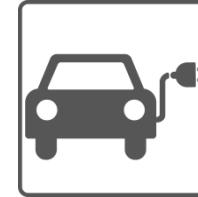
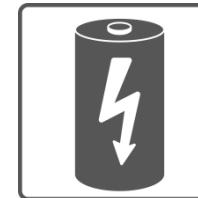
## Regenerative Quellen/Erzeuger



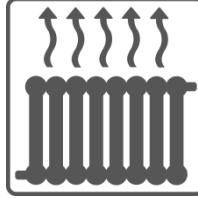
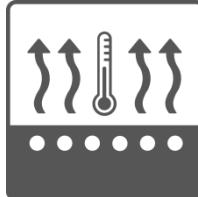
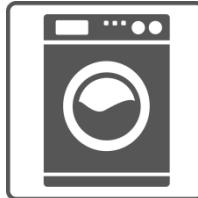
## Wandler/ Erzeuger

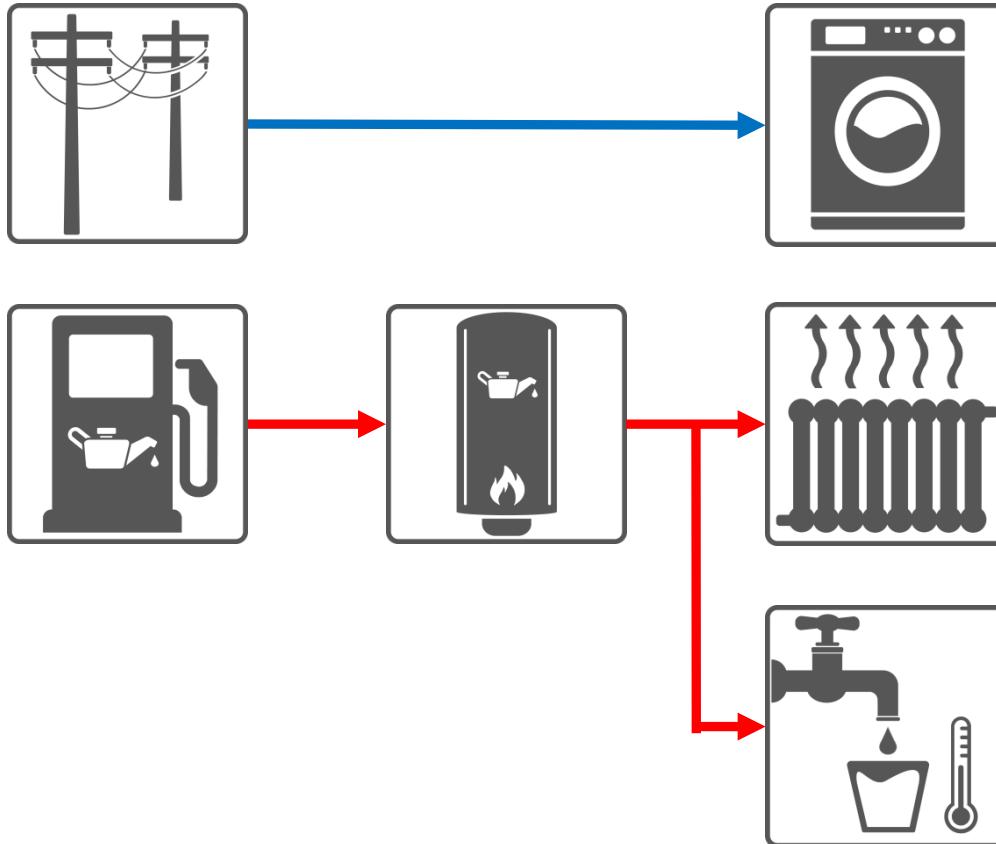


## Speicher



## Lasten





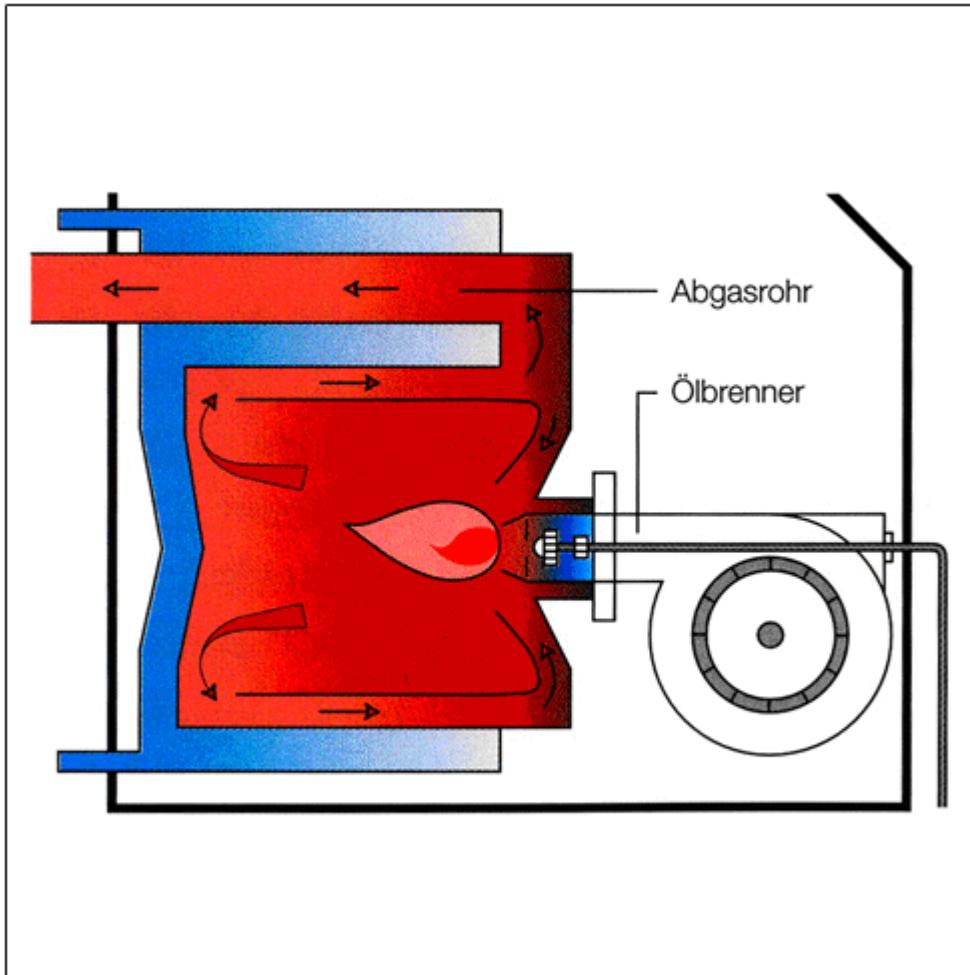
**Hinweis:**

Pfeile symbolisieren  
kein Medium, sondern  
allg. Energieflüsse:

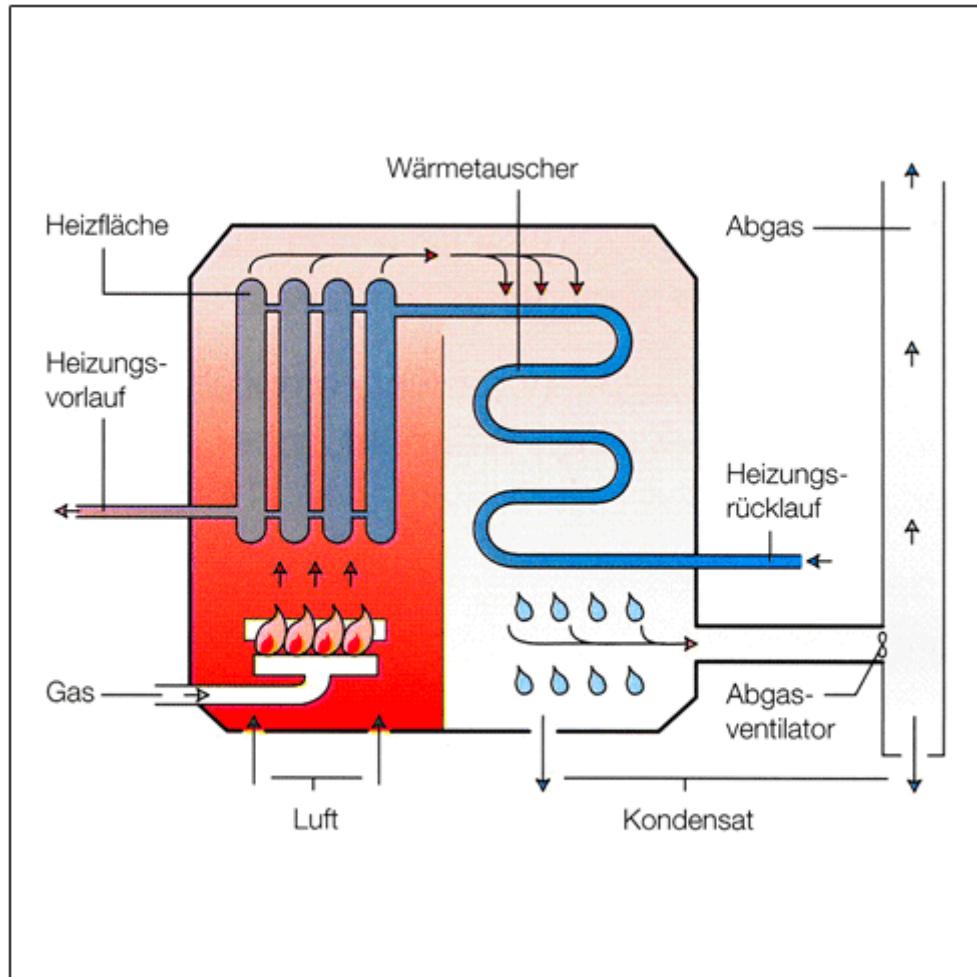
**Blau: Für Strom**  
**Rot: Für Wärme**

„Old School“: Das war einmal, steht aber so noch in den meisten Kellern rum

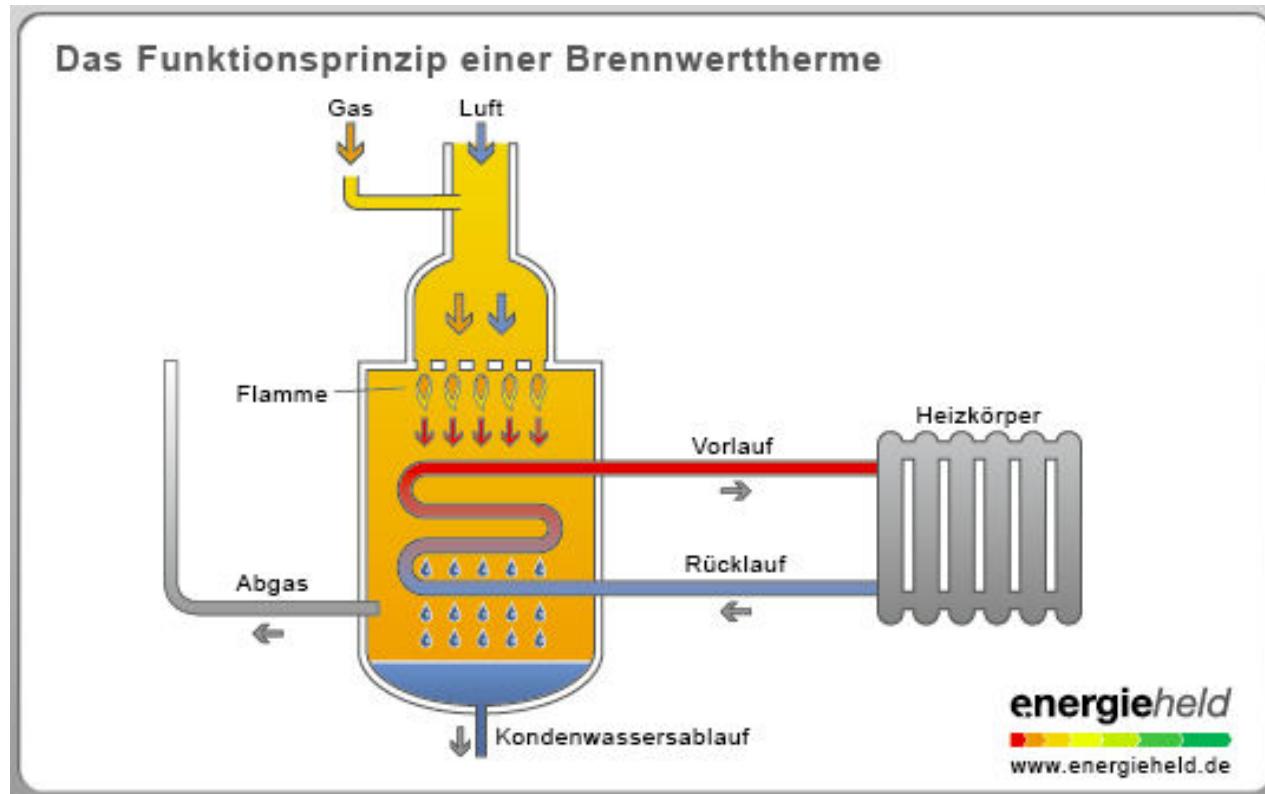
- Standardsystem: Planer und Installateure kennen sich aus
- Investkosten niedrig, Sanierung: häufig reiner Kesseltausch
- erlaubt hohe Vorlauftemperaturen
  - alle Heizkörper/-flächen möglich
  - Trinkwasserhygiene problemlos
- Hohe thermische Verluste aufgrund Temperaturniveau
- Niedriger Systemwirkungsgrad im Sommer wegen Kesseltaktung und dadurch bedingten Verlusten
- Überdimensionierung (häufig) erhöht das Taktzeit und senkt den Jahreswirkungsgrad weiter



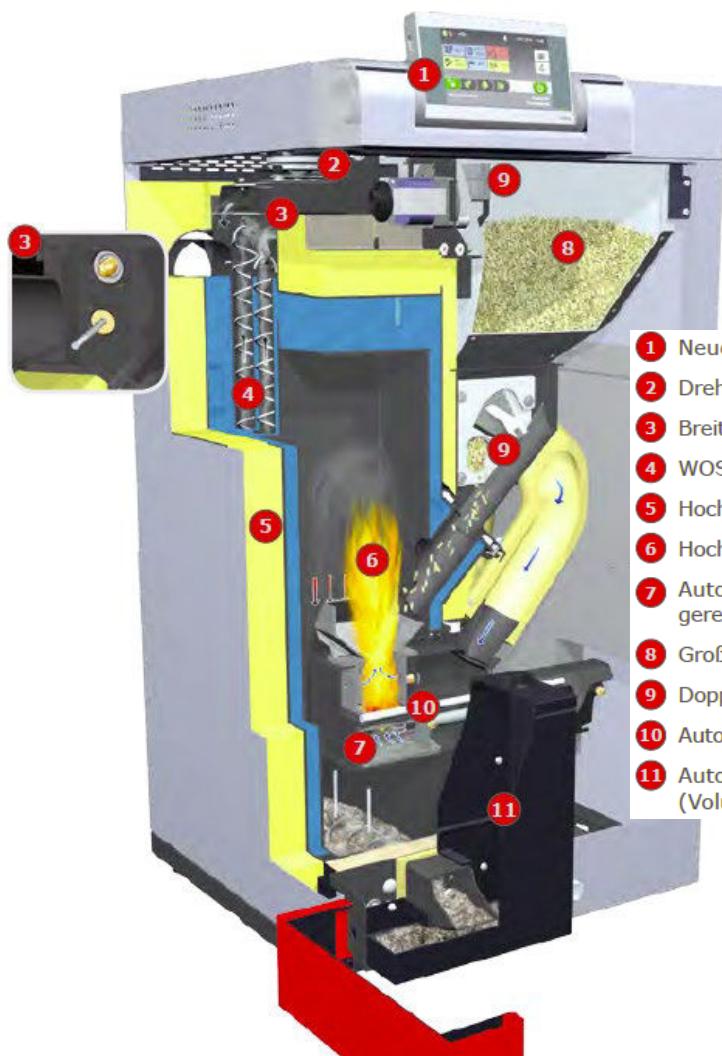
Aufbau NT-Ölkessel, Quelle: [www.klb-klimaleichtblock.de/uploads/pics/Niedertemperaturkessel.png](http://www.klb-klimaleichtblock.de/uploads/pics/Niedertemperaturkessel.png)



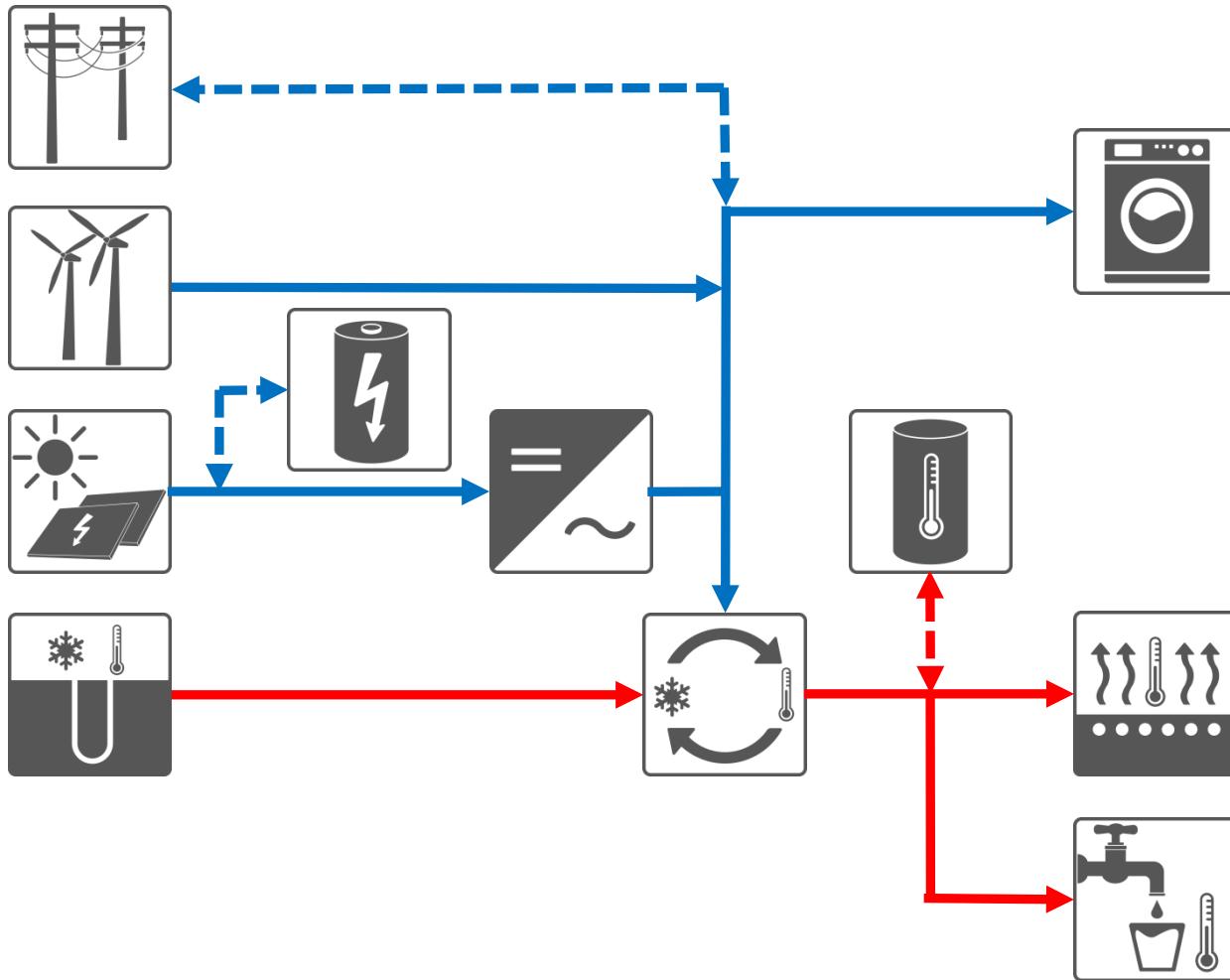
Aufbau Gas-Brennwertkessel, Quelle: [www.klb-klimaleichtblock.de/uploads/pics/Gasbrennwertgeraet.png](http://www.klb-klimaleichtblock.de/uploads/pics/Gasbrennwertgeraet.png)



Aufbau Gas-Brennwerttherme, Quelle: [www.energieheld.de/files/gas-brennwerttherme-funktion-schema.png](http://www.energieheld.de/files/gas-brennwerttherme-funktion-schema.png)

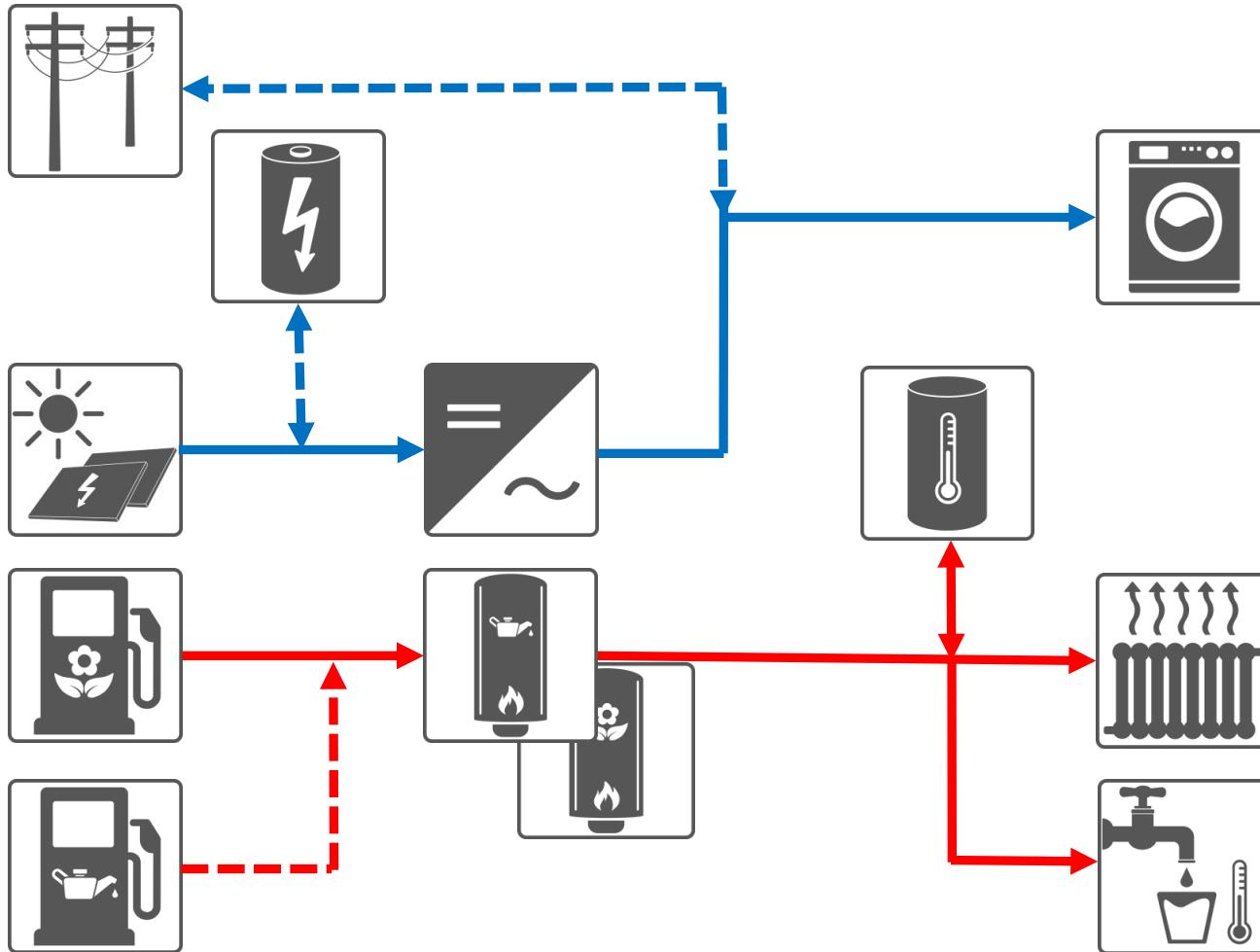


Beispiel Pelletkessel, Quelle: Prospekt Fröling P1

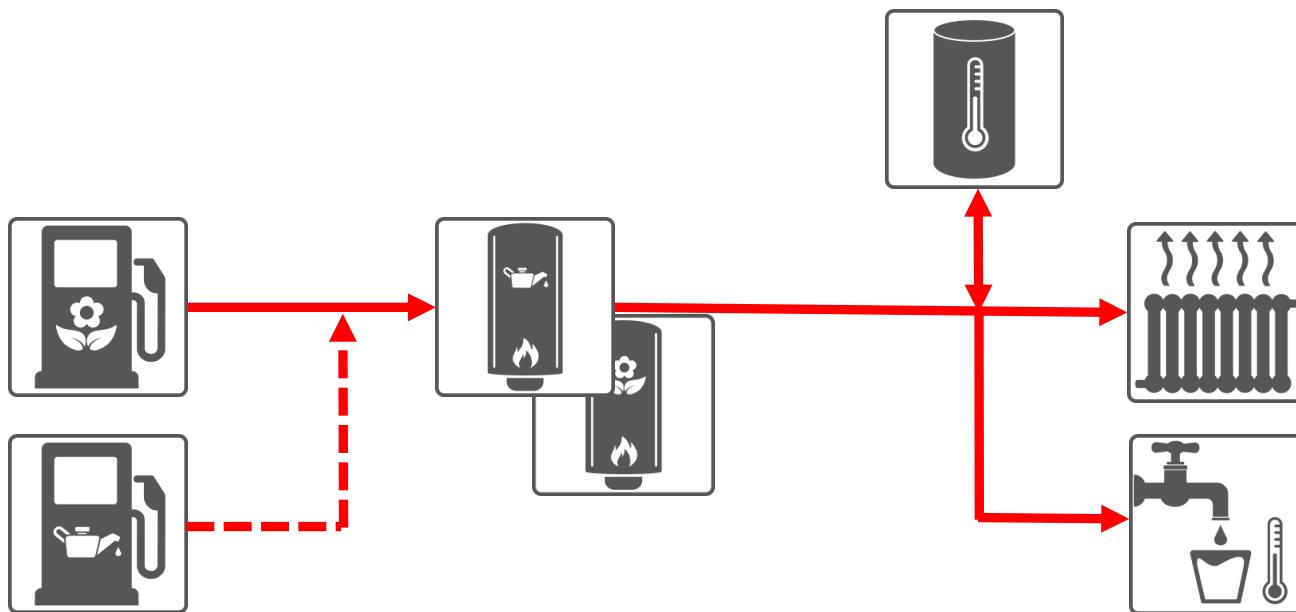


Szenario 1: Strom-basierte Wärmeversorgung

- Zentrale Komponente: (Kompressions-)Wärmepumpe
- Wärme wird mit Strom erzeugt, Exergievernichtung
- erhöht Bedarf an regenerativem Strom
- Wärmequelle Außenluft im Winter untauglich
- Wärmesonden (Erdreich) kostenintensiv
- NT-Wärmesenke erhöht Jahresarbeitszahl (JAZ)  
→ Flächenheizungen vorteilhaft
- TWW-Hygiene erfordert jedoch höhere Temperaturen
- Erdsonden-Zulässigkeit muss vorliegen
- ggf. Erdreich-Regeneration erforderlich  
→ Abwärmennutzung im Sommer, NT-Solarthermie

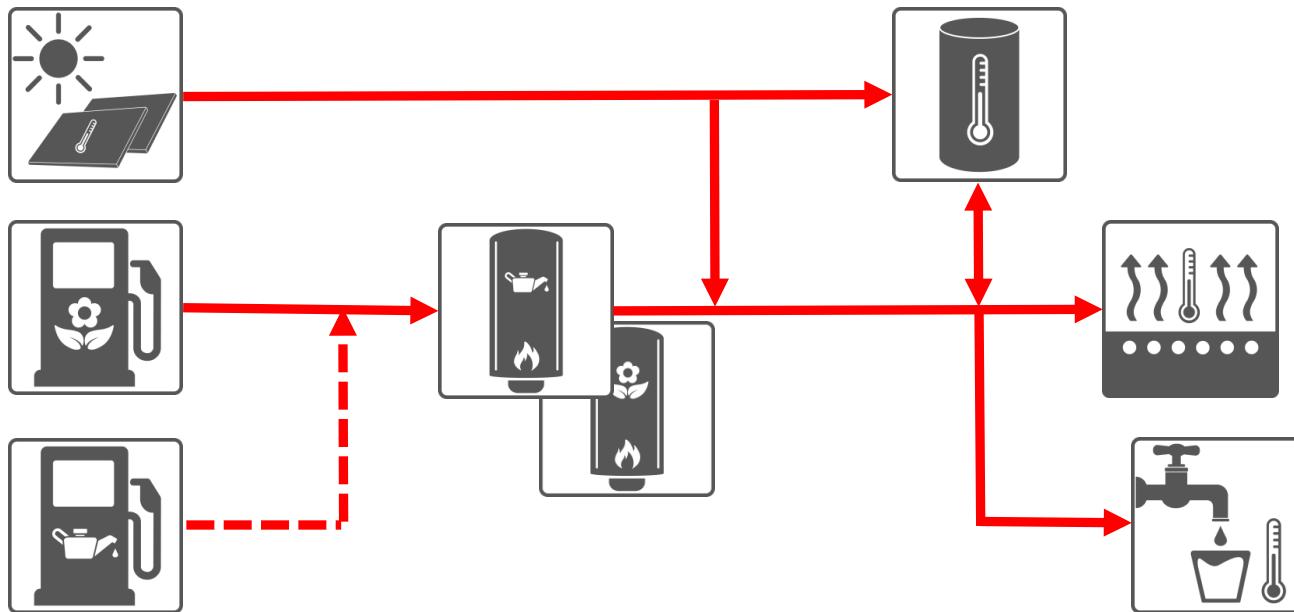


Szenario 2: Brennstoff-basierte Wärmeversorgung mit Kessel



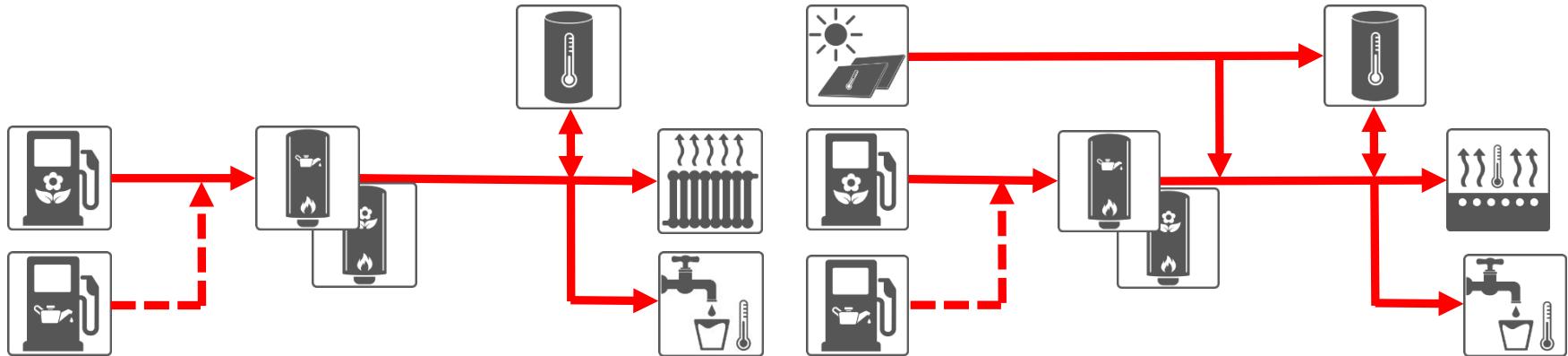
Szenario 2: Brennstoff-basierte Wärmeversorgung mit Kessel

- Standard-Variante mit Biomassekessel
- Strom und Wärme unabhängig voneinander
- Brennstoffe: Biogas, Pellets, Hackschnitzel, Scheitholz
- Zündproblematik Festbrennstoffe, ggf. Gluterhaltung  
→ Systemwirkungsgrad sinkt
- Restfeuchte in Hackschnitzeln und Scheitholz
- Feinstaub
- Lagerung / Transport / Aufbereitung
- erlaubt hohe Vorlauftemperaturen
  - alle Heizkörper/-flächen möglich
  - Trinkwasserhygiene problemlos
- Hohe thermische Verluste aufgrund Temperaturniveau
- Niedriger Systemwirkungsgrad im Sommer wegen Kesseltaktung und dadurch bedingten Verlusten



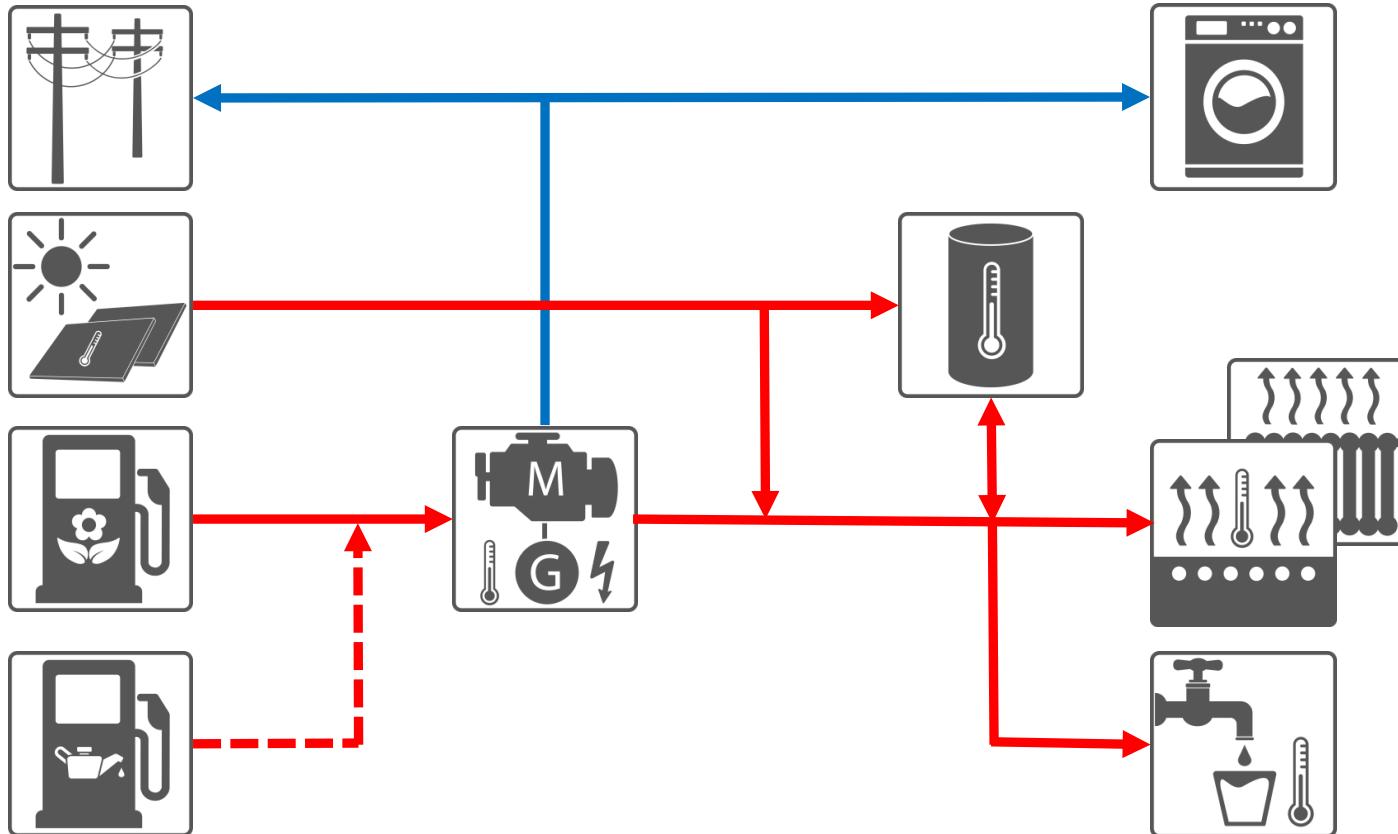
Szenario 3: Solarthermie- und Brennstoff-basierte Wärmeversorgung mit Kessel

- Ergänzung um Solarthermie
- höhere Investkosten wegen Kollektoren und ggf. Speicher
- Auslegungsregel: Mindestdimensionierung so, dass Kessel dauerhaft abgeschaltet bleibt im Sommer  
→ Steigerung Systemeffizienz
- Mindestdimensionierung ergibt reines Trinkwarmwassersystem  
Kollektorneigung? Kollektortyp? Speichertyp?
- Größere Systeme erlauben Heizungsunterstützung  
Kollektorneigung? Kollektortyp? Speichertyp?
- NT-Systeme (Flächenheizung) erhöhen nutzbare Solarwärme



- Mehrinvestitionen:  
Kollektoren inkl. Systemtechnik und Montage; Solarspeicher
- Minderverbrauch:  
Solare Deckungsgrade von ca. 15 bis 40%
- Systemeffizienz:  
Kesseltaktung (Beispiel: 14000 -> 2000)

Szenarien 2 und 3: Vergleich



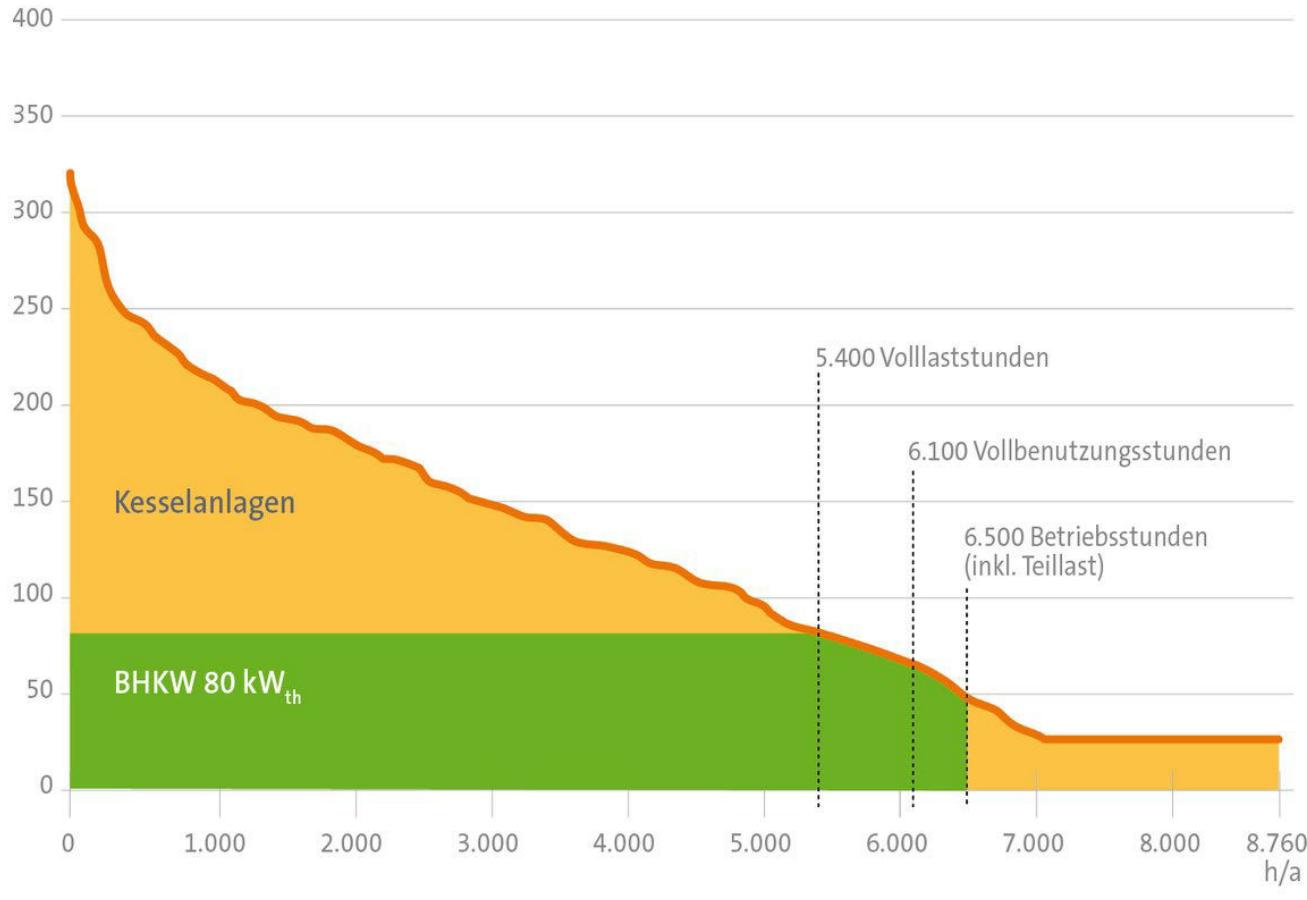
Diskussion:

- Brennstoffe?
- Temperaturniveaus?
- Heizungssystem?
- Speicher?
- Regelung?
- Kopplung PV?
- Kopplung Quartier?
- Stromspeicher?

Szenario 4: Solarthermie- und Brennstoff-basierte Wärmeversorgung mit BHKW

## Geordnete Jahresdauerlinie des Wärmebedarfs

Wärmebedarfsdeckung durch BHKW und Kesselanlagen (in kW)



[www.asue.de](http://www.asue.de)

## Vorteile der Solarthermie

- CO<sub>2</sub>-Vermeidung! 1,5°-Ziel
- In Kombi mit Pellet-Kessel oder großen Kessel-Volumina
- Sommervollversorgung ohne Umwege
- Ideal geeignet für NT-Anwendungen; Regeneration, NT- oder Kaltnetze
- Solare Kühlung (Absorptions-KM)
- Großanlagen / Wärmenetze etc. (Bsp. DK)
- Saisonal lässt sich nur Wärme wirtschaftlich speichern.
- Strom = 100% Exergie → viel zu wertvoll um verheizt zu werden
- Flächeneffizienz:

1 m<sup>2</sup> PV-Modul erzeugt

ca. 200 kWh<sub>el</sub>/a

1 m<sup>2</sup> Flachkollektor erzeugt

ca. 400 ... 600 kWh<sub>th</sub>/a

Freiflächenanlagen:

1 ha PV-Freiflächenanlage:

1 GWh/a

1 ha TH-Freiflächenanlage:

2 ... 3 GWh/a

1 ha Mais (ca. 9.000 m<sup>3</sup> Biogas):

18 MWh<sub>el</sub> + 12 MWh<sub>th</sub> (BHKW)

Es folgen 10 Folien als Auszug aus:

## Nationale Herausforderung »Wärmewende«

Basierend auf den Arbeiten des Fachausschuss »Zukunft der erneuerbaren Wärme« des ForschungsVerbundes Erneuerbare Energien und dessen Positionspapier:  
»Erneuerbare Energien im Wärmesektor – Aufgaben, Empfehlungen u. Perspektiven«



**Gerhard Stryi-Hipp**

*Leiter Energiepolitik*

*Koordinator »Smart Energy Cities«*

**Fraunhofer-Institut**

**für Solare Energiesysteme ISE**

*Präsident*

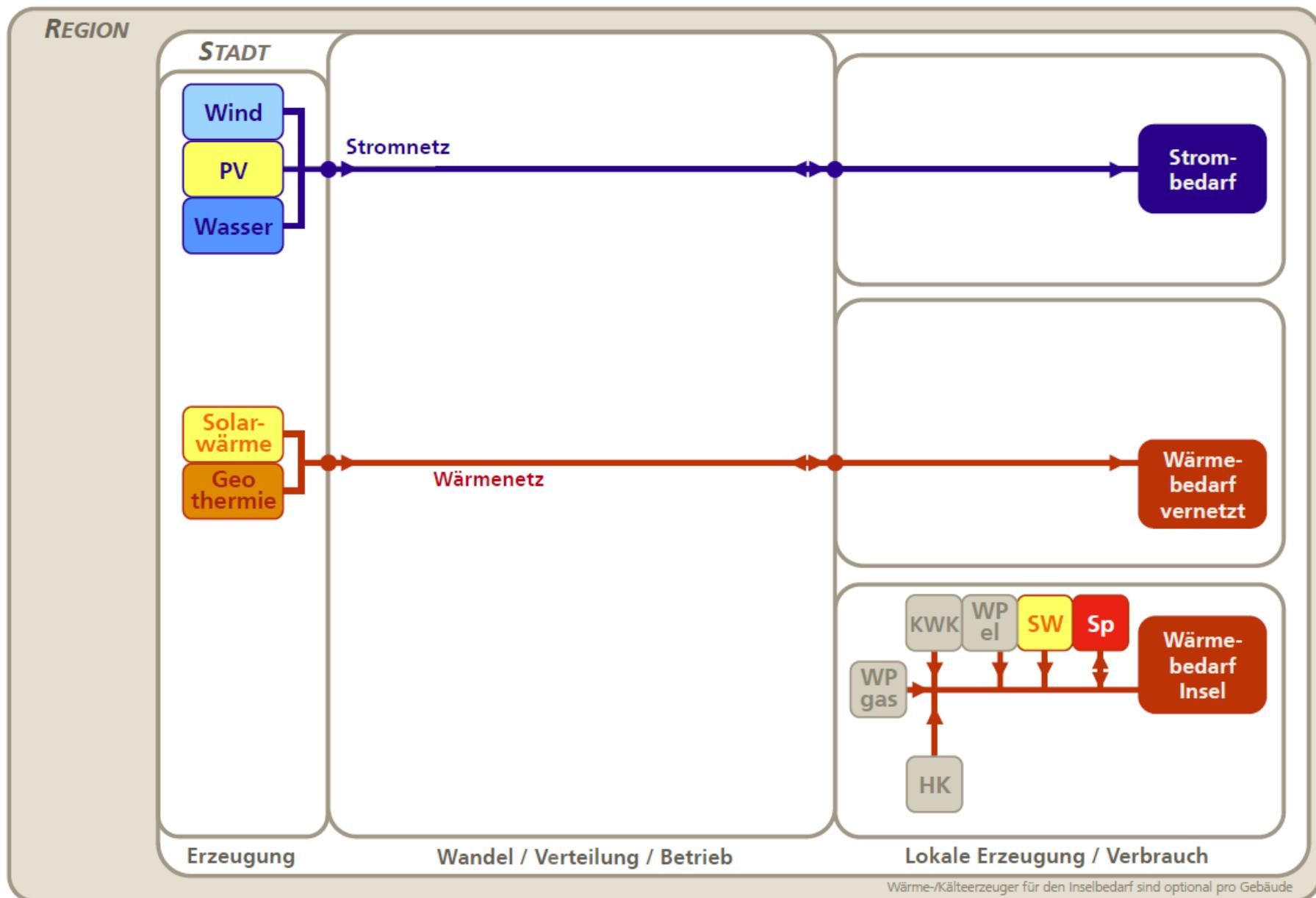
**European Technology and Innovation Platform  
on Renewable Heating and Cooling (ETIP-RHC)**

Berliner Energietage 2016

„Wärme neu gedacht!“ – Ein Beitrag des  
Zwanzig20-Forums Wärmewende

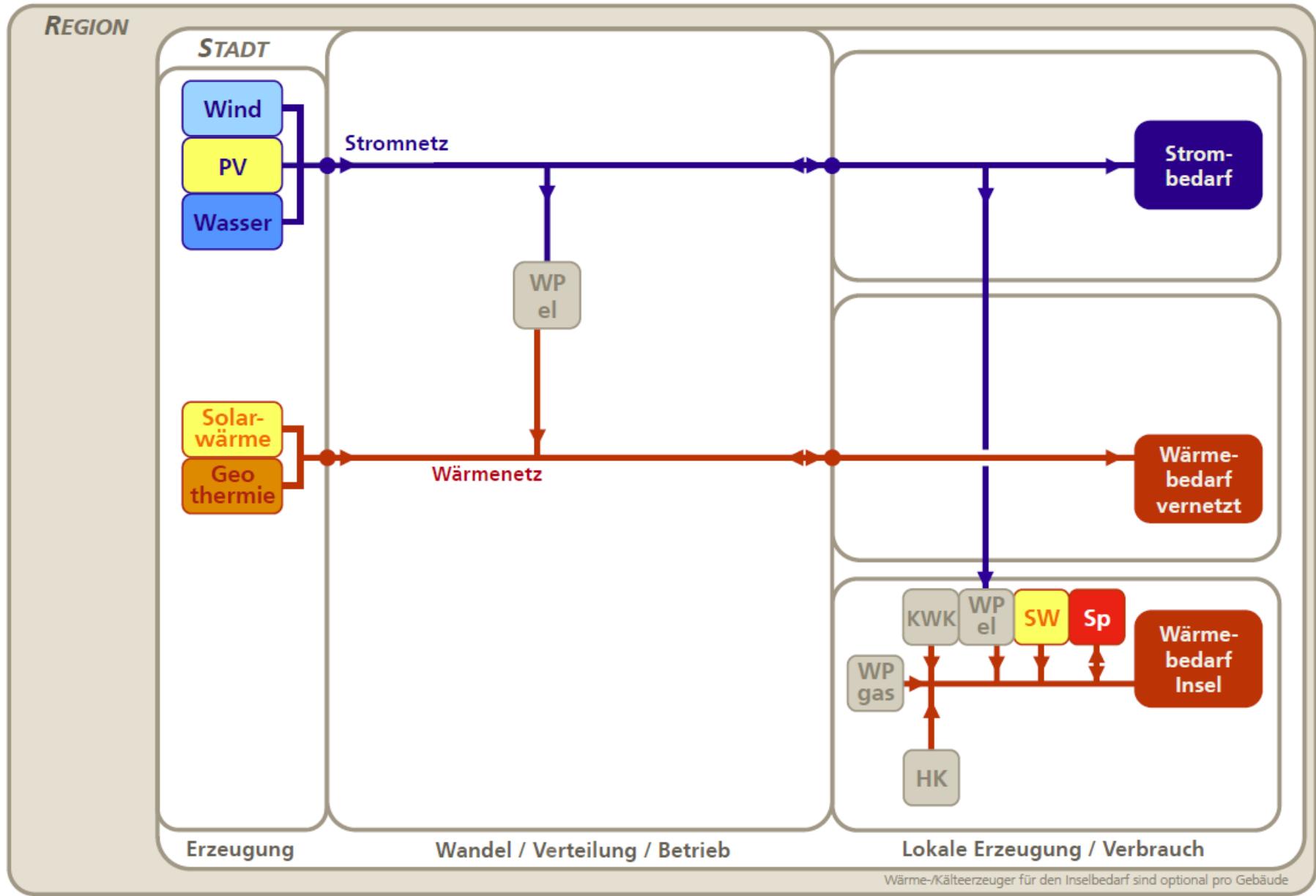
Berlin, 12. April 2016

# Interaktion Strom-Wärme-Kälte-Mobilität (Bsp. Kommunales Energiesystem 100% EE)



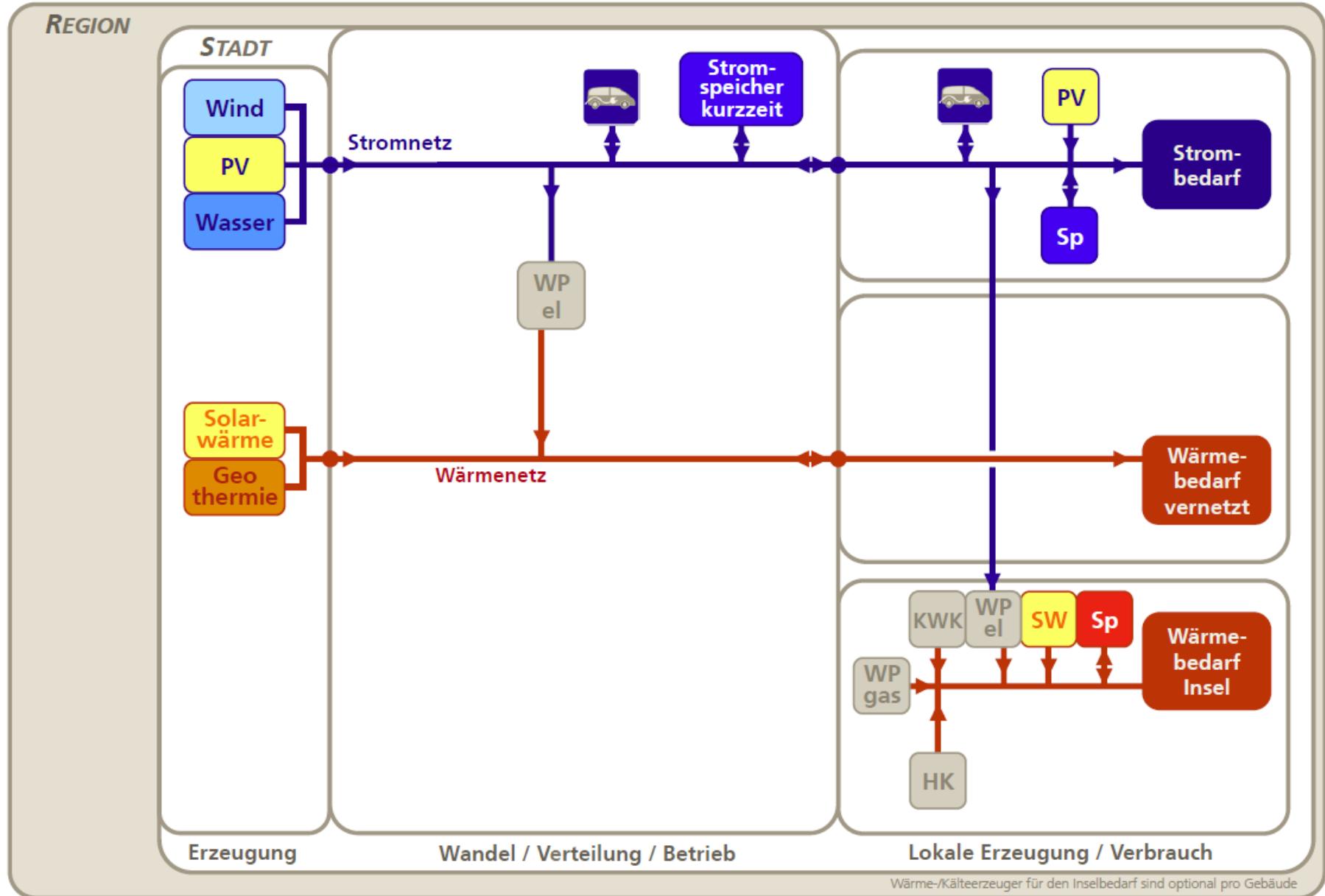
WP el/Gas = Wärmepumpe elektrisch / gasbetrieben, KWK = Kraft-Wärme-Kopplung, HK = Holzkessel, Sp. = Speicher, SW = Solarwärme, Elys = Elektrolyseur, Meth = Methanisierung,  
PTh = Power-to-heat (AKW/KOM) = Absorptions-/Kompressionskältemaschine

# Interaktion Strom-Wärme-Kälte-Mobilität (Bsp. Kommunales Energiesystem 100% EE)



WP el./Gas = Wärmepumpe elektrisch / gasbetrieben, KWK = Kraft-Wärme-Kopplung, HK = Holzkessel, Sp. = Speicher, SW = Solarwärme, Elys = Elektrolyseur, Meth = Methanisierung,  
 Prof. Dr.-Ing. Friedrich Stich Vorlesung Regenerative Wärmetechnik M1RE

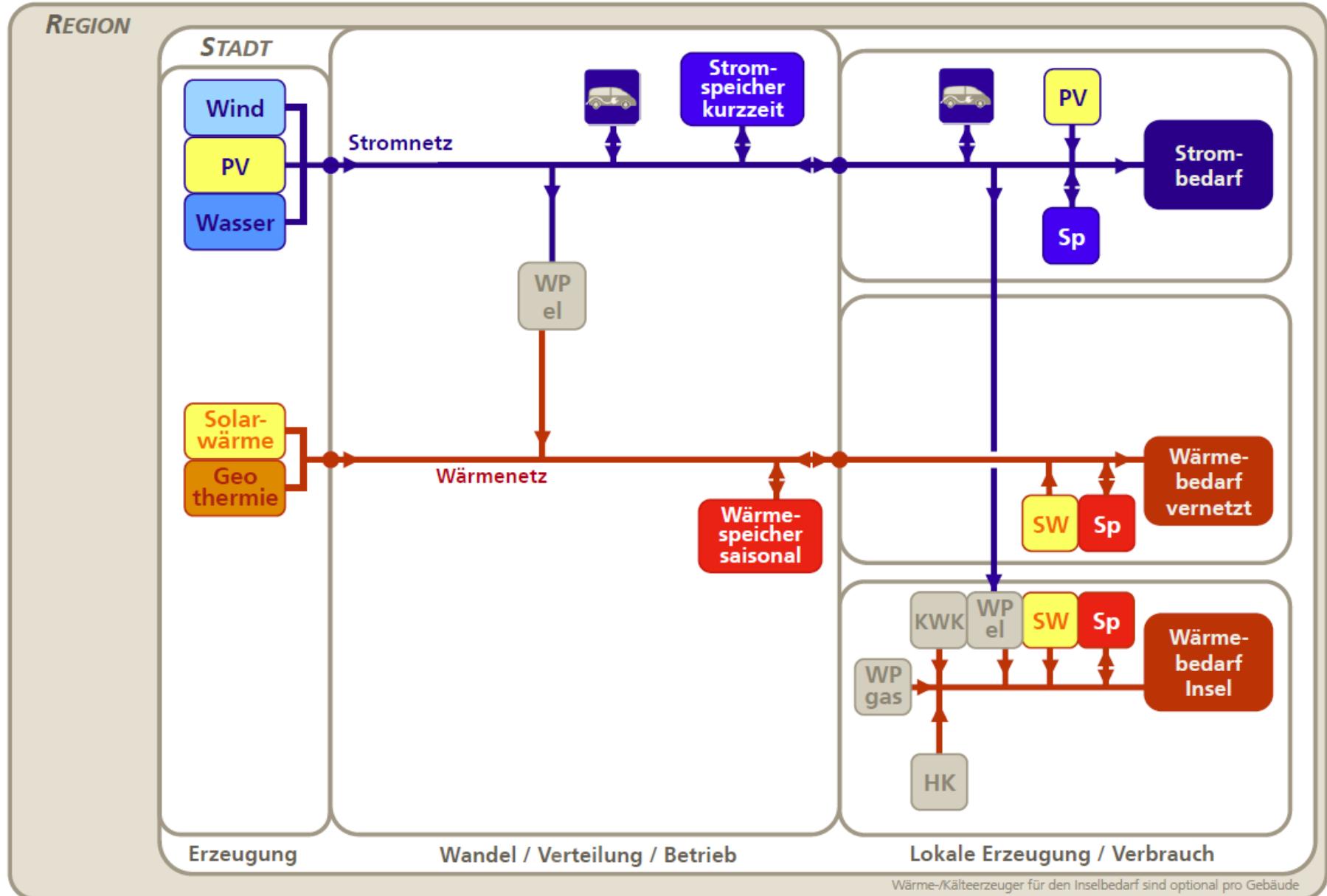
# Interaktion Strom-Wärme-Kälte-Mobilität (Bsp. Kommunales Energiesystem 100% EE)



WP el/Gas = Wärmepumpe elektrisch / gasbetrieben, KWK = Kraft-Wärme-Kopplung, HK = Holzkessel, Sp. = Speicher, SW = Solarwärme, Elys = Elektrolyseur, Meth = Methanisierung, PTH = Power-to-Heat (AKW/KOMI) = Absorption/Absorptionskompressionswärmepumpe

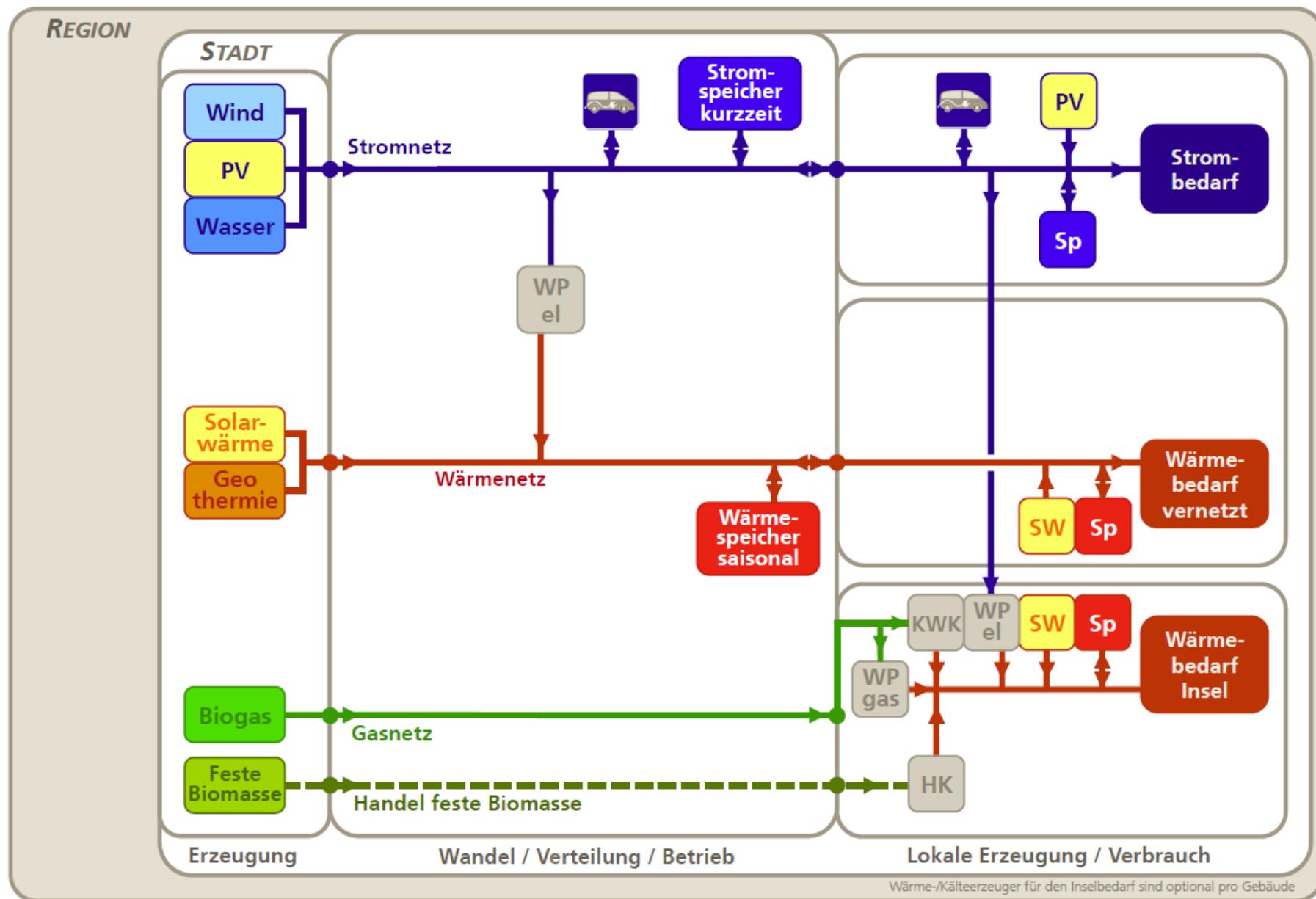
Prof. Dr.-Ing. Friedrich Sick Vorlesung Regenerative Warmetechnik M1RE

# Interaktion Strom-Wärme-Kälte-Mobilität (Bsp. Kommunales Energiesystem 100% EE)

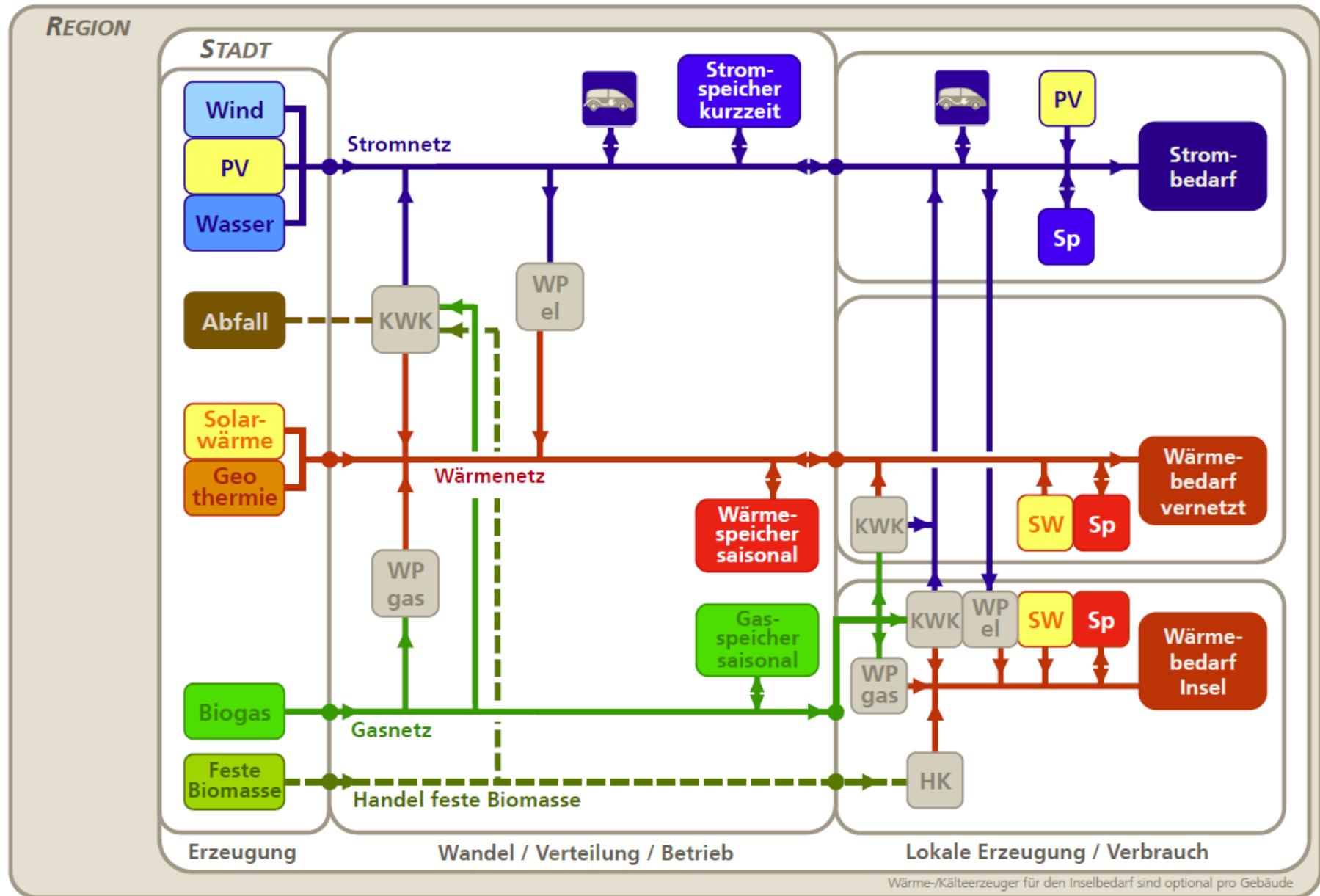


WP el/Gas = Wärmepumpe elektrisch / gasbetrieben, KWK = Kraft-Wärme-Kopplung, HK = Holzkessel, Sp. = Speicher, SW = Solarwärme, Elys = Elektrolyseur, Meth = Methanisierung, PTL = Power-to-Liquid (PTL), AKW/KOMI = Absorption/Absorptionskompressionskältemaschine  
 Prof. Dr.-Ing. Friedrich Sick Vorlesung Regenerative Warmetechnik M1RE

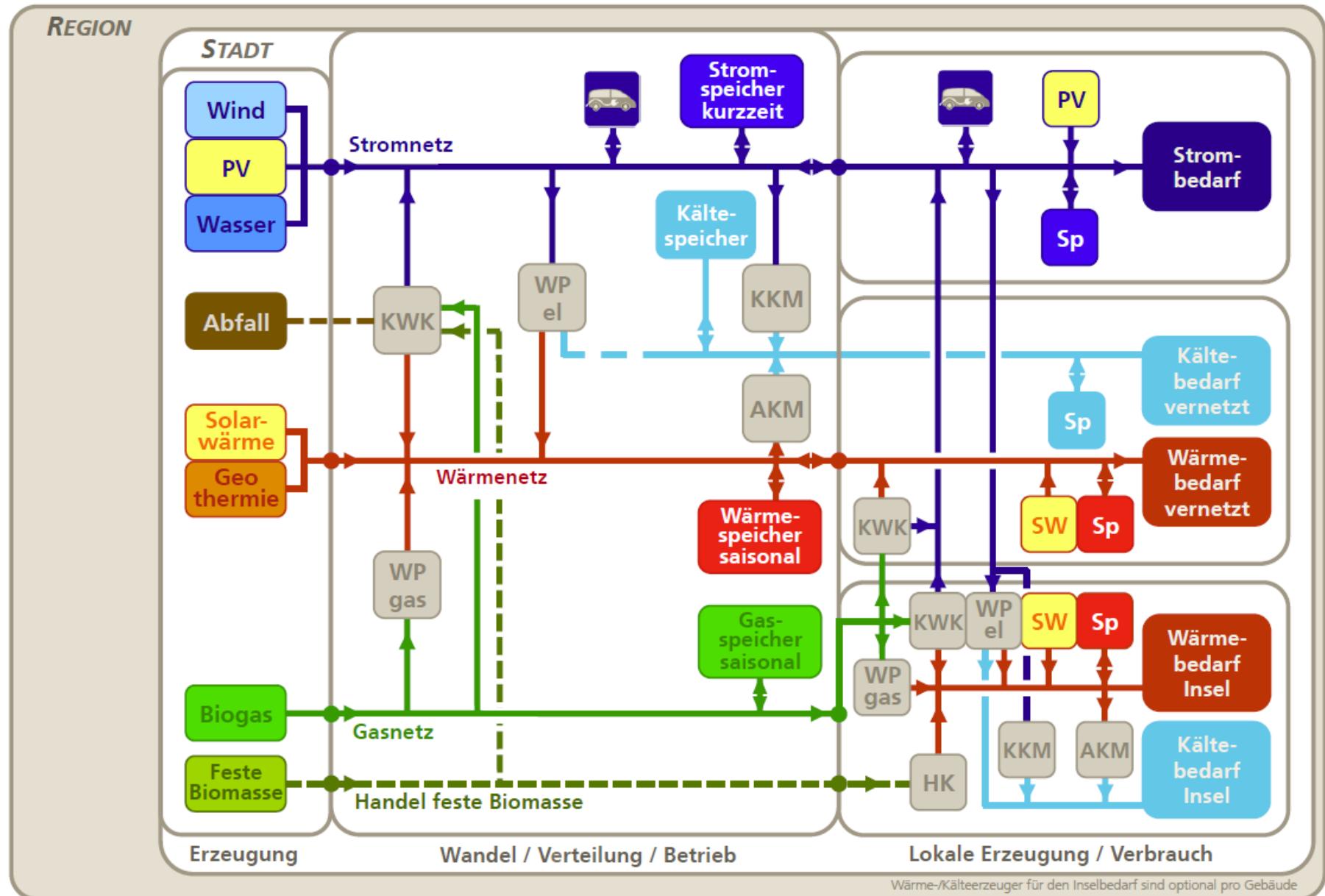
# Interaktion Strom-Wärme-Kälte-Mobilität (Bsp. Kommunales Energiesystem 100% EE)



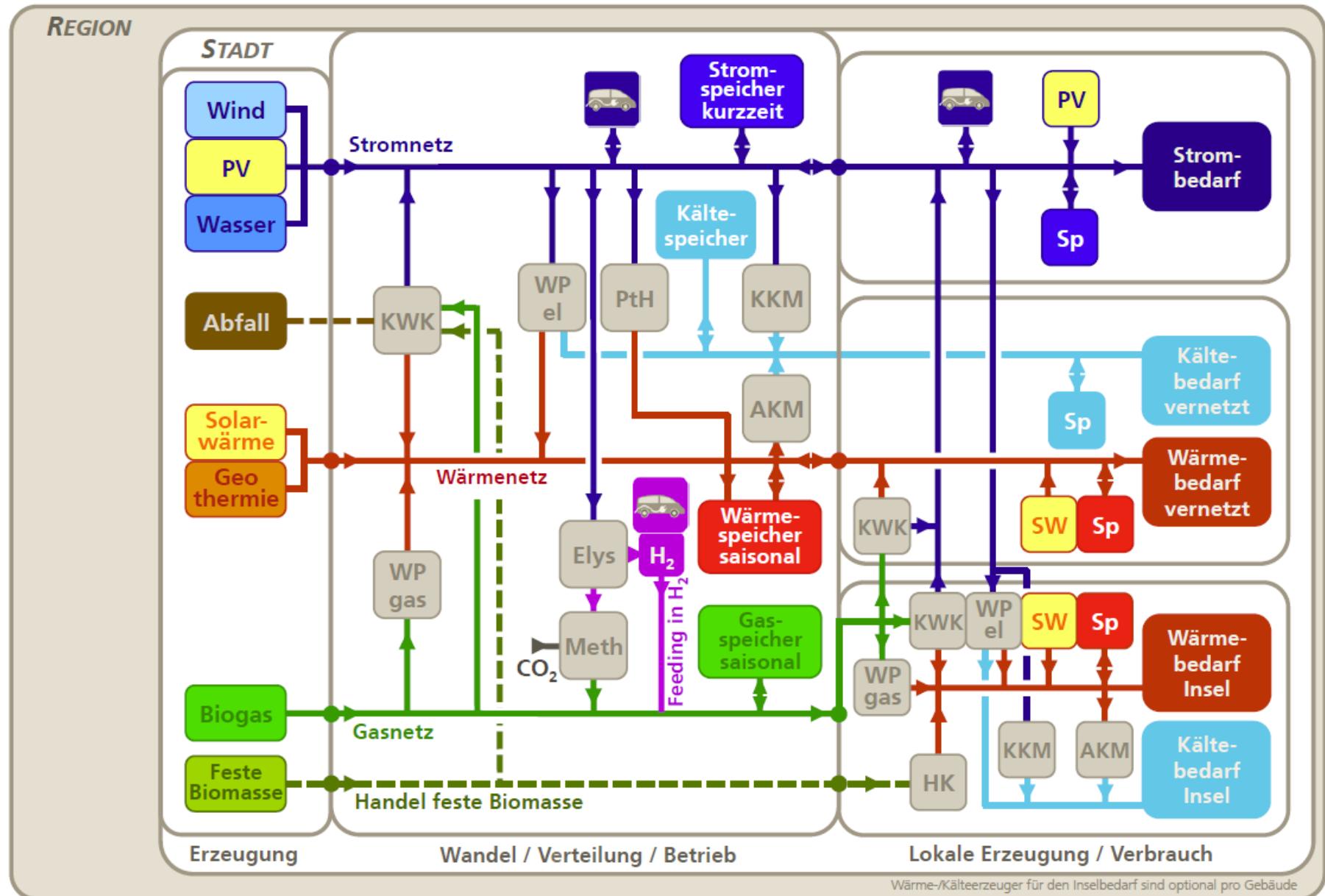
# Interaktion Strom-Wärme-Kälte-Mobilität (Bsp. Kommunales Energiesystem 100% EE)



# Interaktion Strom-Wärme-Kälte-Mobilität (Bsp. Kommunales Energiesystem 100% EE)

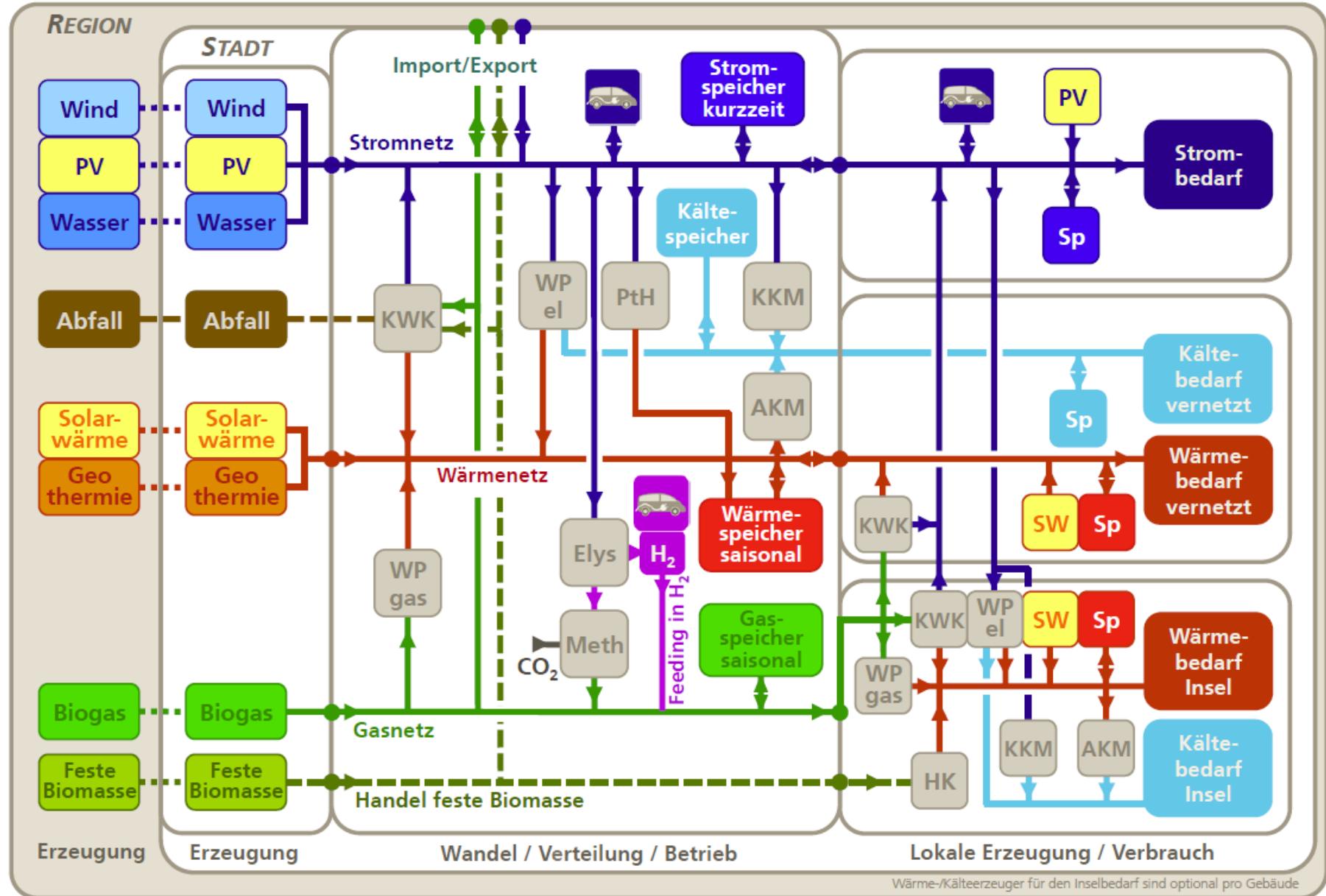


# Interaktion Strom-Wärme-Kälte-Mobilität (Bsp. Kommunales Energiesystem 100% EE)



WP el/Gas = Wärmepumpe elektisch / gasbetrieben, KWK = Kraft-Wärme-Kopplung, HK = Holzkessel, Sp. = Speicher, SW = Solarwärme, Elys = Elektrolyseur, Meth = Methanisierung, PtH = Power-to-Heat, KKM/AKM = Absorption/Absorptionskompressionskältemaschine

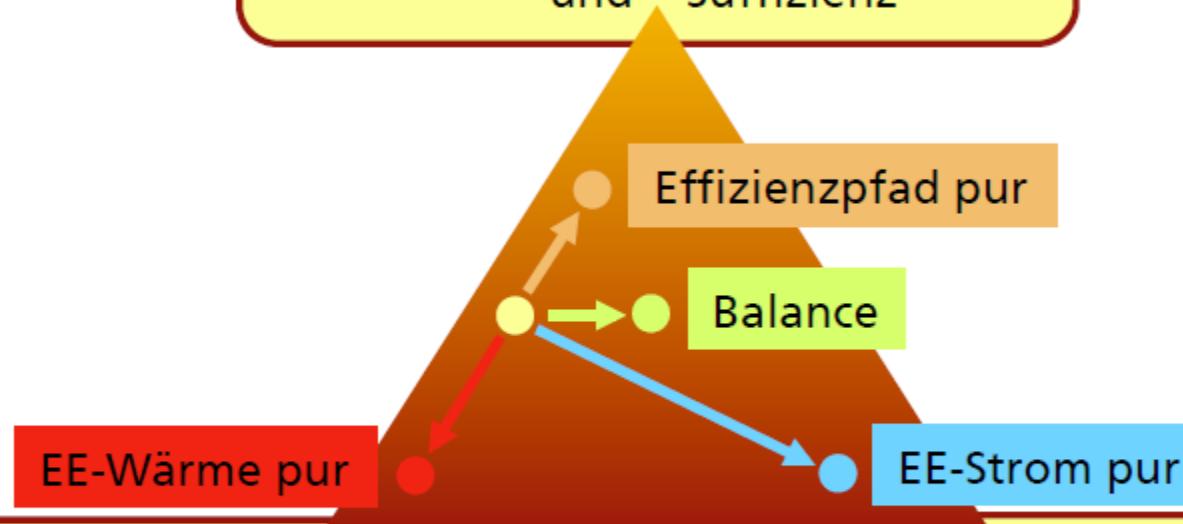
# Interaktion Strom-Wärme-Kälte-Mobilität (Bsp. Kommunales Energiesystem 100% EE)



WP el/Gas = Wärmepumpe elektisch / gasbetrieben, KWK = Kraft-Wärme-Kopplung, HK = Holzkessel, Sp. = Speicher, SW = Solarwärme, Elys = Elektrolyseur, Meth = Methanisierung, PtH = Power-to-Heat, AKM/KKM = Absorptions-/Adsorptions-Kälteerzeuger  
 Prof. Dr.-Ing. Friedrich Sick Vorlesung Regenerative Wärmetechnik M1RE

Wärme-/Kälteerzeuger für den Inselbedarf sind optional pro Gebäude

**Maximale Effizienz**  
Gebäudedämmung, Geräteeffizienz  
und Suffizienz

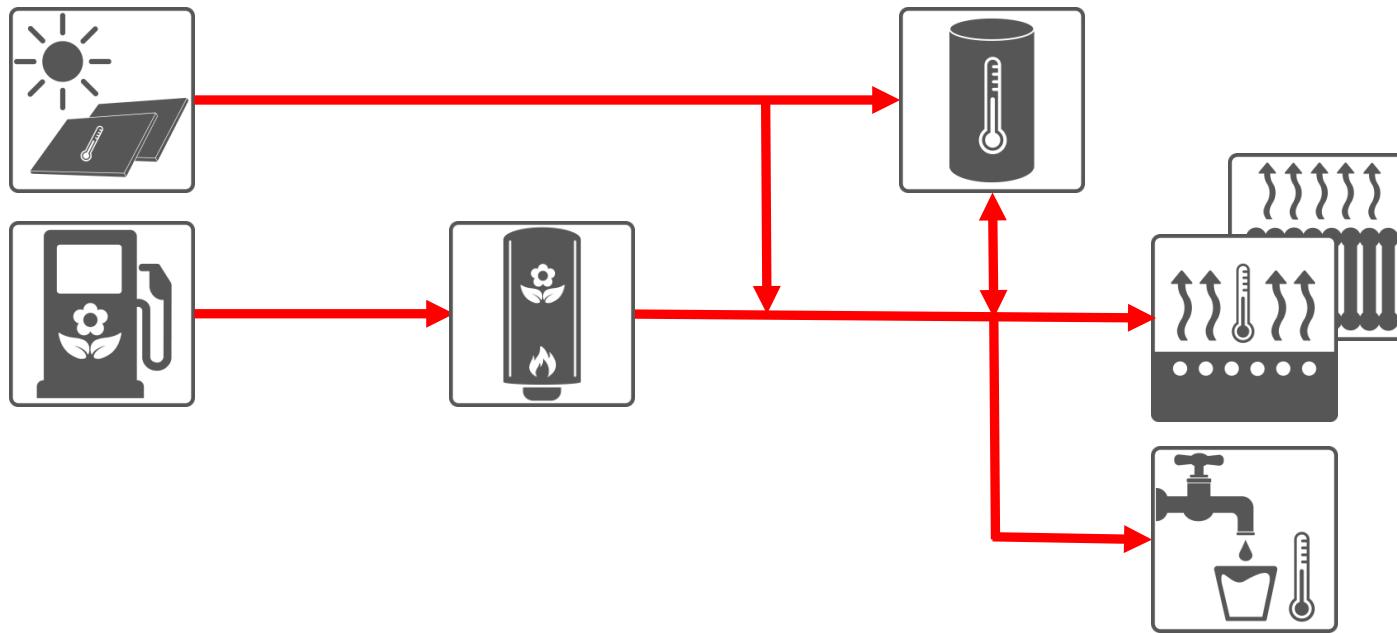


**Maximierung  
EE-Wärme**

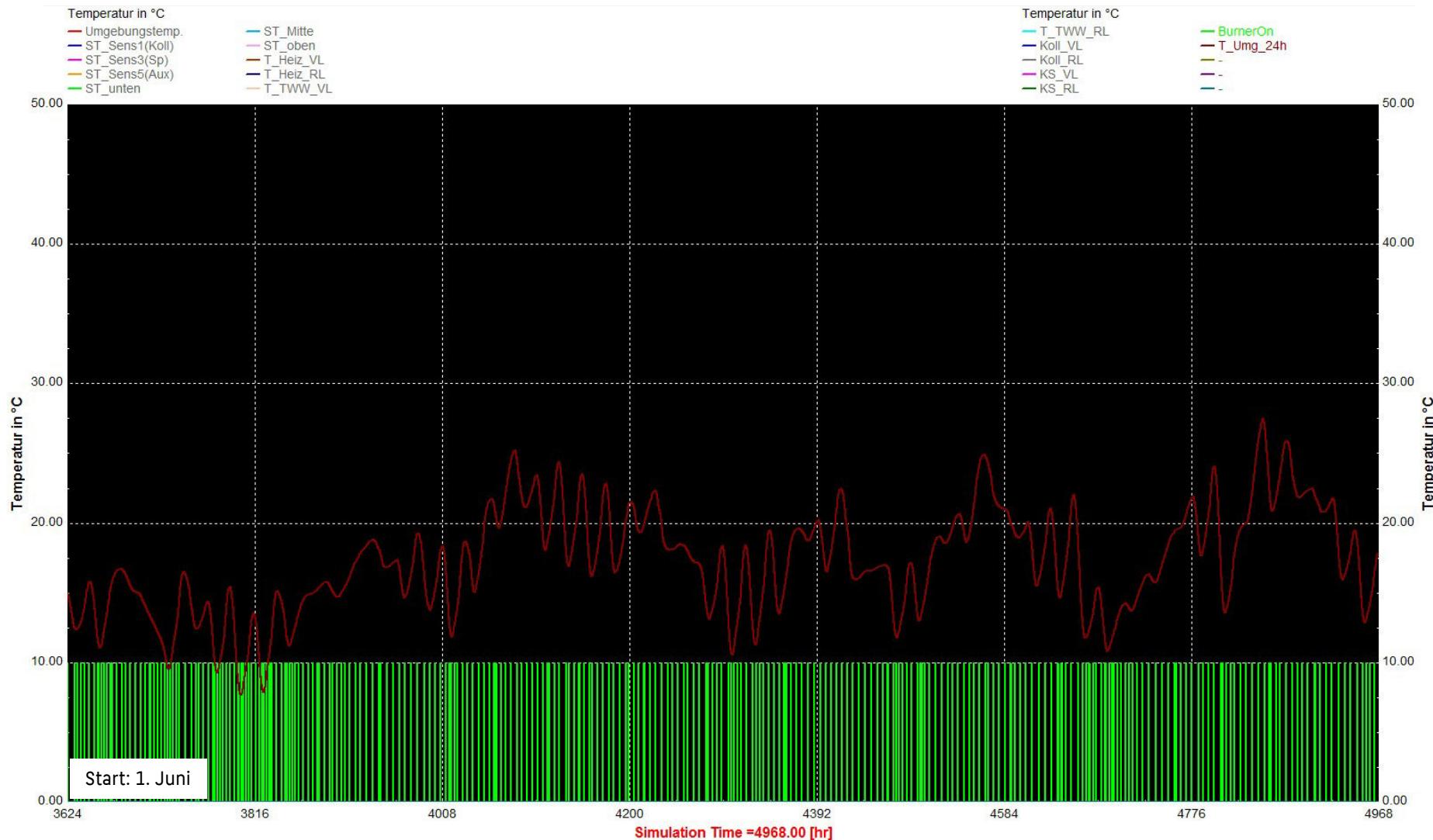
Biomasse (KWK),  
Solarthermie, Geothermie

**Maximierung  
Wärme aus EE-Strom**

Wärmepumpen  
[Direktheizung]

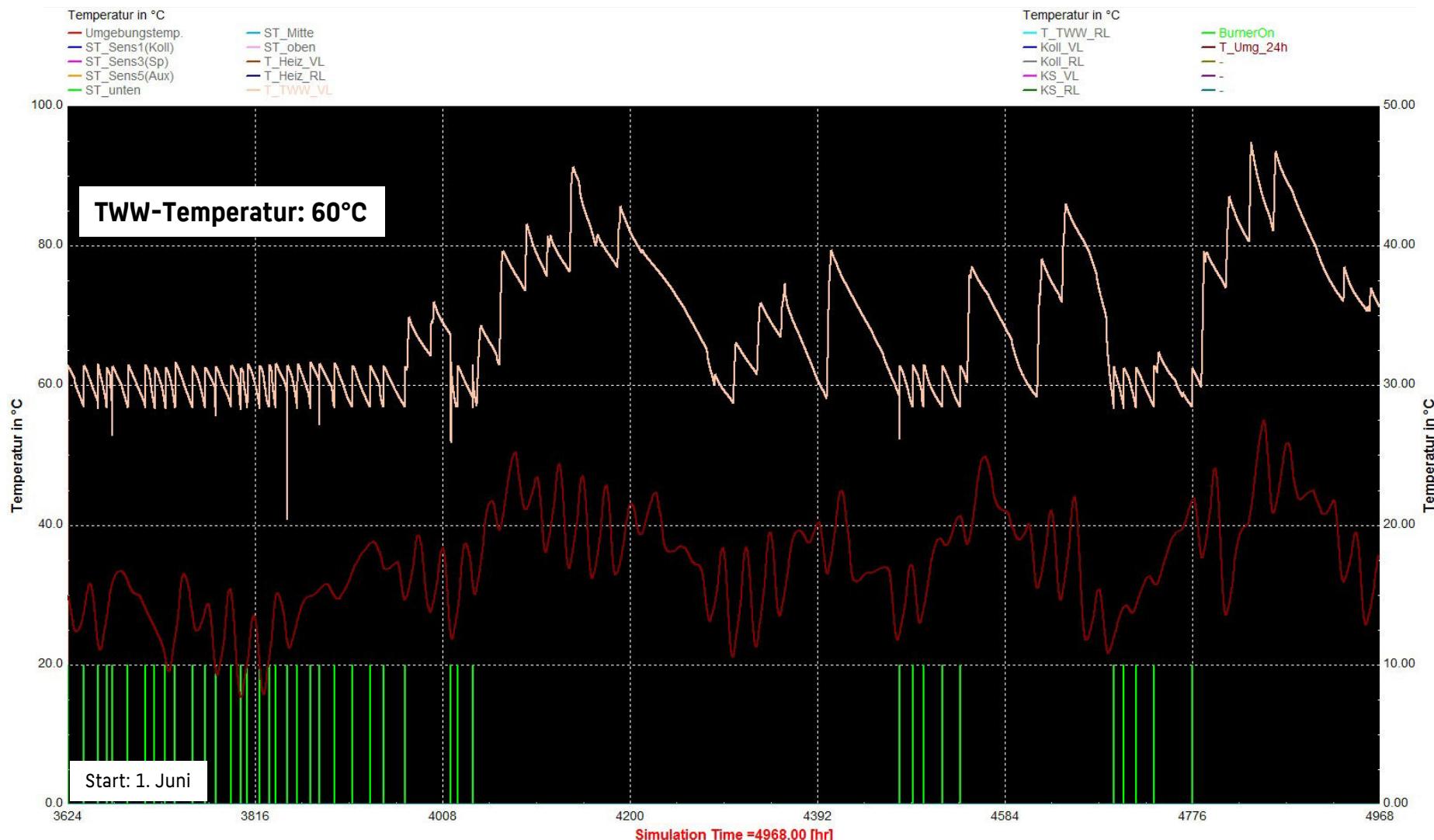


# Pelletkessel (+ Solarthermie)



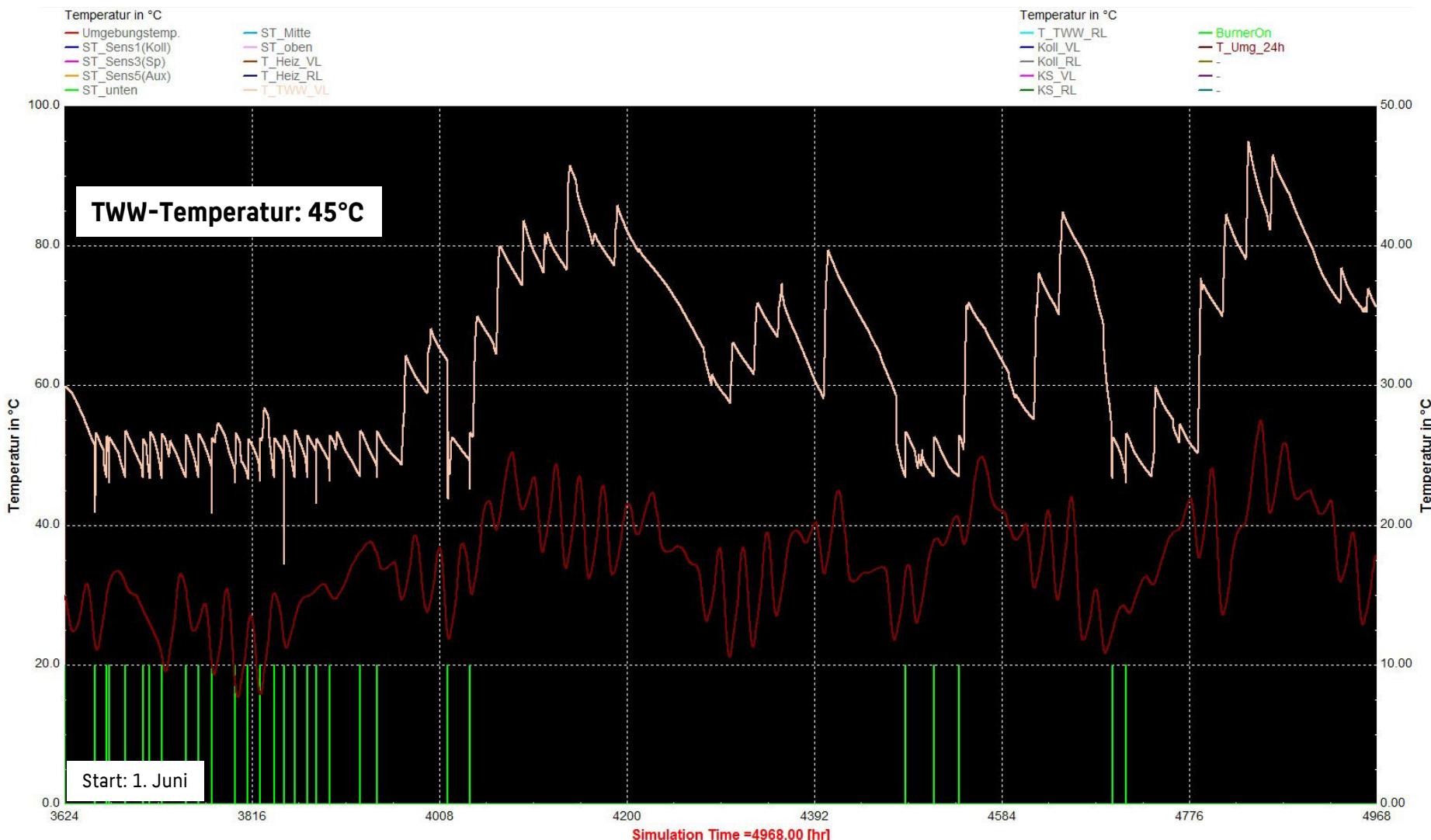
Szenario 2: **Kein Kollektor**; Kessel-Einschaltung (grün) im Juni und Juli  
(rot: gleitendes 24-Std.-Mittel der Umgebungstemperatur)

# Pelletkessel (+ Solarthermie)



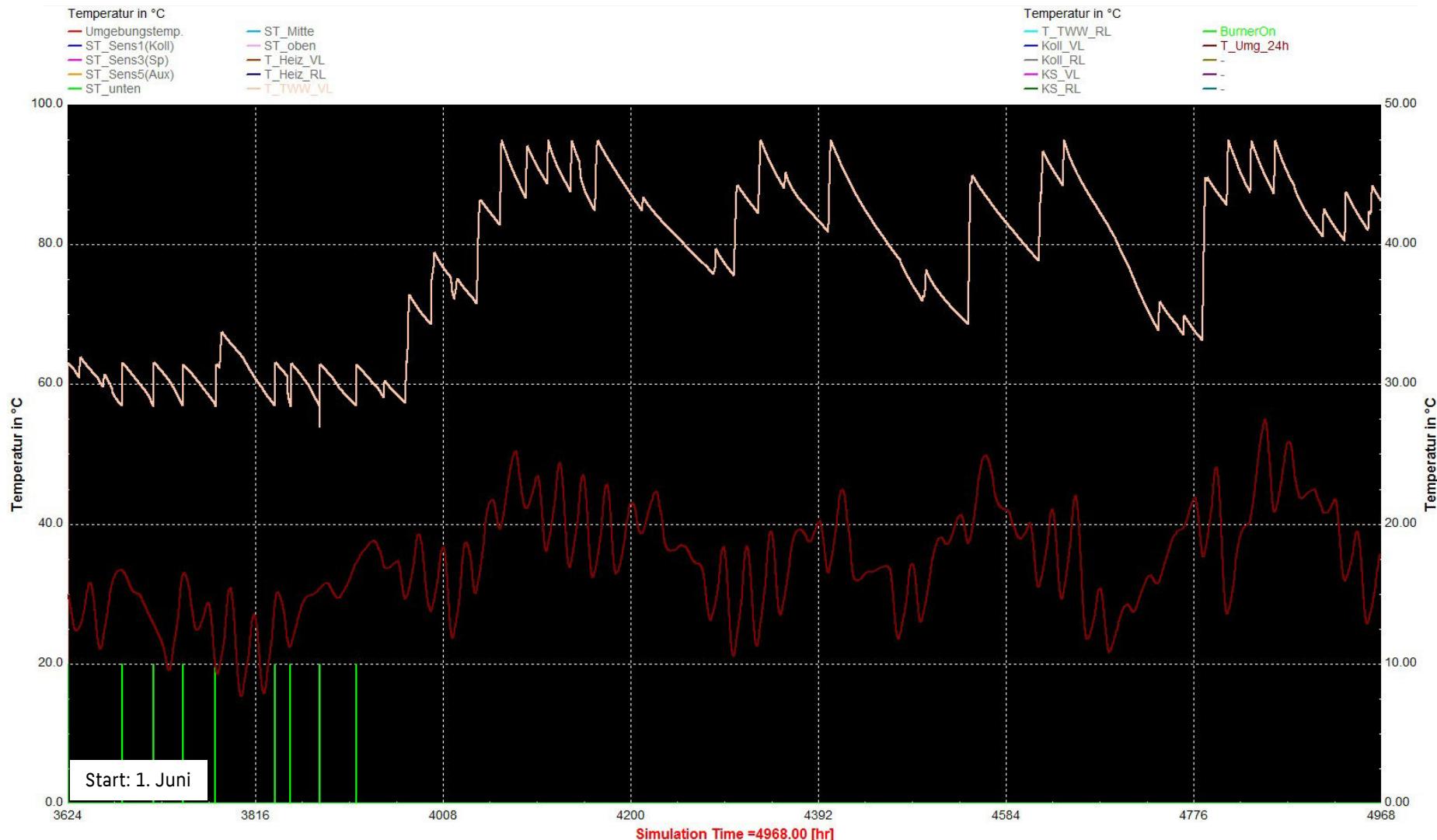
Szenario 3: **5 m<sup>2</sup> Flachkollektor**; Kessel-Einschaltung (grün) Juni und Juli  
jährliche Deckung Solar: 16%

# Pelletkessel (+ Solarthermie)



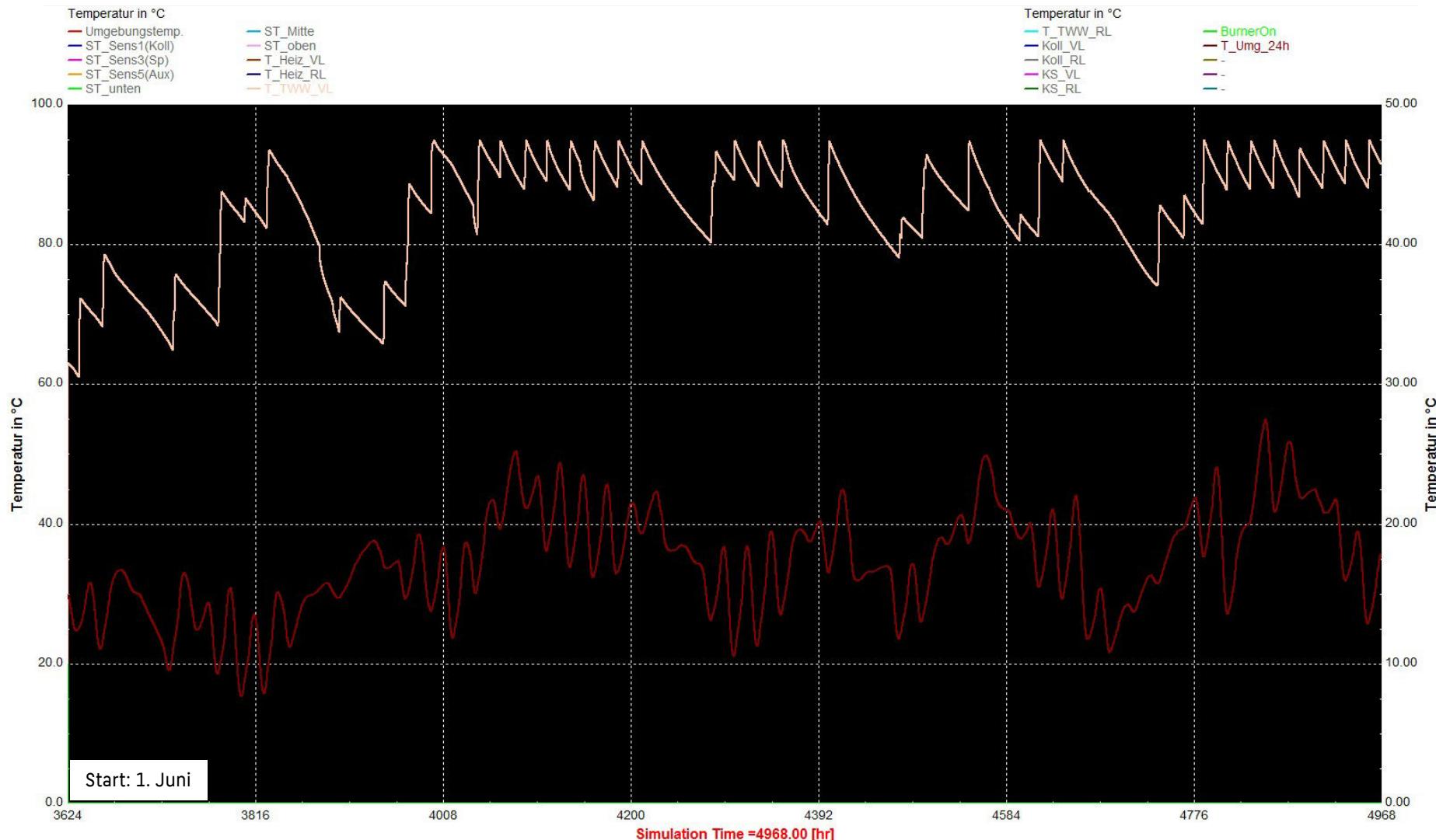
Szenario 3: 5 m<sup>2</sup> Flachkollektor; Kessel-Einschaltung (grün) Juni und Juli

# Pelletkessel (+ Solarthermie)



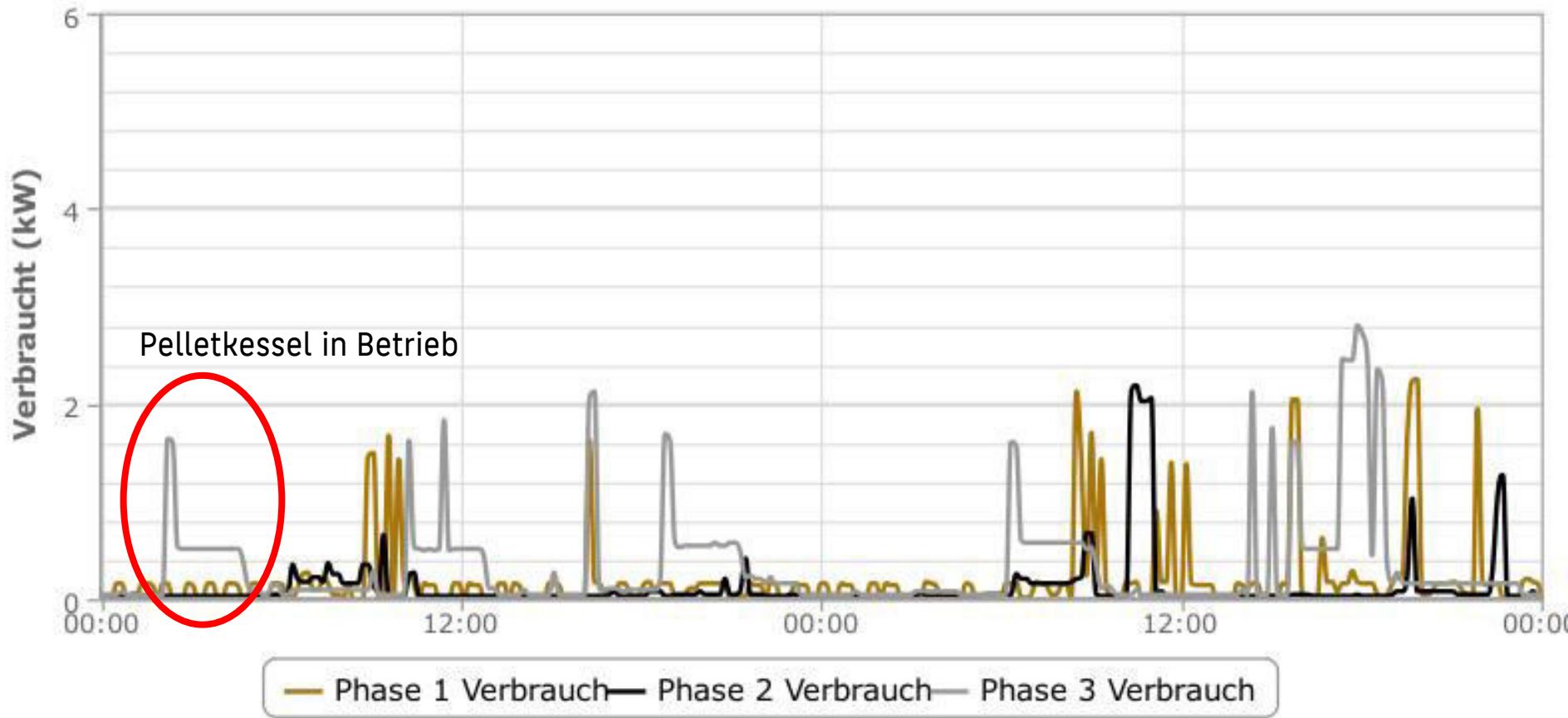
Szenario 3: **10 m<sup>2</sup> Flachkollektor**; Kessel-Einschaltung (grün) Juni und Juli  
jährliche Deckung Solar: 26%

# Pelletkessel (+ Solarthermie)



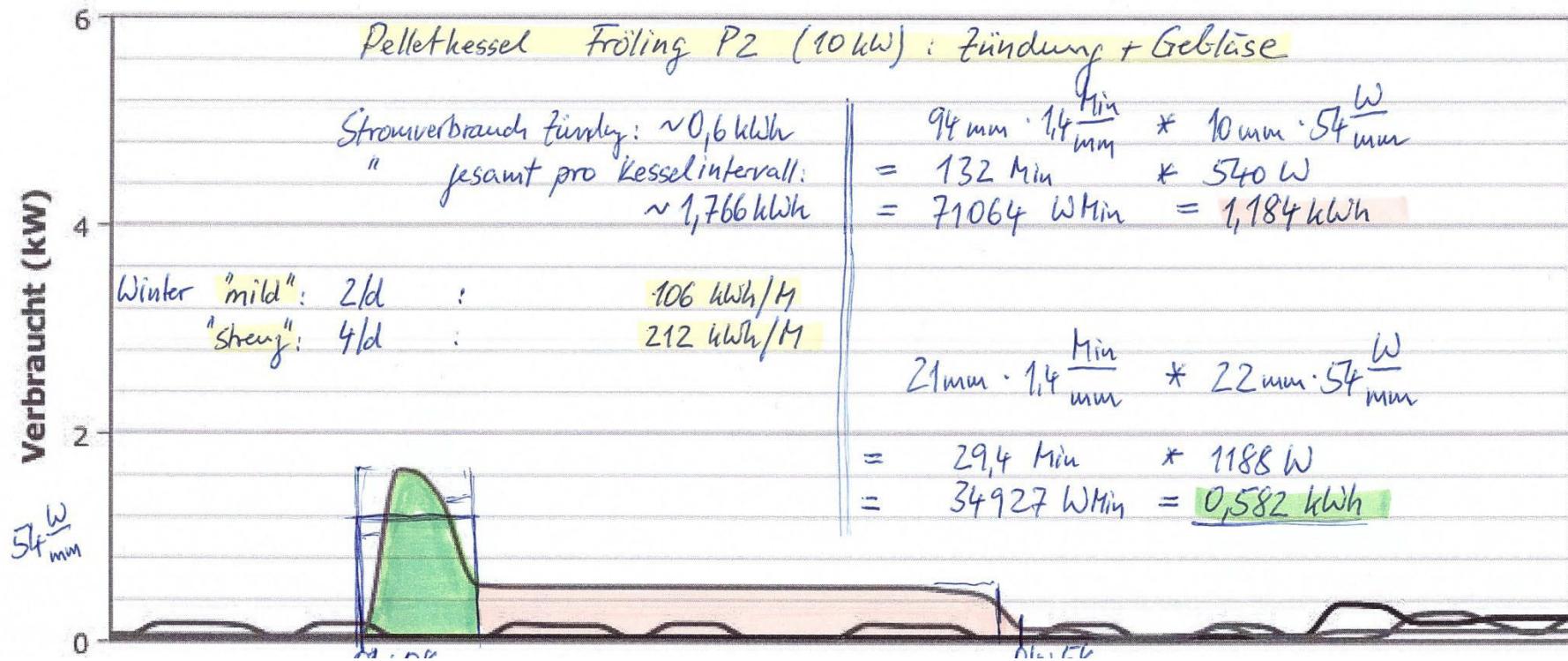
Szenario 3: **20 m<sup>2</sup> Flachkollektor**; Kessel-Einschaltung (grün) Juni und Juli: 0!  
jährliche Deckung Solar: 38%

## 3 Phasen Elektrizität Verbrauch (kW)



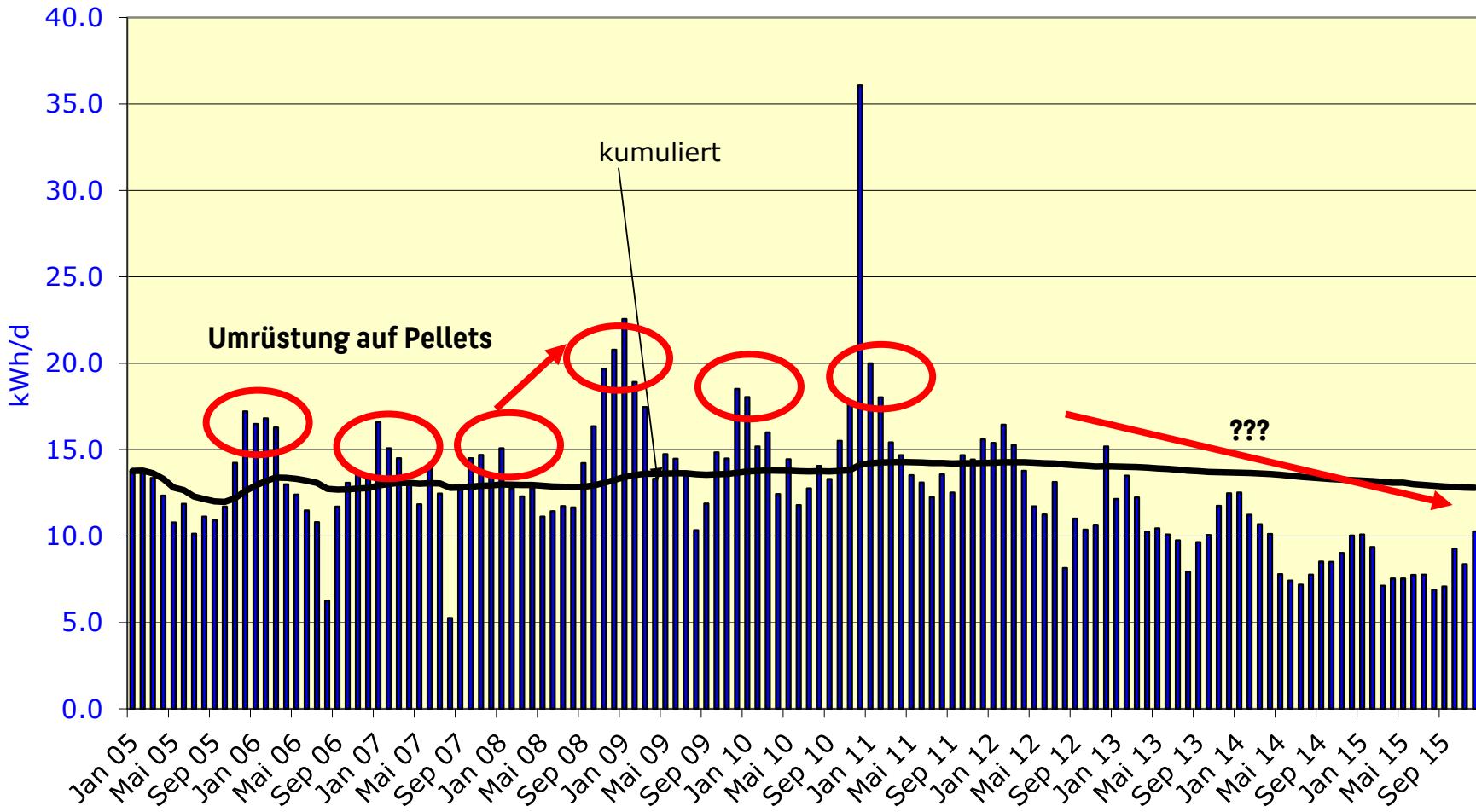
Szenario 3: Stromverbrauch Pelletkessel

## 3 Phasen Elektrizität Verbrauch (kW)

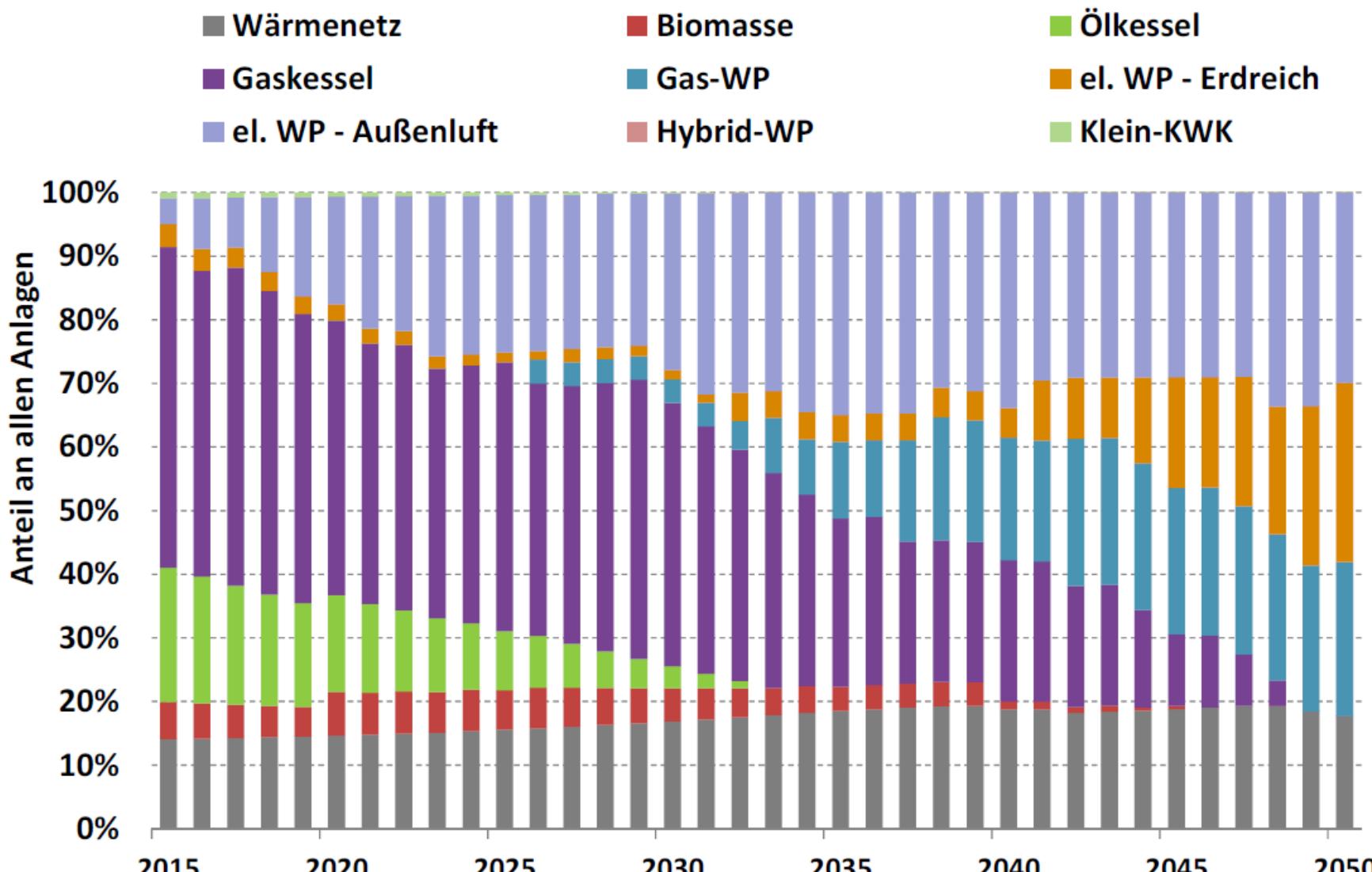


Szenario 3: Stromverbrauch Pelletkessel

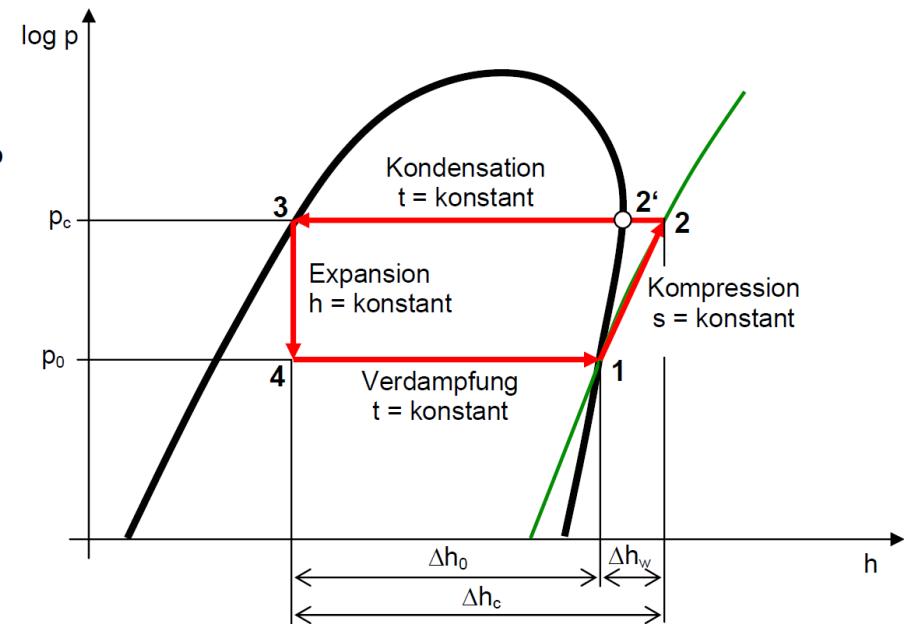
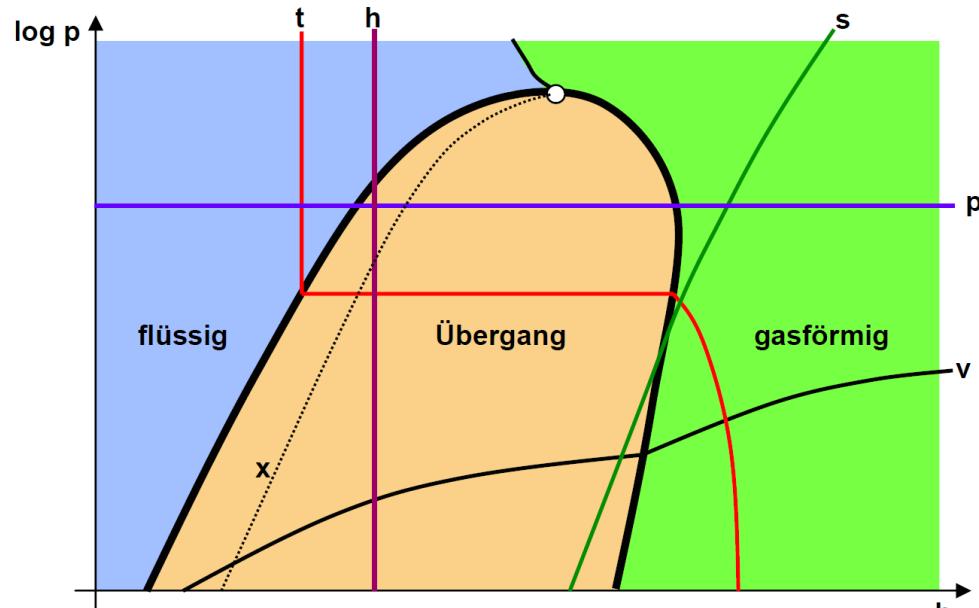
## Durchschn. monatlicher Tagesverbrauch



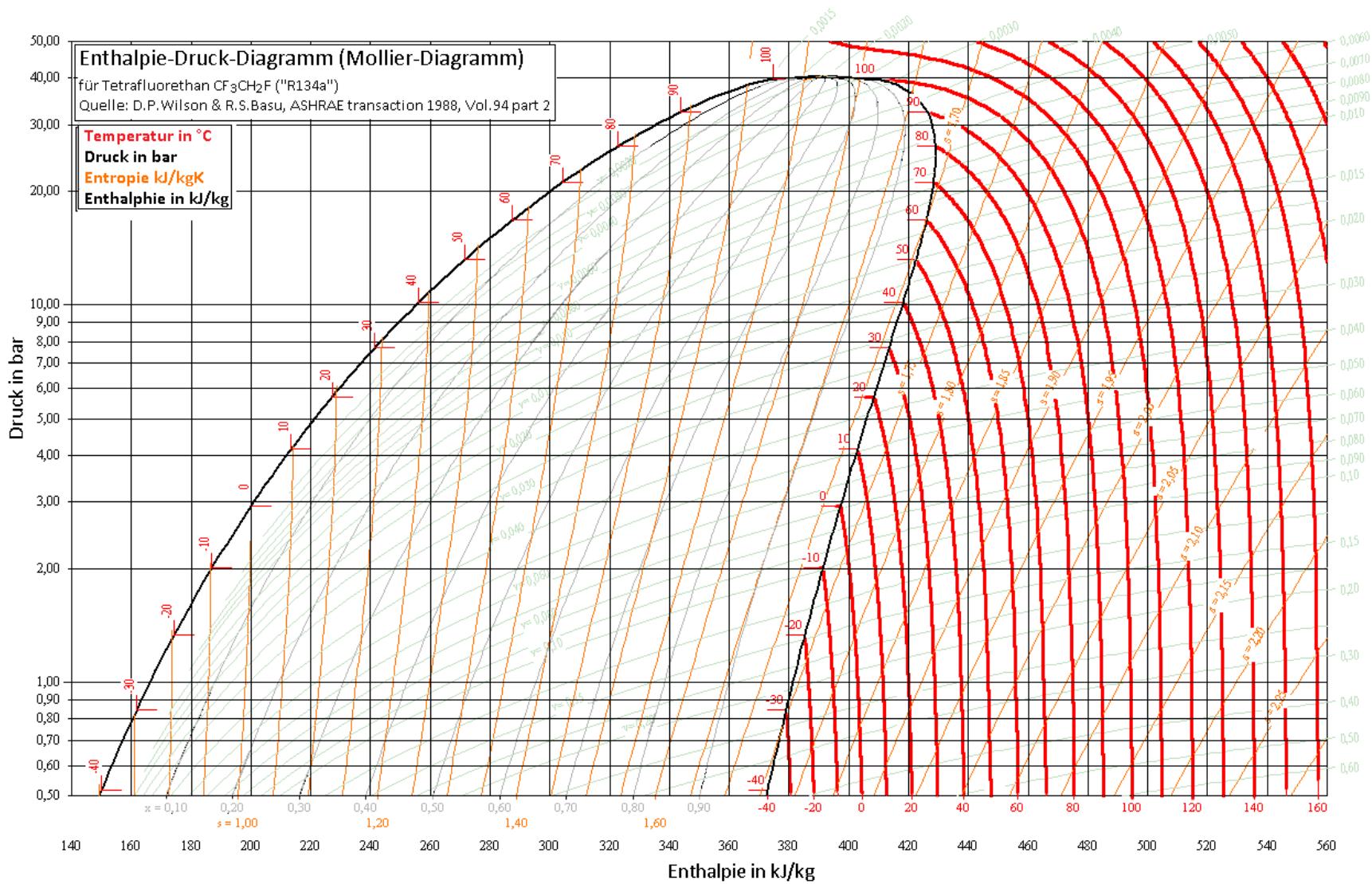
Szenario 3: Erhöhter Stromverbrauch durch Pelletheizung Bj. 2008

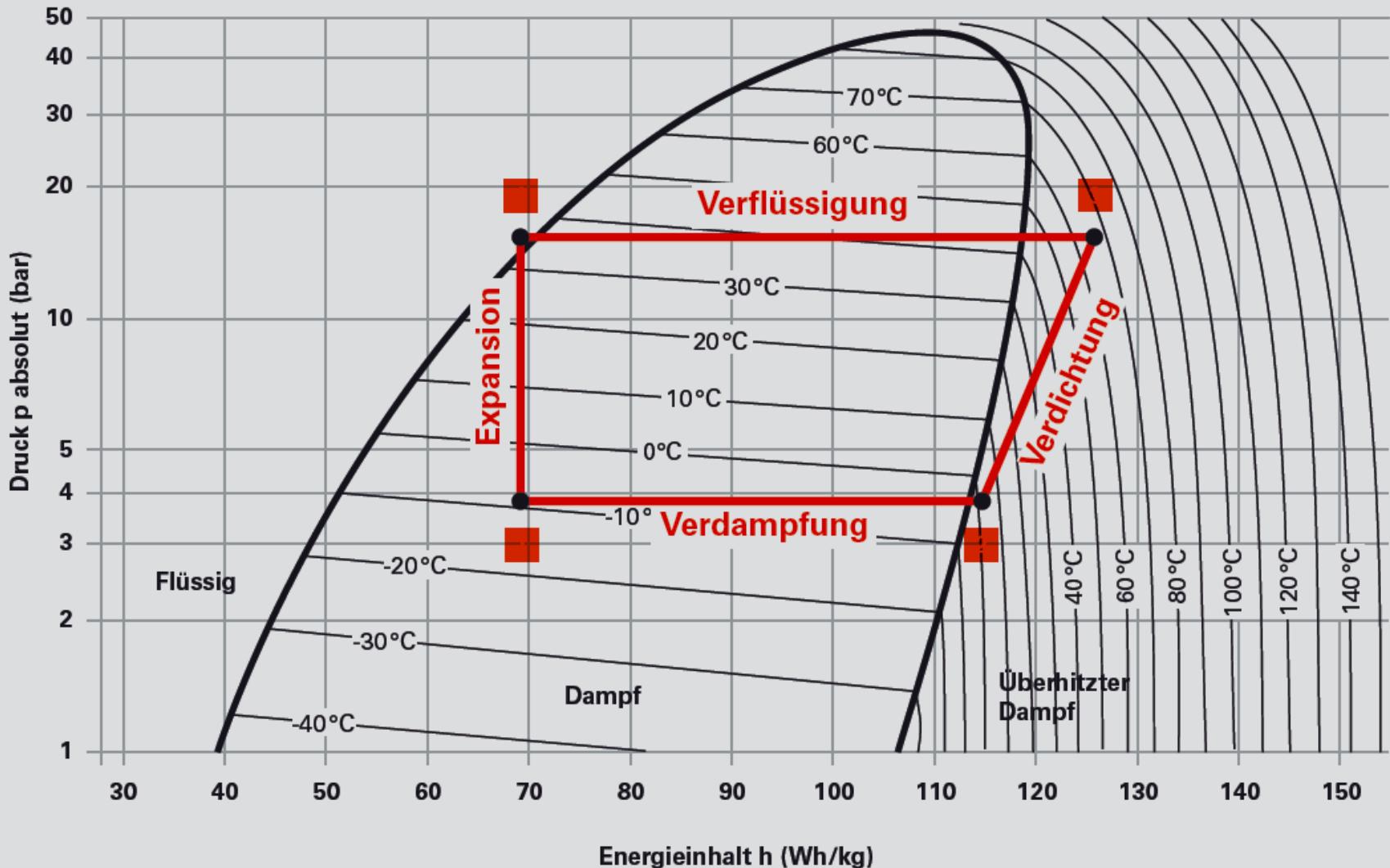


Quelle: Fraunhofer ISE



Quelle: [www.kunz-beratungen.ch](http://www.kunz-beratungen.ch)





Kältemittel R 407C, Quelle: VIESSMANN

Leistungszahl oder „Coefficient of Performance“: Verhältnis der abgegebenen Wärmeleistung  $\dot{Q}$  zur aufgewendeten el. Leistung  $P$ :

$$COP = \frac{\dot{Q}}{P}$$

Der COP ist umso größer, je kleiner die Temperatur-differenz zwischen Wärmequelle und Wärmesenke ist. Maximal möglicher COP: Kehrwert des Carnot-Wirkungsgrades:

$$COP_{\max} = \frac{1}{\eta_C} = \frac{T_{\text{warm}}}{T_{\text{warm}} - T_{\text{kalt}}} \quad \text{mit } T \text{ in K (absolute Temperatur)}$$

Leistungszahl oder „Coefficient of Performance“: Verhältnis der abgegebenen Wärmeleistung  $\dot{Q}$  zur aufgewendeten el. Leistung  $P$ :

$$COP = \frac{\dot{Q}_{nutz}}{P_{el.}} = G \cdot \frac{T_{warm}}{T_{warm} - T_{kalt}}$$

Der COP ist umso größer, je kleiner die Temperatur-differenz zwischen Wärmequelle und Wärmesenke ist. Maximal möglicher COP: Kehrwert des Carnot-Wirkungsgrades:

$$COP_{\max} = \frac{1}{\eta_C} = \frac{T_{warm}}{T_{warm} - T_{kalt}} \quad \text{mit } T \text{ in K (absolute Temperatur)}$$

Der Gütegrad  $G$  einer Wärmepumpe bezeichnet die tatsächliche Leistungszahl bezogen auf die ideale und liegt im Bereich zwischen **0,45** und **0,55**.

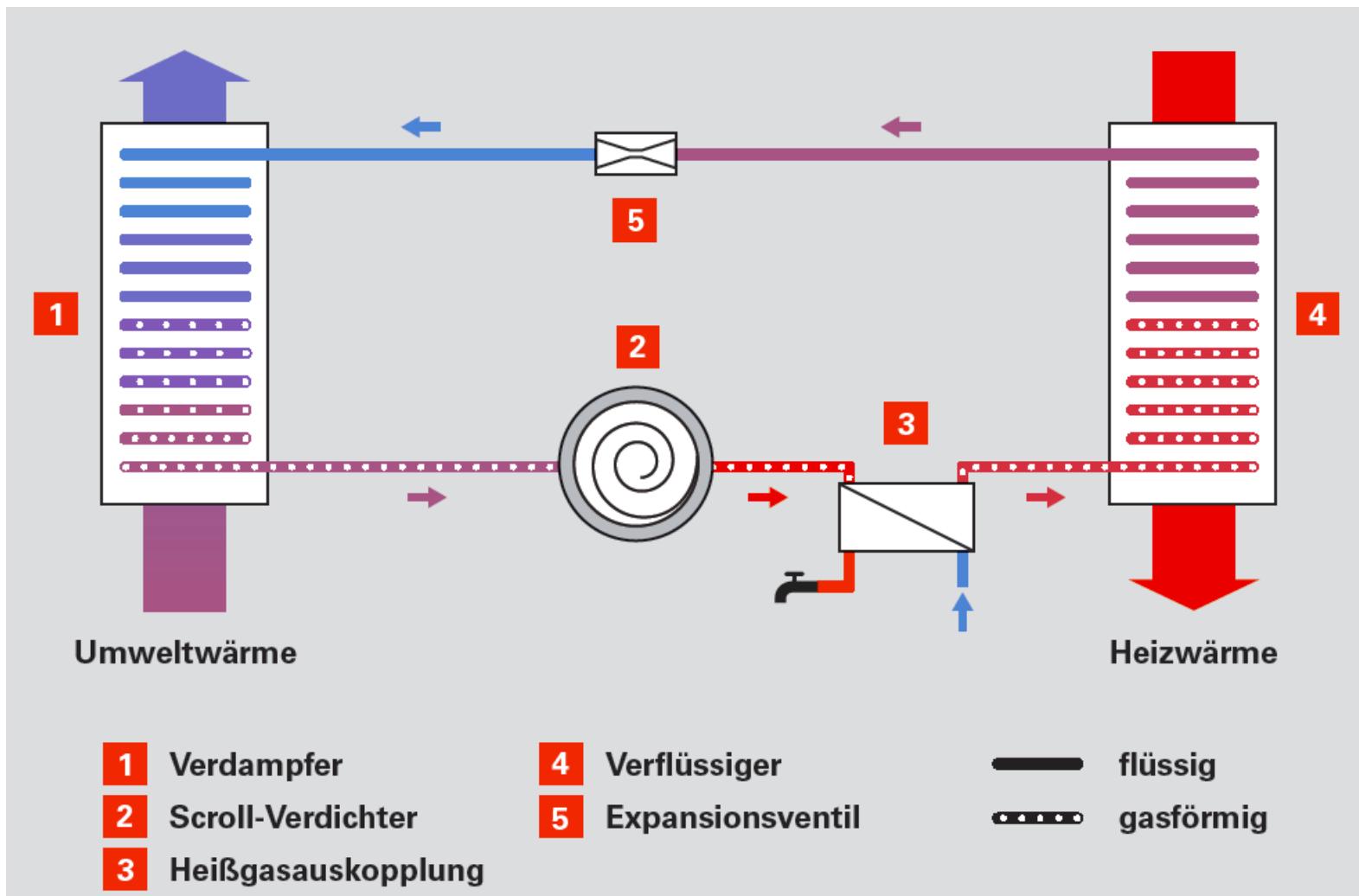
Der COP ist ein Verhältnis von Leistungen, also momentanen Zuständen oder stationären Einstellungen auf einem Prüfstand. Das Verhältnis der integrierten Leistungen (physikalische Arbeit)  $W$  ist von eigentlichem Interesse.

Diese Größe wird als **Jahresarbeitszahl  $\beta$**  oder **JAZ** bezeichnet:

$$\beta = \frac{W_{Nutz}}{W_{el}} = \frac{Q_C}{W_{el}}$$

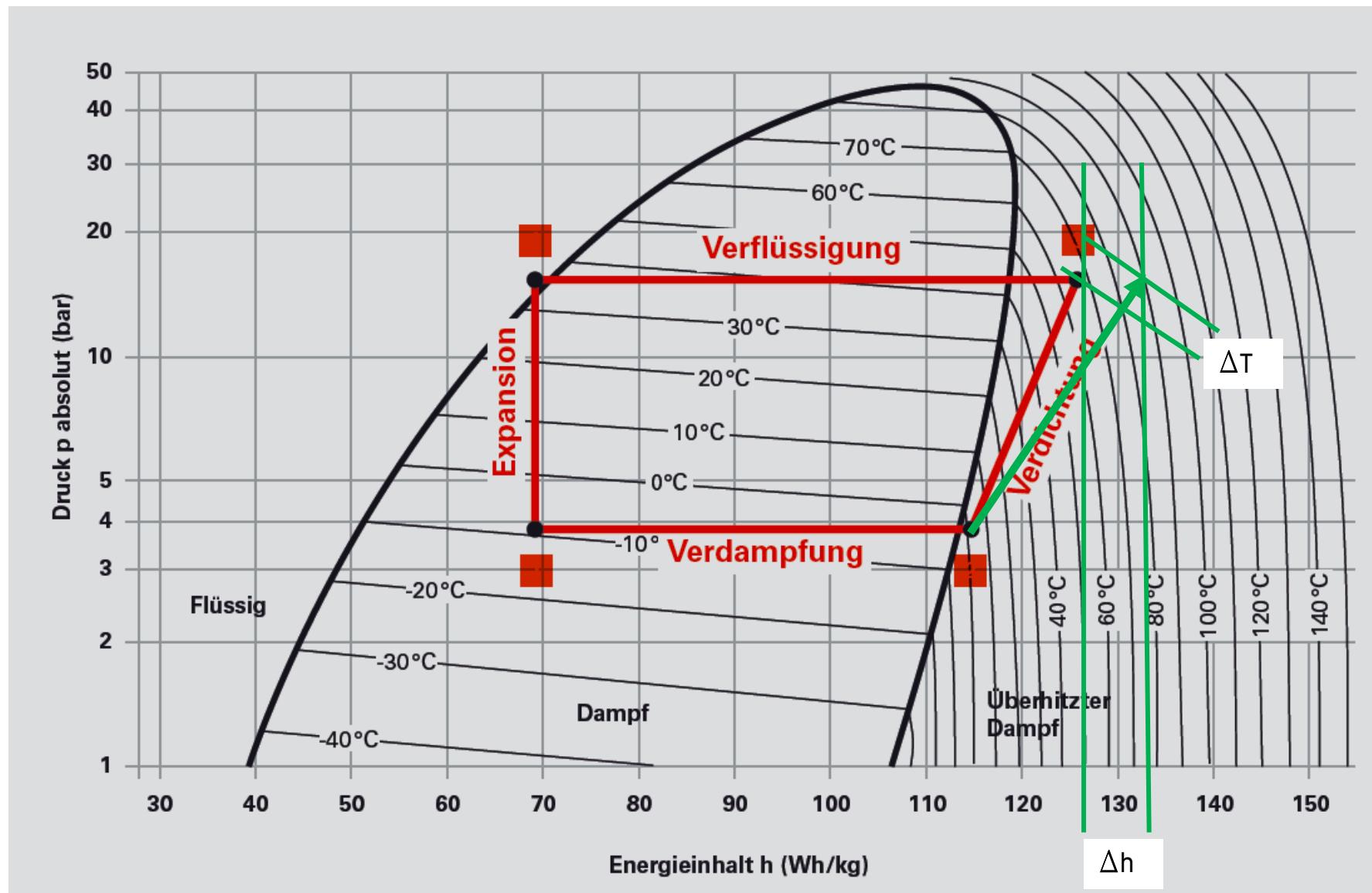
Die am Kondensator abgegebene Leistung  $\dot{Q}_C$  ist die Summe aus aufgenommener Wärme  $\dot{Q}_0$  und eingesetzter Kompressionsleistung  $W$ :

$$\dot{Q}_C = \dot{Q}_0 + W$$



## Heißgasauskopplung

(Grafik Quelle: VIESSMANN)

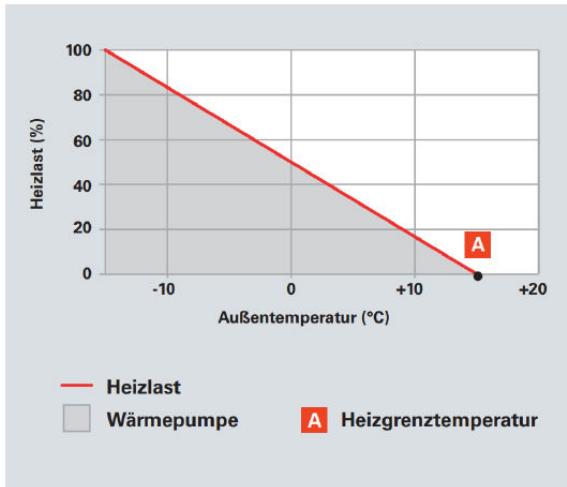


Für die Benennung von Wärmepumpen und Wärmepumpenanlagen gilt DIN 89000 Teil 1:

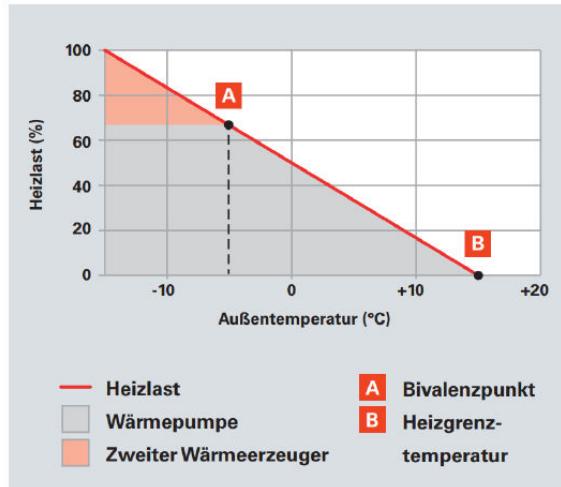
Wärmequelle WT	Wärmeträger		der Wärmepumpe WP	Benennung der Wärmepumpen- anlage WPA
	kalte Seite WQ	warme Seite		
Erdreich	Sole	Luft	Sole/Luft-WP	Erdreich/Luft-WPA
Erdreich	Sole	Wasser	Sole/Wasser-WP	Erdreich/Wasser-WPA
Sonne	Sole	Luft	Sole/Luft-WP	Solar/Luft-WPA
Sonne	Sole	Wasser	Sole/Wasser-WP	Solar/Wasser-WPA
Wasser	Wasser	Wasser	Wasser/Wasser-WP	Wasser/Wasser-WPA
Wasser	Wasser	Luft	Wasser/Luft-WP	Wasser/Luft-WPA
Luft	Luft	Wasser	Luft/Wasser-WP	Luft/Wasser-WPA
Luft	Luft	Luft	Luft/Luft-WP	Luft/Luft-WPA

Als Sole gilt ein flüssiger frostfreier Wärmeträger.

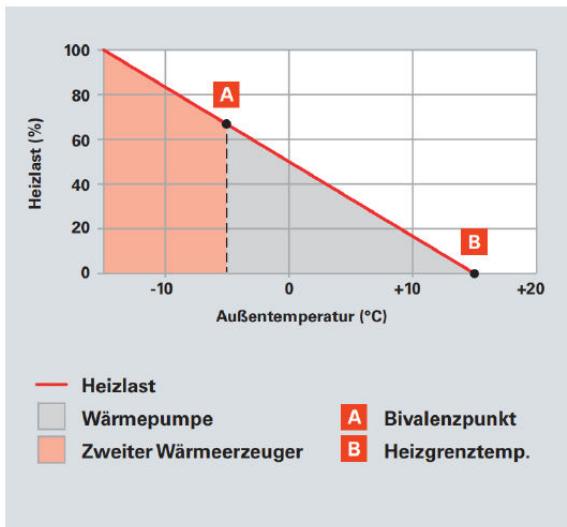
Quelle: [www.kunz-beratungen.ch](http://www.kunz-beratungen.ch)



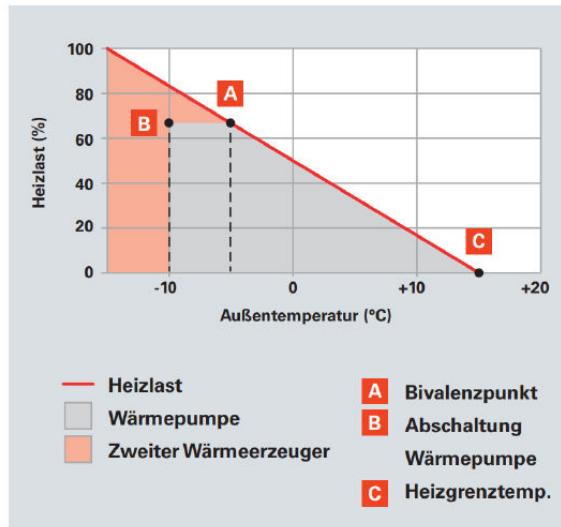
(a) monovalenter Betrieb



(b) bivalent-paralleler Betrieb



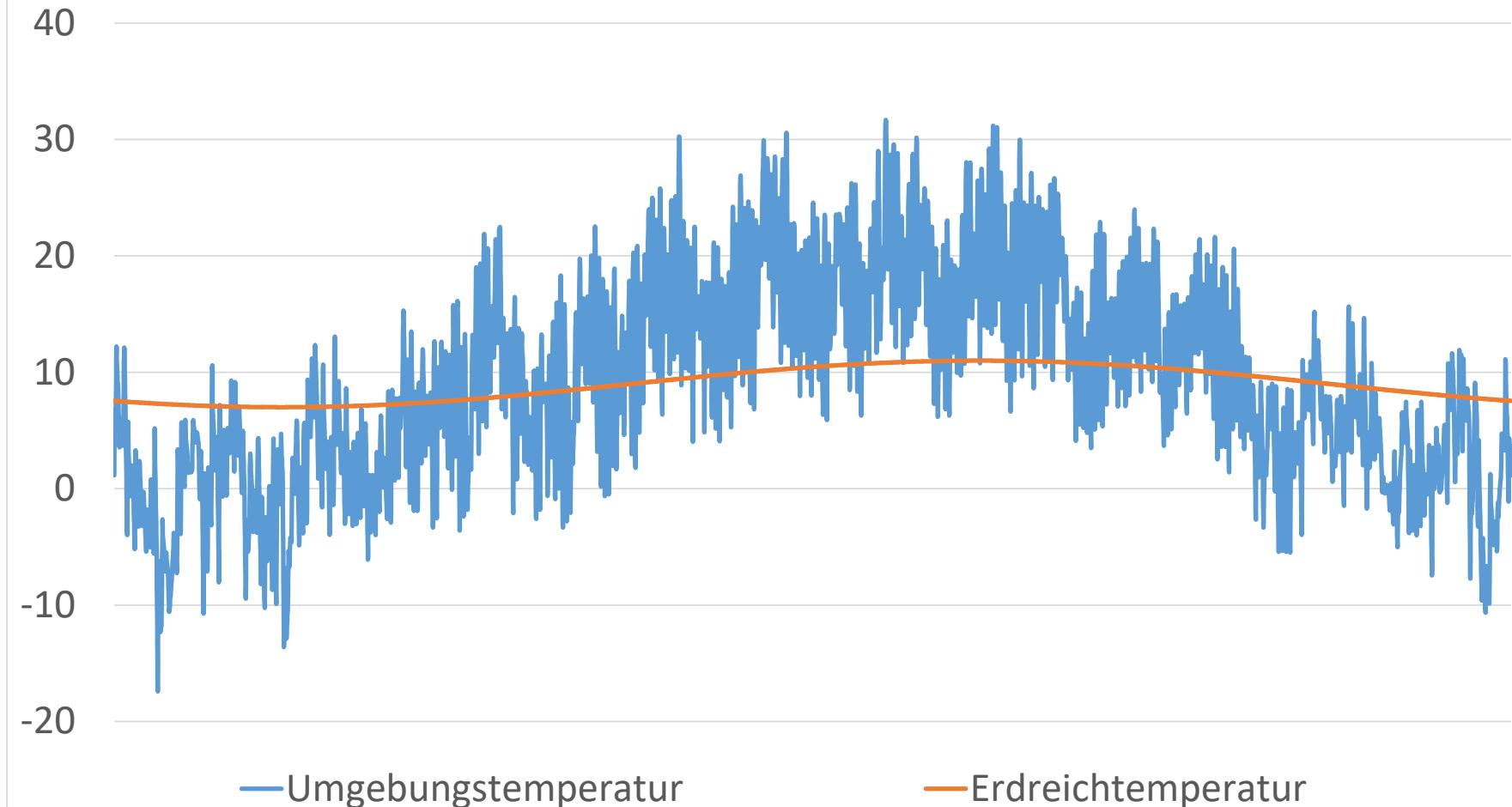
(c) bivalent-alternativer Betrieb

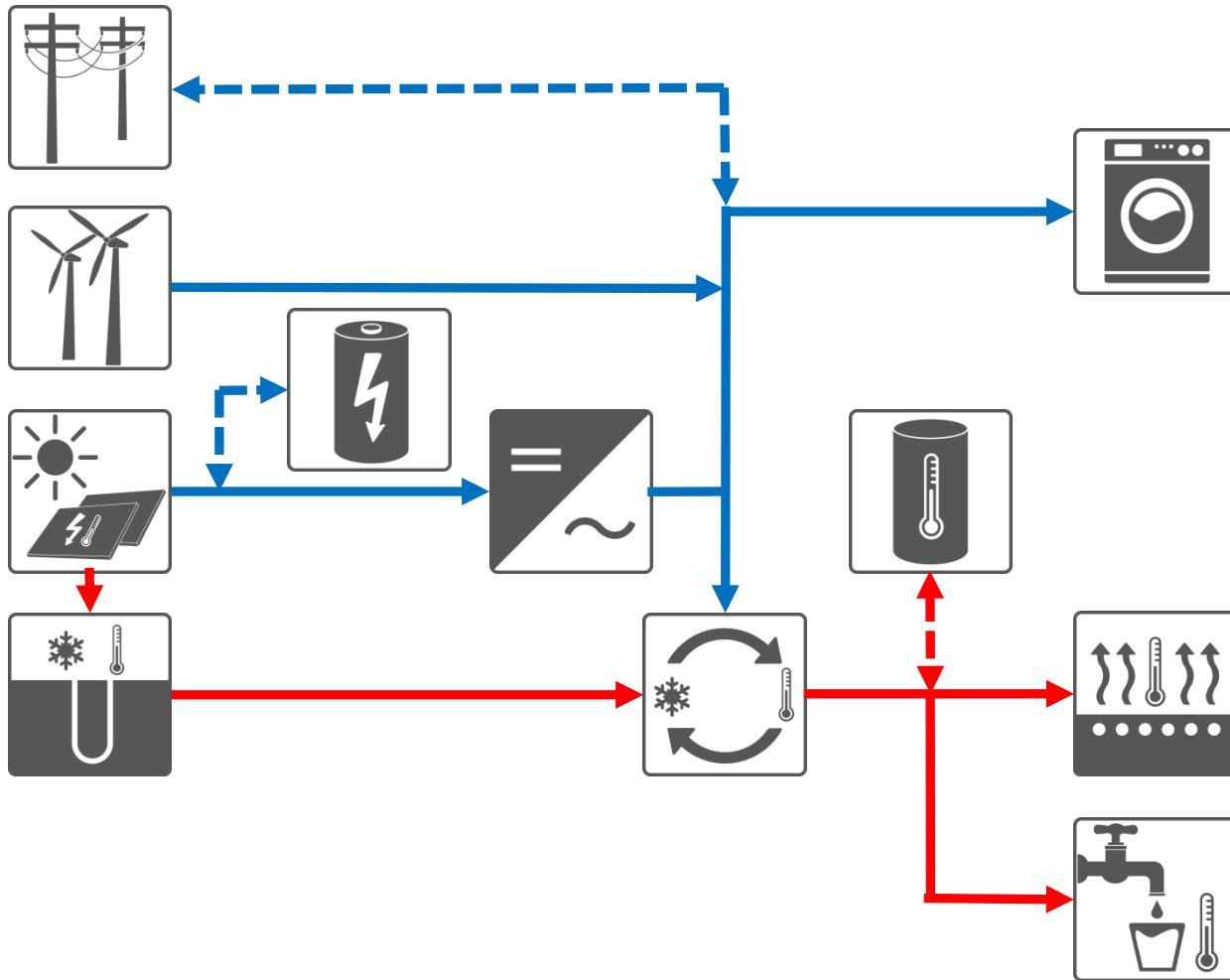


(d) bivalent-parallel/alternativer Betrieb

Quelle: Viessmann Planungshandbuch Wärmepumpen

## Quellentemperaturen Berlin-Tempelhof





Szenario 1a: Strom-basierte Wärmeversorgung (mit Erdreich-Regeneration)

<http://www.stadtentwicklung.berlin.de/umwelt/wasser/grundwasser/de/nutzung.shtml>:

Die Nutzung von Erdwärme ist in den ausgewiesenen Trinkwasserschutzgebieten des Landes Berlin grundsätzlich verboten.

Durch den Wärmeentzug werden der Boden und das Grundwasser abgekühlt, wodurch sich die physikalischen, chemischen und biologischen Eigenschaften des Wassers verändern. Diese Veränderungen der Grundwasserqualität stellt eine Gewässerbenutzung nach dem Wasserhaushaltsgesetz (WHG) dar. Gewässerbenutzungen bedürfen nach dem Wasserhaushaltsgesetz (WHG) einer wasserbehördlichen Erlaubnis.

## Wasserbehördliche Erlaubnis

(Auszüge)

### 1. Gegenstand der Erlaubnis

1.1. Ich erteile Ihnen die Erlaubnis, auf dem Grundstück [REDACTED] in Berlin

- 1.1.1. 70 Bohrungen mit einer max. Teufe von 99,5 m niederzubringen,
- 1.1.2. 67 Sonden mit einer Sondenlänge bis zu 99,5 m darin einzubringen sowie
- 1.1.3. 3 Temperaturmessstellen mit einer Sondentiefe bis zu 99,5 m darin zu setzen
- 1.1.4. zur Beheizung der errichteten Gebäude und Wohneinheiten und der Warmwasserbereitung über eine Wärmepumpe bis zu 213 kW Wärme dem Grundwasser und Boden zu entziehen sowie bis zu 213 kW Wärme dem Grundwasser und Boden zuzuführen.

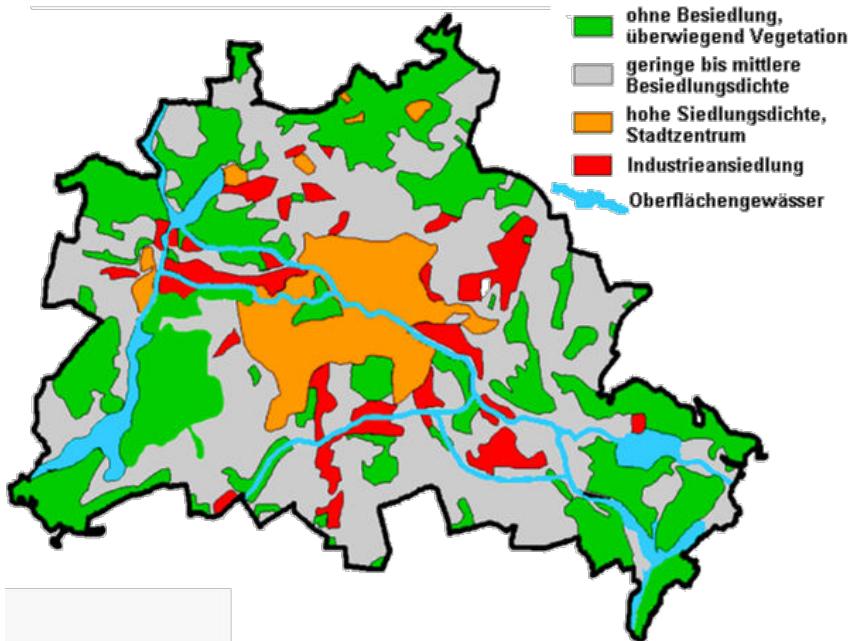
Zur Überwachung der durch das Erdwärmesondenfeld erzeugten Temperaturänderungen sind 3 Temperaturmessstellen zu setzen. Die Messstellen sind gemäß der Anlage 1 zu der Erlaubnis anzugeben. Die Messstellen sind als Vollrohrmessstellen bis zu einer Sondentiefe (99,50 m) zu setzen.

Durch den Betrieb des Erdwärmesondenfeldes darf die mittlere Jahrestemperatur des Grundwassers über die Gesamtlänge des Sondenfeldes unter Berücksichtigung der natürlichen Temperaturschwankungen um nicht mehr als  $\pm 3\text{ K}$  verändert werden.

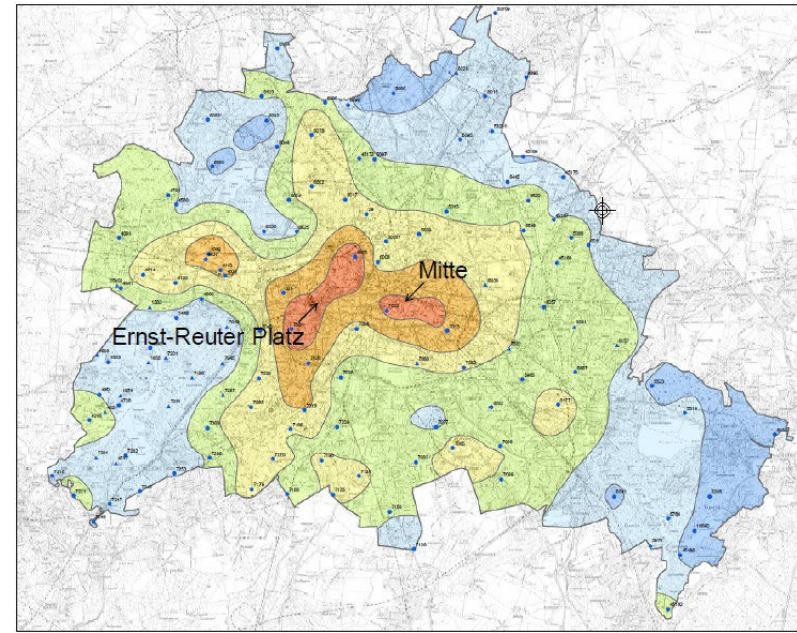
Zur Dokumentation und Überwachung des von dem Erdwärmesondenfeld erzeugten Temperaturfeldes im Untergrund sind in den 3 Messstellen die Temperaturprofile des Grundwassers zu ermitteln. Dabei ist jeweils im Abstand von einem Meter eine Temperaturmessung erforderlich. Zunächst ist eine Nullmessung an den 3 Messstellen auszuführen und ein Temperaturprofil zu erstellen. Die Ergebnisse sind der Wasserbehörde zur Bauabnahme vorzulegen.

Das Temperaturprofil ist vorerst 2x pro Jahr jeweils zum Beginn und zum Ende der Heizperiode (30.09. und 30.04.) zu erstellen und der Wasserbehörde durch den Betriebsbeauftragten zu übersenden. Das Intervall der Temperaturmessungen kann in Abhängigkeit vom Betrieb der Anlage angepasst werden.

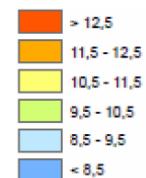
## Besiedlungsstruktur



## Grundwassertemperatur in 20m Tiefe 2010



$> 12,5^{\circ}\text{C}$



$< 8,5^{\circ}\text{C}$

(Quelle: Geo-En)

## Wärmequelle Erdkollektor

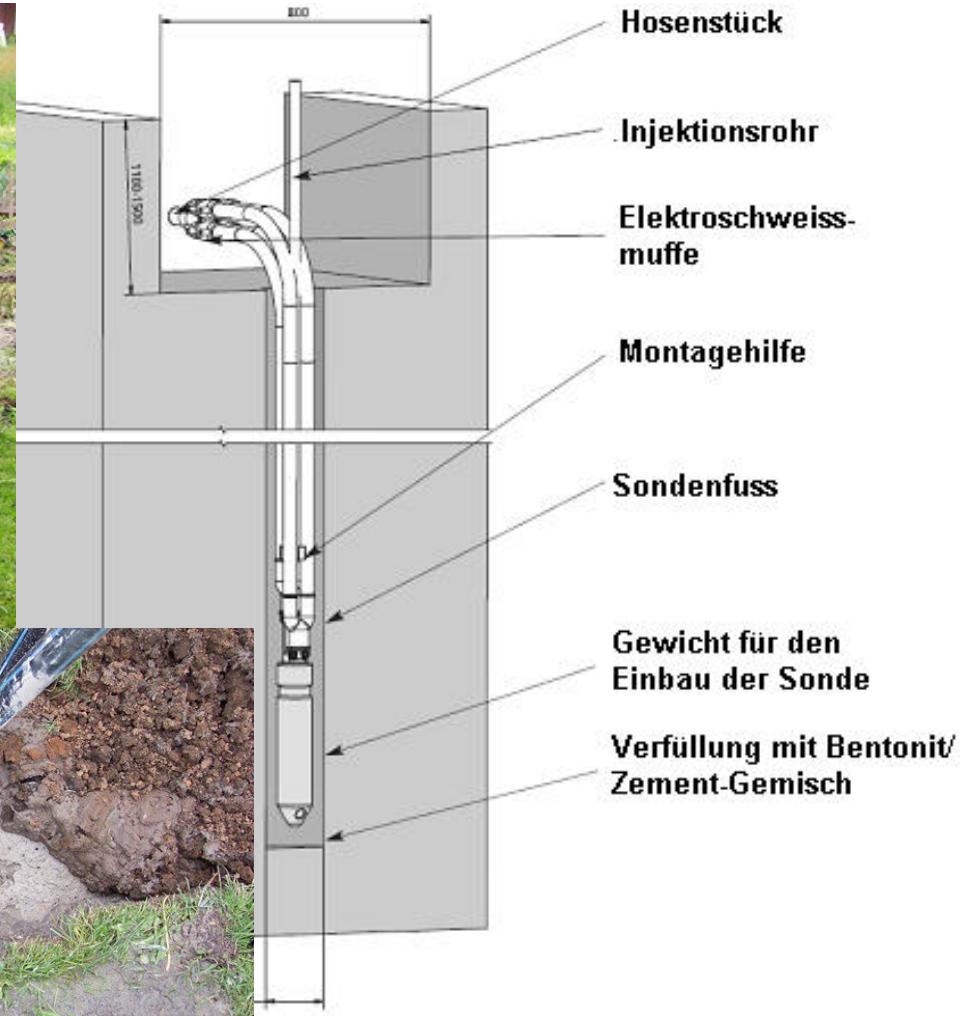


(Grafik Quelle: VIESSMANN)

Für den Erdkollektor werden Kunststoffrohre flächig verlegt und mit 1,2 bis 1,5 m Erdreich bedeckt.

Untergrund	Spezifische Entzugsleistung
Trockener, sandiger Boden	10–15 W/m <sup>2</sup>
Feuchter, sandiger Boden	15–20 W/m <sup>2</sup>
Trockener, lehmiger Boden	20–25 W/m <sup>2</sup>
Feuchter, lehmiger Boden	25–30 W/m <sup>2</sup>
Grundwasserführender Boden	30–35 W/m <sup>2</sup>

## Wärmequelle Erdsonden

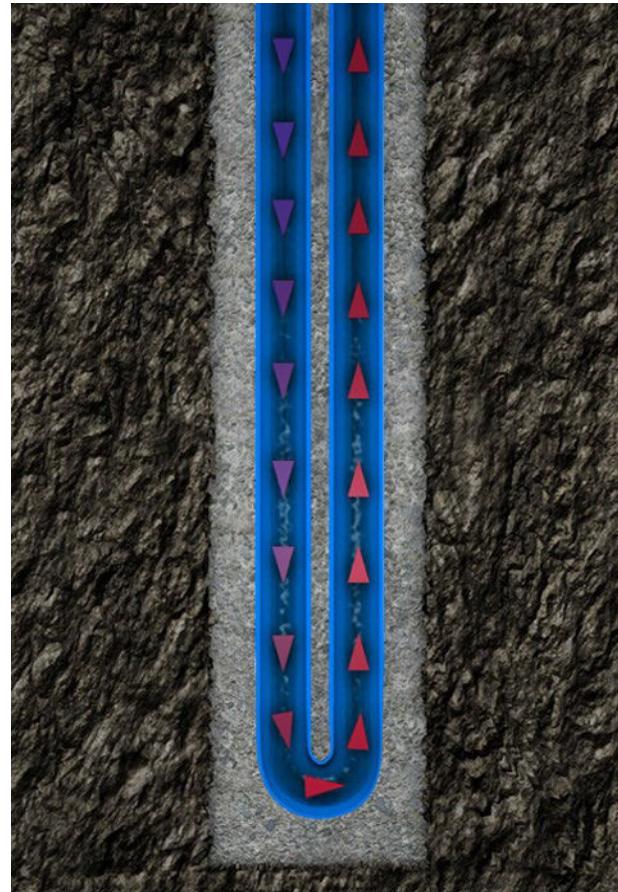


Quellen: Henrich Schröder GmbH, Hans Dürig AG

## Erdsonden

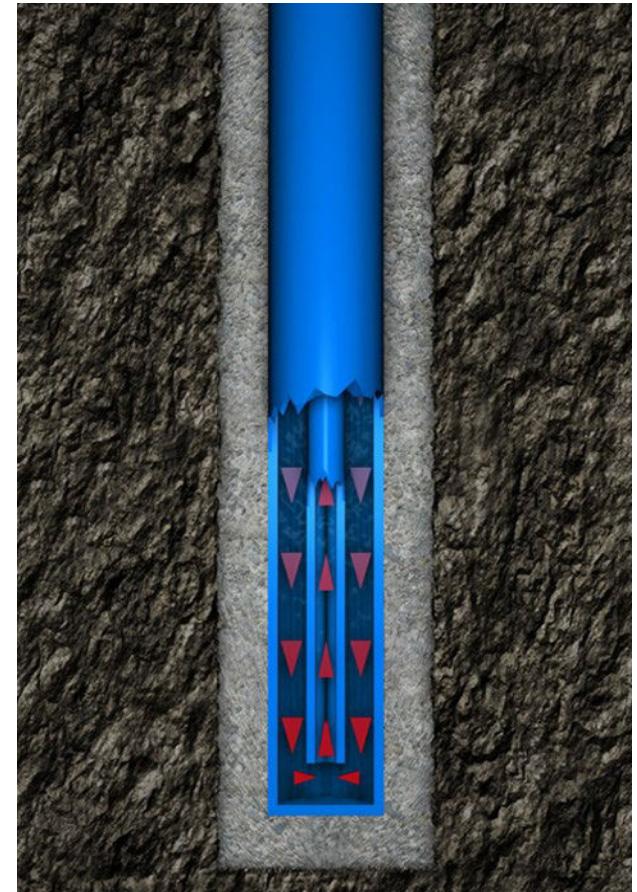
Entzugsleistung 30 ... 50 W/m  
max. 100 m

U-Sonde



(Grafik Quelle: Geo-En)

Koaxialsonde



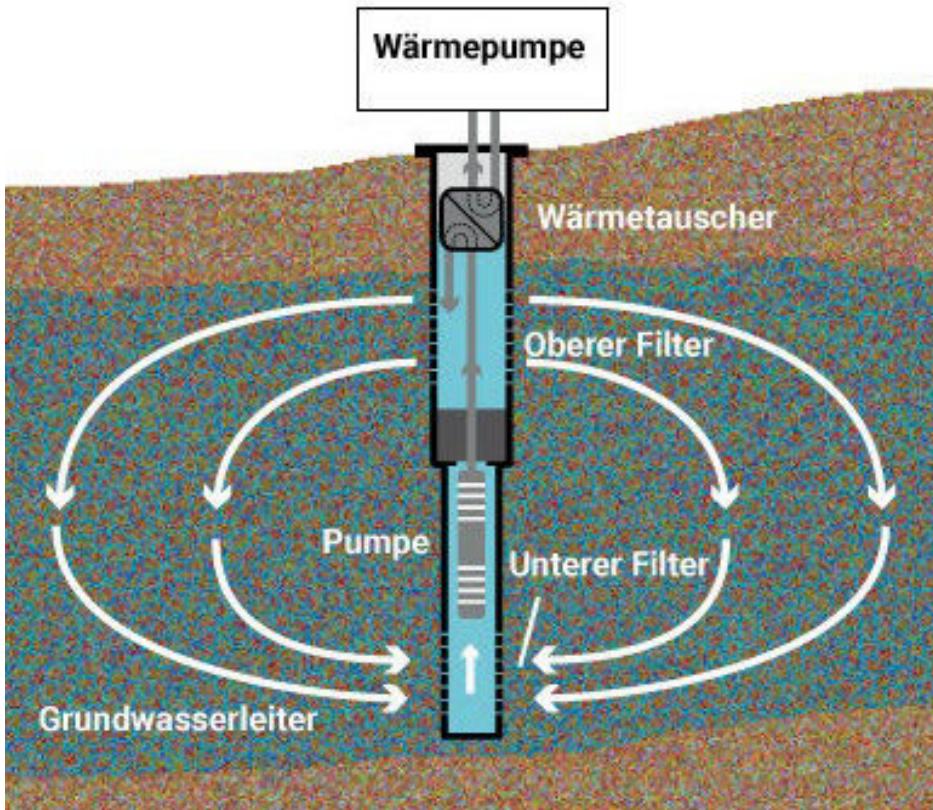
## Wärmequelle Erdsonden

Untergrund	spezifische Entzugsleistung	
	für 1800 h	für 2400 h
<b>Allgemeine Richtwerte:</b>		
Schlechter Untergrund (trockenes Sediment) ( $\lambda < 1,5 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$ )	25 W/m	20 W/m
Normaler Festgestein-Untergrund und wassergesättigtes Sediment ( $\lambda = 1,5\text{--}3,0 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$ )	60 W/m	50 W/m
Festgestein mit hoher Wärmeleitfähigkeit ( $\lambda > 3,0 \text{ W/(m} \cdot \text{K)}$ )	84 W/m	70 W/m
<b>Einzelne Gesteine:</b>		
Kies, Sand, trocken	< 25 W/m	< 20 W/m
Kies, Sand, wasserführend	65–80 W/m	55–65 W/m
Bei starkem Grundwasserfluss in Kies und Sand, für Einzelanlagen	80–100 W/m	80–100 W/m
Ton, Lehm, feucht	35–50 W/m	30–40 W/m
Kalkstein (massiv)	55–70 W/m	45–60 W/m
Sandstein	65–80 W/m	55–65 W/m
saure Magmatite (z.B. Granit)	65–85 W/m	55–70 W/m
basische Magmatite (z.B. Basalt)	40–65 W/m	35–55 W/m
Gneis	70–85 W/m	60–70 W/m
Die Werte können durch die Gesteinsausbildung wie Klüftung, Schieferung, Verwitterung erheblich schwanken.		

(Quelle: Geo-En)

## Wärmequelle Grundwasser

- Schluck- und Saugbrunnen horizontal getrennt oder:
- Integralsonde (vertikal getrennt)

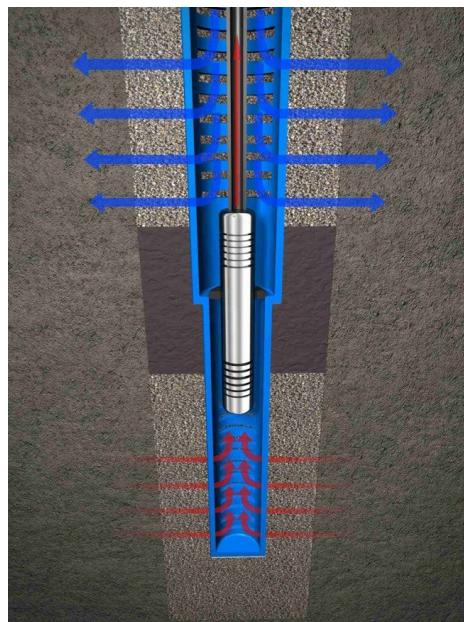
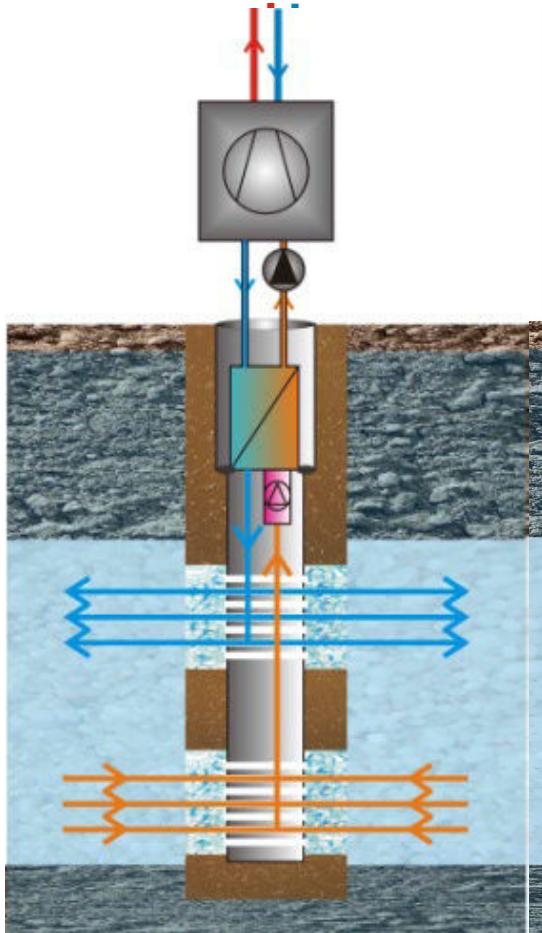


Quelle: Geo-En

## Integralsonden (Saug- und Schluckbrunnen vertikal getrennt)

Entzugsleistung 30 ... 50 kW/Brunnen

ca. 10 ... 20 m Tiefe



(Grafik Quelle: Geo-En)

## Vergleich

### Sondenfeld

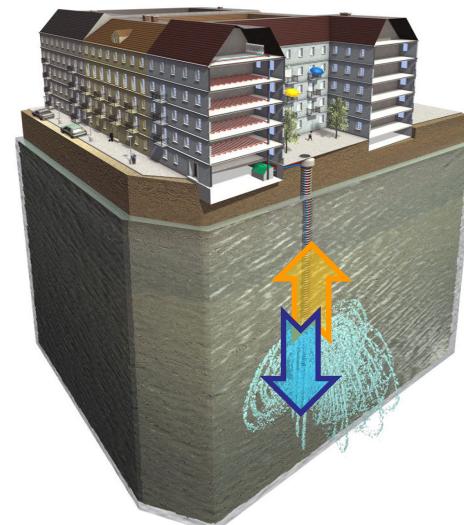
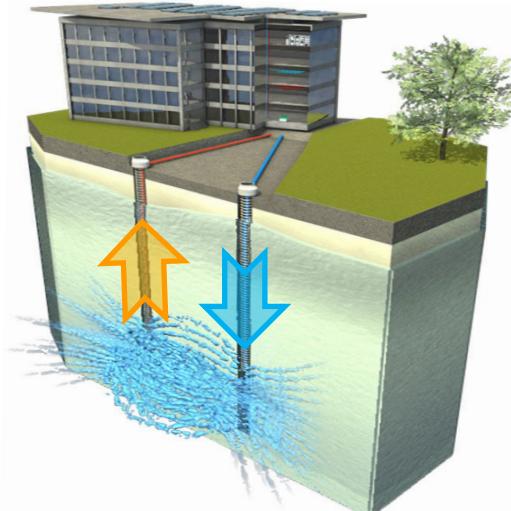
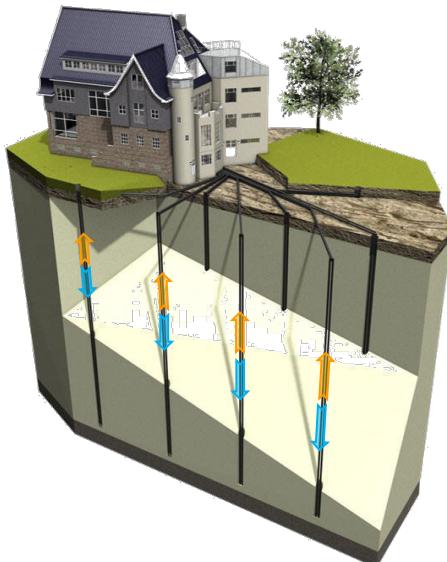
- Wasserzirkulation in geschlossenen U-Rohren
- Für alle Böden
- Niedrige Leistung pro Fläche

### Brunnen-Dublette

- Horizontale Zirkulation von Grundwasser
- Für Böden mit schmalem Grundwasserleiter
- Hohe Leistung pro Fläche

### Integralsonde & Aktivsonde

- Vertikale Zirkulation von Grundwasser
- Für Böden mit breitem Grundwasserleiter
- Sehr hohe Leistung pro Fläche



(Grafik Quelle: Geo-En)

## Übung 1 Wärmepumpe: Diagramm lesen und auswerten

Datei *RWT\_Sick\_Übung1.pdf*

## Übung 2 Wärmepumpe: Auslegung unterschiedlicher Systeme

Dateien *RWT\_Sick\_Übung2.pdf*  
*RWT\_Sick\_Übung2.xlsx*

## 3 Mechanismen

- Wärmeleitung (conduction)
- Konvektion (convection)
- Strahlung (radiation)

## Wärmeleitung:

Brown'sche Molekularbewegung:

- kinetische Energie der Teilchen;  
an Materie gebundener Energietransport zwischen unmittelbar benachbarten Molekülen
- Wärme wird von Molekül zu Molekül weitergegeben, das einzelne Molekül bleibt an Ort und Stelle.

$$\dot{q} \sim \Delta T$$

$$\dot{q} = \Lambda \cdot \Delta T = \frac{\lambda}{d} \cdot \Delta T$$

$$\dot{Q} = A \cdot \Lambda \cdot \Delta T = A \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot \Delta T$$

## Wärmeleitfähigkeit verschiedener Stoffgruppen

Stoff	$\lambda$ in $W/(mK)$
reine Metalle	10 ... 458
Legierungen	13 ... 113
natürliche Steine	1,5 ... 3,5
Baustoffe	0,2 ... 3,5
Dämmstoffe	0,02 ... 0,11
Gase	0,01 ... 0,2
Luft ( $20^\circ C$ )	0,025
Flüssigkeiten	0,13 ... 0,68

Wärmeleitung im Bauwesen (rein stationär!):

Wärmedurchgangskoeffizient:  $U$ -Wert in  $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$

gibt den Transmissions-Wärmestrom in  $\text{W}$  an, der sich im stationären Fall pro  $\text{K}$  Temperaturdifferenz zwischen beheizt und unbeheizt (z. B. innen und außen) pro  $\text{m}^2$  Bauteilfläche einstellt. Das Bauteil besteht aus  $n$  Schichten der Dicken  $d_j$  und Wärmeleitfähigkeiten  $\lambda_j$  ( $j = 1 \dots n$ ).

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_e} + \sum_{j=1}^n \frac{d_j}{\lambda_j} + \frac{1}{h_i}} = \frac{1}{R_{se} + \sum_{j=1}^n R_j + R_{si}}$$

$R_{j,se,si}$  Wärmewiderstände in  $\text{m}^2\text{K}/\text{W}$

$h_{e,i}$  Wärmeübergangskoeffizienten extern, intern in  $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$   
(früher:  $\alpha_a$  und  $\alpha_i$ )

Wärmeleitung im Bauwesen (rein stationär!):

$$R_s = \frac{1}{h} = \frac{1}{h_r + h_c}$$

$h_r$  Wärmeübergangskoeffizienten durch Strahlung (radiation)  
in  $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$

$h_c$  Wärmeübergangskoeffizienten durch Konvektion (convection)  
in  $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$

## Wärmeübergangswiderstände

	Richtung des Wärmestroms		
	aufwärts	horizontal	abwärts
$R_{si}$ ( $\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ )	0,10	0,13	0,17
$R_{se}$ ( $\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ )	0,04	0,04	0,04

Merke:  $R_{si} + R_{se} = 0,17 \text{ m}^2\text{K}/\text{W}$  (bei horizontalem Wärmestrom)

## Konvektion:

- An Materie gebundener Wärmetransport, bei dem sich die (warmen) Moleküle von einem Ort zum andern bewegen und dadurch ihre Energie transportieren
- Nur bei Flüssigkeiten und Gasen möglich
- Erzwungene und freie Konvektion
- Leitung und Konvektion sind meist - bei freier Konvektion: immer - miteinander gekoppelt

## Formeln zur Beschreibung der Konvektion

werden experimentell ermittelt und als Funktion dimensionsloser Kennzahlen dargestellt in der Form

$$Nu = f(Ra)$$

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda},$$

Nusselt-Zahl

$$Ra = \frac{g \beta \Delta T d^3 \rho c_p}{\nu \lambda}$$

Rayleigh-Zahl

Reine Wärmeleitung: Nu=1

Konvektionsanteil wächst mit der Nusselt-Zahl.

Grundsätzlich wird die Konvektion immer gemeinsam mit der Wärmeleitung betrachtet.

## Ähnlichkeitstheorie und dimensionslose Kennzahlen zur Bestimmung des Wärmeübergangs

Reynolds-Zahl	$Re = \frac{v \cdot l}{\nu}$	Trägheit/Zähigkeit Bed.: erzwungene Konvektion
Nußelt-Zahl	$Nu = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda}$	Konvektion/Leitung
Prandtl-Zahl	$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda}; \quad \eta = \nu \cdot \rho$	Stoffkennzahl
Grashof-Zahl	$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta \vartheta \cdot l^3}{\nu^2}$	Auftrieb/Zähigkeit Bed.: freie Konvektion
Rayleigh-Zahl	$Ra = Gr \cdot Pr$	abgeleitete Kennzahl zur freien Konvektion

$l$ : charakteristische Abmessung, muss definiert sein, z.B. Rohr-Durchmesser

$\beta$ : Ausdehnungskoeffizient in 1/K

$\nu$ : kinematische Viskosität in m<sup>2</sup>/s

$\eta$ : dynamische Viskosität in N s/m<sup>2</sup> = Pa s

## Umfassende Liste der dimensionslosen Kennzahlen

Kurzzeichen	Bedeutung	Definition
Ar	Archimedes-Zahl	$g l^3 \Delta \rho / (\rho v^2)$
Bi	Biot-Zahl	$\alpha_a l / \lambda_i$
Fo	Fourier-Zahl	$at/l^2$
Fr	Froude-Zahl	$w^2/(gl)$
Ga	Galilei-Zahl	$g l^3/v^2$
Gr	Grashof-Zahl	$g \beta \Delta T l^3/v^2$
Gz	Graetz-Zahl	$l^2/(a t_v)$
Hg	Hagen-Zahl	$(\Delta p/\Delta L)l^3/(\rho v^2)$
Ka	Kapitza-Zahl	$g \eta^4/(\rho \sigma^3)$
Le	Lewis-Zahl	$a/\delta$
Nu	Nusselt-Zahl	$\alpha l / \lambda$
Pe	Péclet-Zahl	$w l / a$
Pr	Prandtl-Zahl	$v/a$
Ra	Rayleigh-Zahl	$g \beta \Delta T l^3/(v a)$
Re	Reynolds-Zahl	$\rho w l / \eta$
Sh	Sherwood-Zahl	$\beta l / \delta$
Sc	Schmidt-Zahl	$v/\delta$
St	Stanton-Zahl	$\alpha / (\rho c_p w)$
We	Weber-Zahl	$w^2 l / \rho \sigma$

<b>Zeichen</b>	<b>Einheit</b>	<b>Bedeutung</b>
$c_p$	J/(kgK)	spez. Wärmekapazität des Fluids
d oder l	m	charakteristische Länge, z.B. Spaltbreite
g	m/s <sup>2</sup>	Erdbeschleunigung
$\Delta T$	K	Temperaturdifferenz zwischen den begrenzenden Flächen
$\alpha$	W/(m <sup>2</sup> K)	Wärmeübergangskoeffizient
$\beta$	K <sup>-1</sup>	Thermischer Ausdehnungskoeffizient des Fluids
$\lambda$	W/(mK)	Wärmeleitfähigkeit des Fluids
$\eta$	kg/(ms)	dynamische Viskosität des Fluids
$\nu$	m <sup>2</sup> /s	kinematische Viskosität des Fluids
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte des Fluids
a oder $\kappa$	m <sup>2</sup> /s	Temperaturleitfähigkeit des Fluids: $a = \lambda / (\rho c_p)$

## Berechnungsgang

Der allgemeine Lösungsalgorithmus einer Problemstellung der Wärmeübertragung durch Konvektion umfasst die folgenden Schritte:

1. Zusammenstellung der Eingangsgrößen  $\rho, \nu, \kappa, \beta, \lambda, \Delta T, \gamma$
2. Berechnung der dimensionslosen Kennzahlen  $Ra$  und  $Pr$
3. Berechnung von  $Nu(Ra, Pr)$  unter Verwendung der z. B. im VDI-Wärmeatlas angegebenen Beziehungen
4. Berechnung von  $\alpha$  aus der Definition von  $Nu$ :  $\alpha = Nu \cdot \lambda / d$
5. Berechnung von  $\dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot \Delta T$

(Textquelle: VDI-Wärmeatlas)

## Freie Konvektion

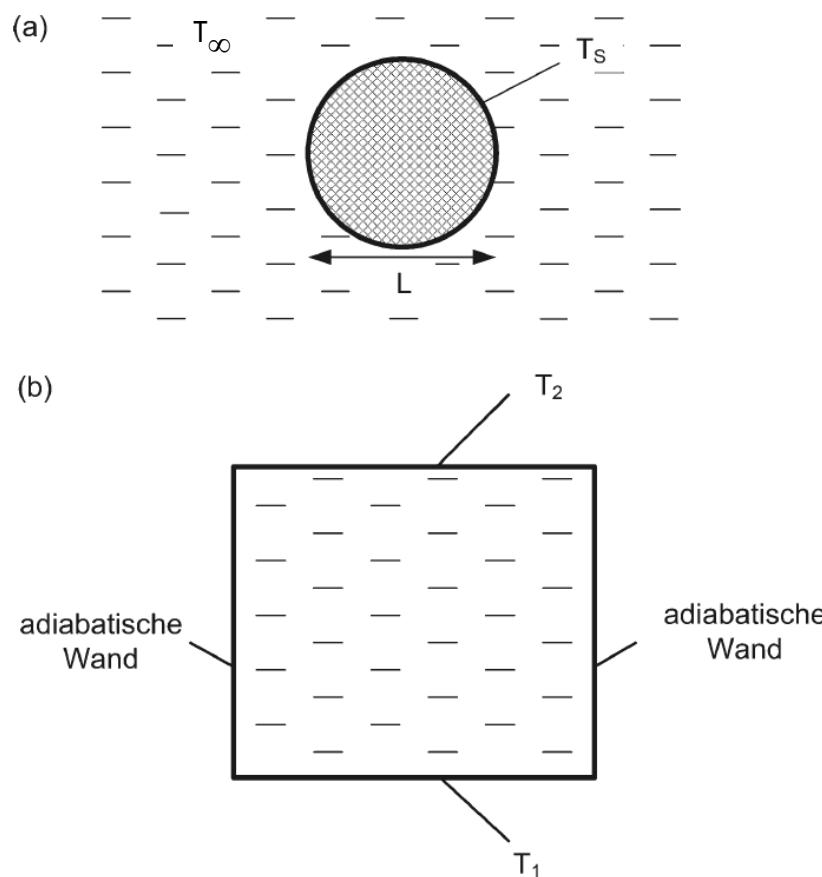
Freie Konvektion tritt bei strömenden Medien (Flüssigkeiten und Gasen) auf. Sie entsteht in Folge einer räumlich inhomogenen DichteVerteilung. Ursache dieser Inhomogenität kann eine ungleichmäßige Temperaturverteilung oder ein Konzentrationsunterschied eines Zusatzstoffes sein.

Man unterscheidet dabei zwischen Außenströmung und Innenströmung. Im Fall der Außenströmung ist der gesamte Wärmestrom von einem erwärmten Körper zum umgebenden Medium zu berechnen. Der Körper soll eine gegebene homogene Oberflächentemperatur  $T_s$  besitzen, während die Temperatur des umgebenden Mediums in großer Entfernung  $T_\infty$  sei. Analog dazu ist bei der Innenströmung der Gesamtwärmestrom zwischen zwei Grenzflächen mit konstanten Oberflächentemperaturen  $T_1$  und  $T_2$  zu bestimmen.

(Textquelle: VDI-Wärmeatlas)

## Freie Konvektion

(Quelle: VDI-Wärmeatlas)



F1. Abb. 1. Darstellung zweier grundlegenden Fallbeispiele der Wärmeübertragung durch freie Konvektion: (a) Außenströmung um eine beheizte Kugel ( $T_s > T_{\infty}$ ), (b) Innenströmung in einem von unten beheizten Behälter ( $T_1 > T_2$ ). Die Erdbeschleunigung ist in beiden Darstellungen nach unten gerichtet.

## Beispiel: Außenströmung an einer vertikalen Fläche

(Quelle: VDI-Wärmeatlas)

### Freie Konvektion:

Der mittlere dimensionslose Wärmeübergangskoeffizient für den laminaren und auch für den turbulenten Strömungsbereich nahe einer vertikalen Wand von  $\text{Ra} = 10^{-1}$  bis  $\text{Ra} = 10^{12}$  wird durch

$$\text{Nu} = \{0,825 + 0,387[\text{Ra} \cdot f_1(\text{Pr})]^{1/6}\}^2$$

beschrieben. Die Funktion  $f_1(\text{Pr})$  berücksichtigt den Einfluss der Prandtl-Zahl im gesamten Bereich  $0,001 < \text{Pr} < \infty$ :

$$f_1(\text{Pr}) = \left[ 1 + \left( \frac{0,492}{\text{Pr}} \right)^{9/16} \right]^{-16/9}$$

## Erzwungene Konvektion bei umströmter Platte:

(Quelle: VDI-Wärmeatlas)

$$\text{Nu}_{\text{erzw}} = \sqrt{\text{Nu}_{\text{erzw, lam}}^2 + \text{Nu}_{\text{erzw, turb}}^2}$$

mit

$$\text{Nu}_{\text{erzw, lam}} = 0,664 \sqrt{\text{Re}} \sqrt[3]{\text{Pr}}$$

und

$$\text{Nu}_{\text{erzw, turb}} = \frac{0,037 \text{ Re}^{0,8} \text{ Pr}}{1 + 2,443 \text{ Re}^{-0,1} (\text{Pr}^{2/3} - 1)}$$

Mischkonvektion:

$$\text{Nu}_{\text{misch}} = \sqrt[3]{\text{Nu}_{\text{erzw}}^3 + \text{Nu}_{\text{frei}}^3}$$

## Wärmestrahlung

- Wärmestrahlung ist elektromagnetische Strahlung eines Körpers
- Sie ist abhängig von der Temperatur und Beschaffenheit der Oberfläche des Körpers
- Strahlungstransport ist NICHT an Materie gebunden
- Strahlung wird von Oberfläche zu Oberfläche abgegeben

## Wärmestrahlung zwischen grauen Oberflächen

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{2-1} = -\dot{Q}_{1-2} = \frac{\sigma \cdot (T_2^4 - T_1^4)}{\frac{1 - \varepsilon_1}{\varepsilon_1 A_1} + \frac{1}{A_1 F_{12}} + \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2 A_2}}$$

Zeichen	Einheit	Bedeutung
$\varepsilon$	-	Emissionsgrad, Emissivität
A	$m^2$	Fläche
T	K	Absolute Temperatur
$\sigma$	$W/(K^4 m^2)$	Stefan-Boltzmann-Konstante [ $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} W/(m^2 K^4)$ ]
$F_{12}$	-	Formfaktor, view factor: gibt an, wie viel jedes Flächenelement der einen Fläche von jedem Flächenelement der anderen Fläche "sieht"

## Sonderfälle

Wärmestrahlung zwischen planparallelen Platten:

$$\frac{\dot{Q}}{A} = \frac{\sigma \cdot (T_2^4 - T_1^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$$

Kleines Objekt, umgeben von großer Hülle:

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot A \cdot \sigma (T_1^4 - T_2^4)$$

Anwendung: Abstrahlung in den Himmel mit  $T_2 = T_{sky}$  (effektive Himmelstemperatur in K)

$$T_{sky} = T_{Luft} \left( 0,8 + \frac{\vartheta_{tau}(\vartheta_{Luft})}{250^\circ C} \right)^{0,25}$$

Wärmeübergangskoeffizient der Strahlung von einer Oberfläche der Temperatur  $T_1$  zu Körpern in einem strahlungsdurchlässigen Gas mit Temperatur  $T_G$ :

$$\alpha_{str} = \frac{C_{12}(T_1^4 - T_G^4)}{T_1 - T_G} = C_{12}(T_1^2 + T_G^2)(T_1 + T_G)$$

$$C_{12} = \frac{\sigma}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1}$$

## Übung 3 Wärmeübertragung: Konvektion und Strahlung

Dateien

*RWT\_Sick\_Übung3.pdf*

Unter einem Wärmeübertrager wird ein kalorisches Apparatur verstanden, bei dem Wärme zwischen zwei Arbeitsmedien, die nicht in unmittelbarem thermischen Kontakt miteinander stehen, sondern durch eine feste Wand getrennt sind, übertragen wird.

Der Wärmedurchgang durch die Trennwand wird durch den Wärmedurchgangskoeffizienten  $k$  zwischen den beiden Medien beschrieben.

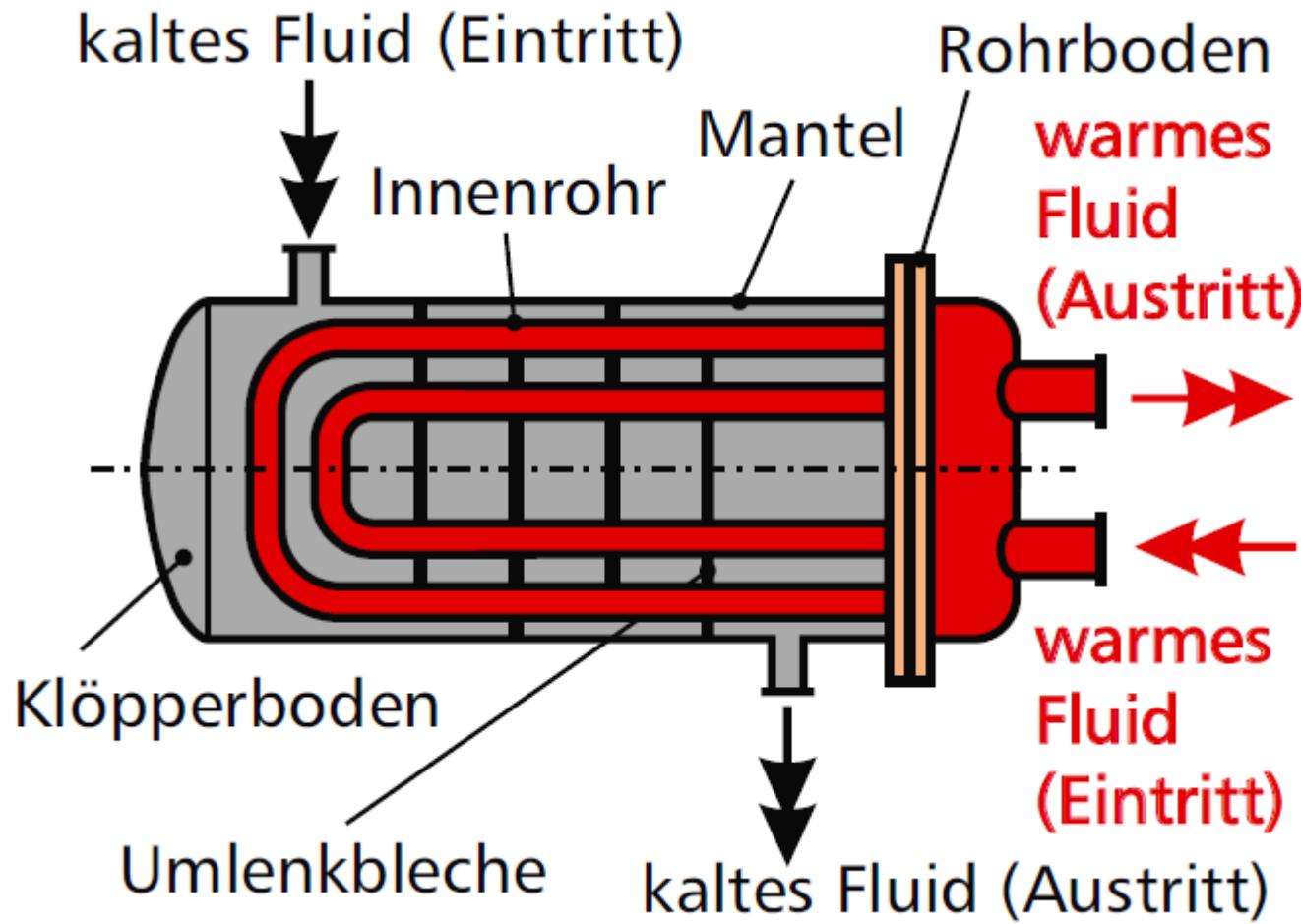
Wärme fließt dabei stets vom wärmeabgebenden Medium (in der Regel mit 1 indiziert) zum wärme-aufnehmenden Medium (in der Regel mit 2 indiziert). Der Eintritt in den Wärmeübertrager wird mit dem Index ', der Austritt mit " gekennzeichnet.

**Rekuperatoren** werden gleichzeitig von zwei durch eine feste Wand getrennten Fluiden stationär durchströmt, d. h. es erfolgt eine kontinuierliche Wärmeübertragung.

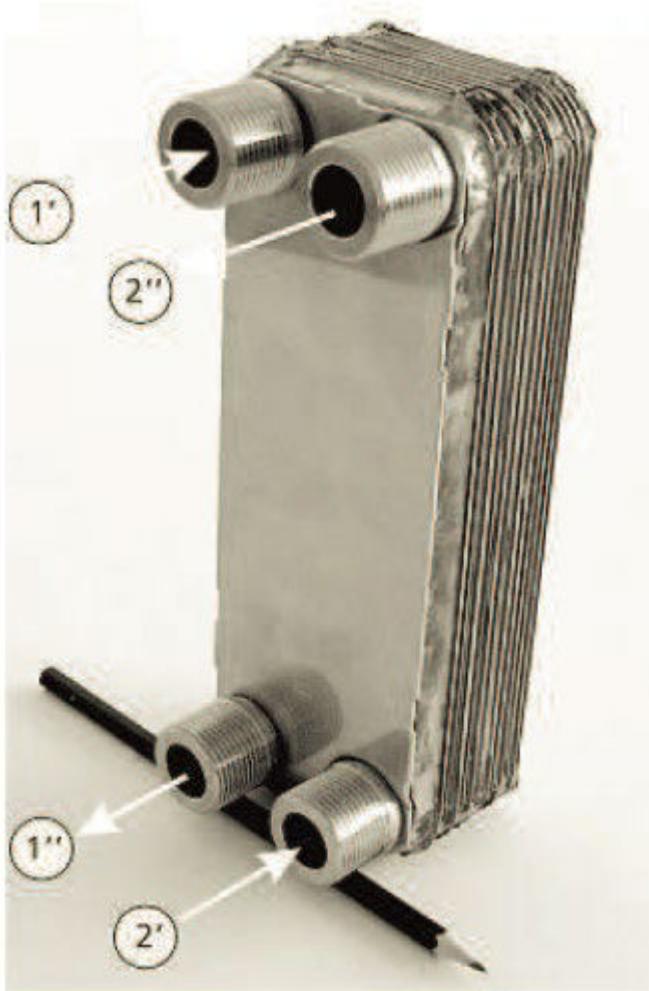
**Regeneratoren** werden diskontinuierlich, durchströmt. Meist ist auch ein Stoffaustausch möglich (z. B. Feuchteaustausch in Klimaanlagen).

## Bauformen von Wärmeübertragern:

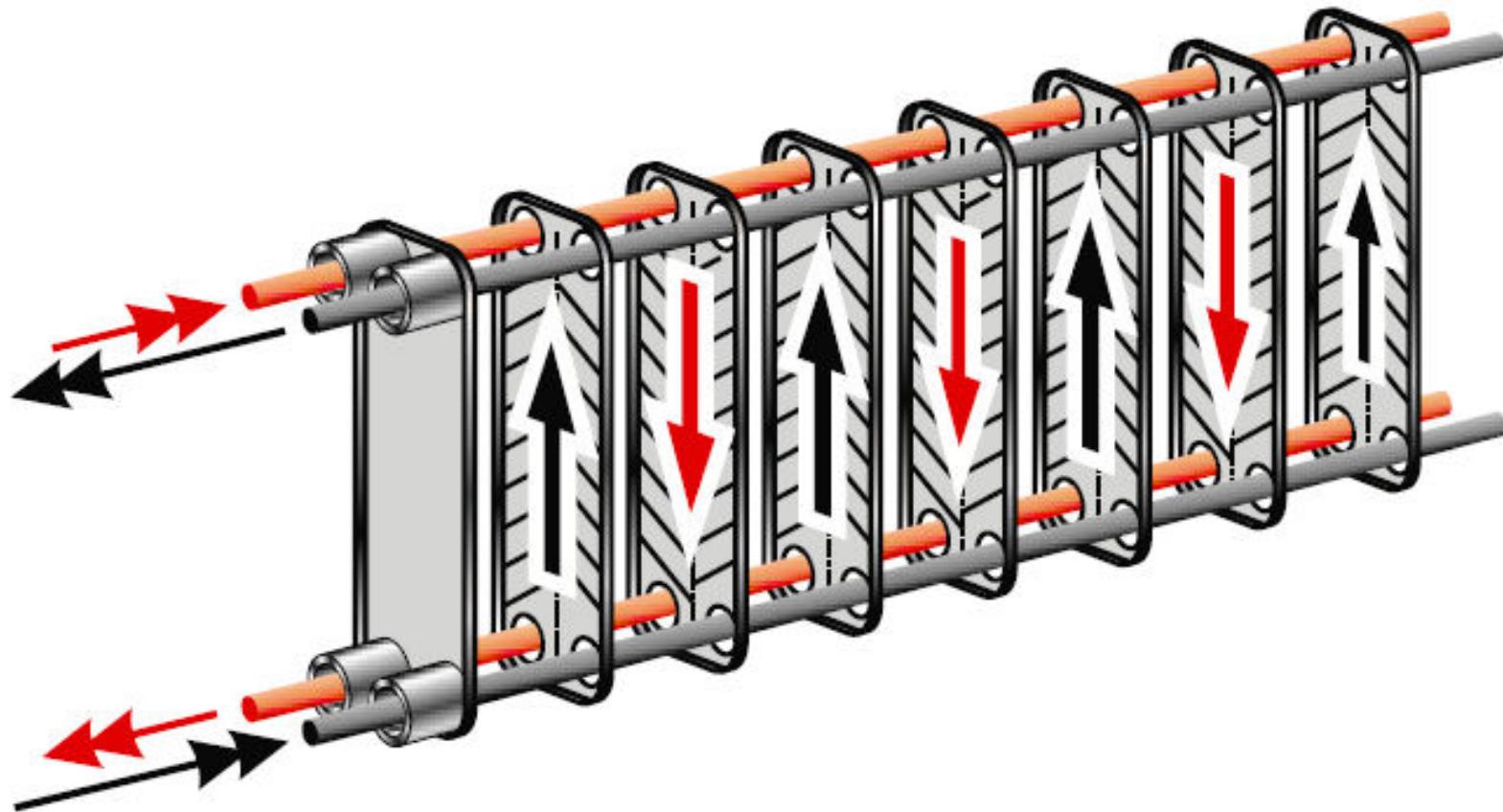
- Rohrbündel-Wärmeübertrager
- Platten-Wärmeübertrager
- Spiral-Wärmeübertrager
- Rotations-Wärmeübertrager
- Schlangen-Wärmeübertrager



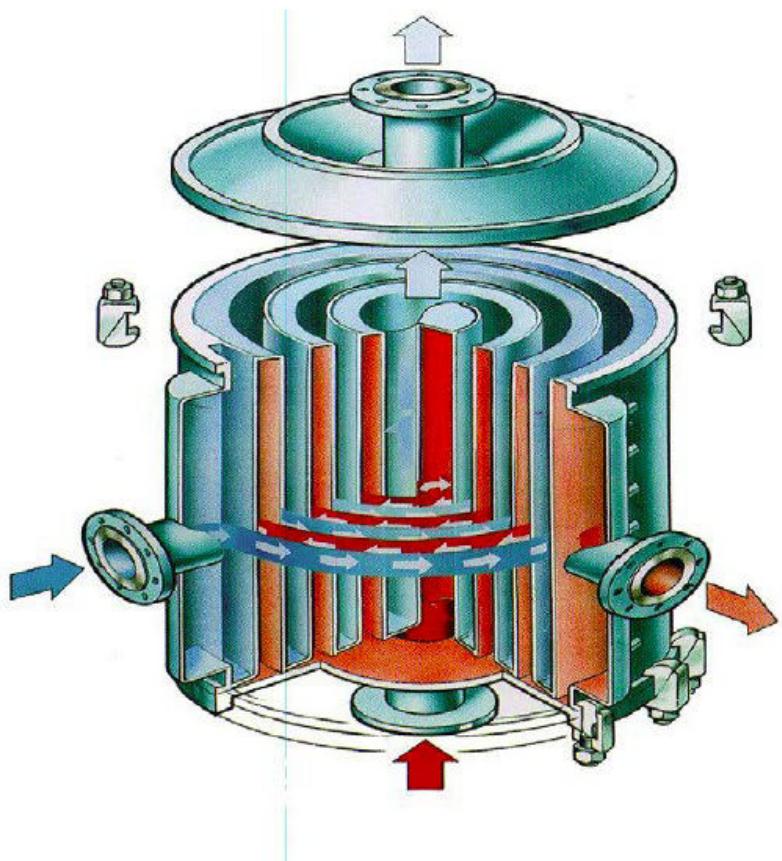
## Rohrbündel-Wärmeübertrager im Schnitt



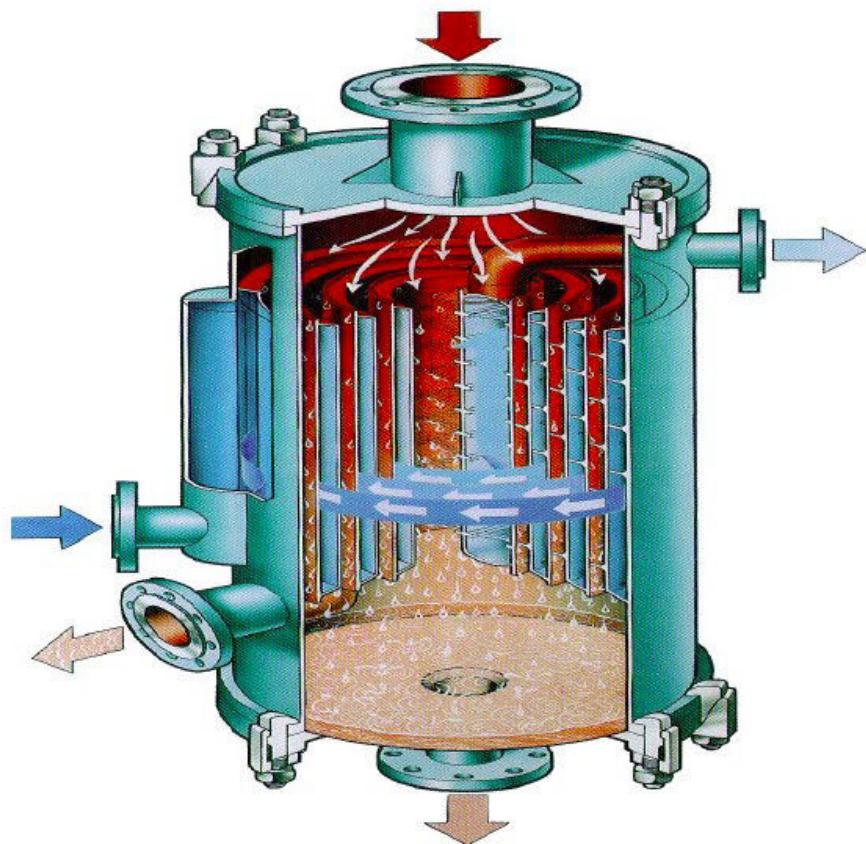
## Platten-Wärmeübertrager



## Platten-Wärmeübertrager



Stromführung: Reiner Gegenstrom  
(Bild: Alfa Laval)



Stromführung: Ein Medium im Kreuzstrom, ein Medium spiralförmig geführt (Bild: Alfa Laval)

## Spiral-Wärmeübertrager



Abbildungen: Hoval



Abbildung: Klingenburg GmbH

## Rotations-Wärmeübertrager

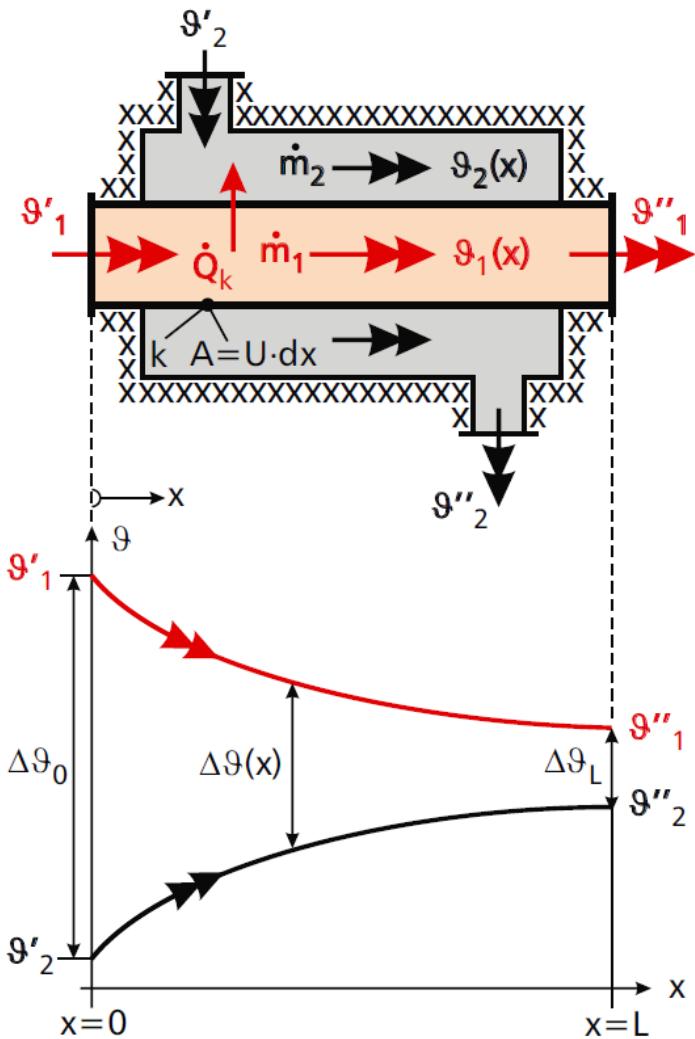


Abbildung: find-clever.de

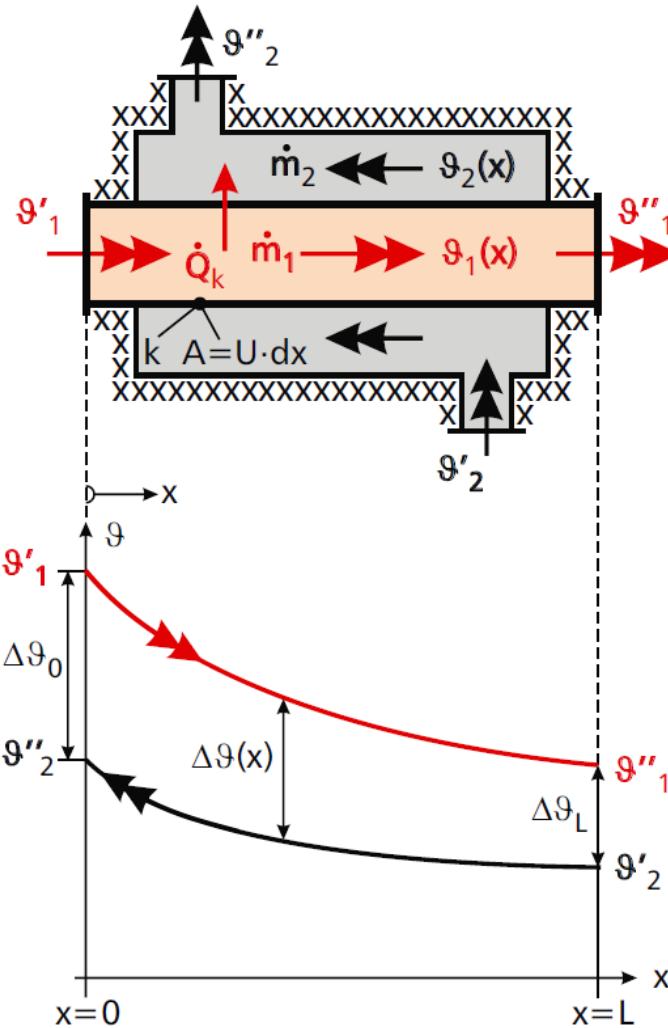


Abbildung: Schmoele

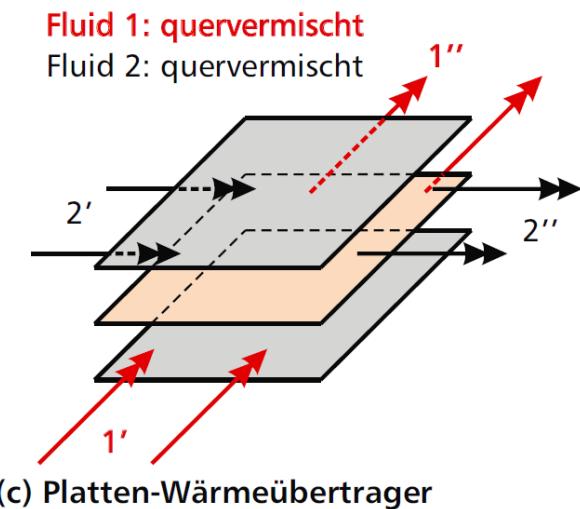
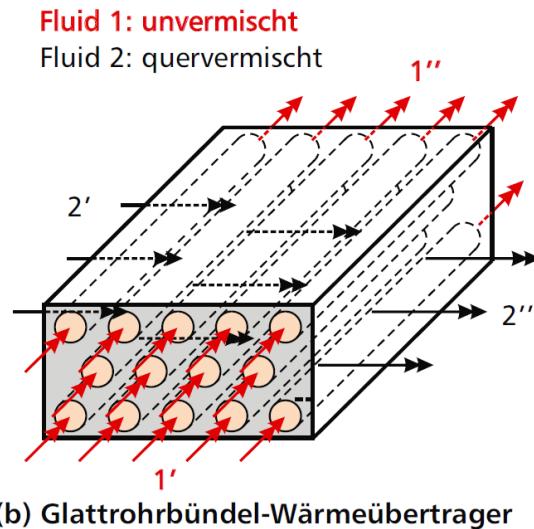
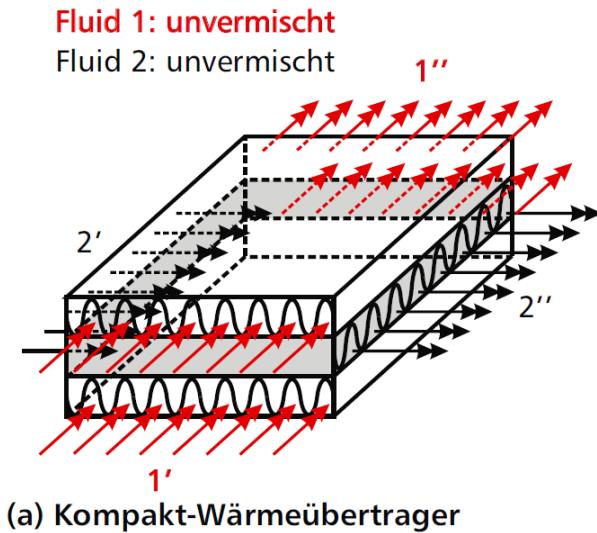
## Schlangen-Wärmeübertrager



Gegenstrom-WÜ



Gleichstrom-WÜ



Kreuzstrom-WÜ:  
unvermischt, ein- und beidseitig quervermischt



Hochschule für Technik  
und Wirtschaft Berlin

Bibliothek

**Suche**   **Merkliste**   **Konto**   **Interne Fernleihe**

**Einfache Suche**   **neue Suche**   **Suchhistorie**   **Suchergebnis**   **Detailanzeige**

Ihre Suchanfrage Freie Suche = Wärmeatlas

## Bibliothekskatalog (1/7)

| « < ≥ » |

### VDI-Wärmeatlas

Volltext



**Titel:** VDI-Wärmeatlas

**Auflage:** 11., bearb. und erw. Aufl.

**Jahr:** 2013

**ISBN:** 978-3-642-19980-6 , 978-3-642-19981-3

**Medienart:** ebook

[in die Merkliste](#)

**Exemplare**

**Wie komme ich an das Medium?**

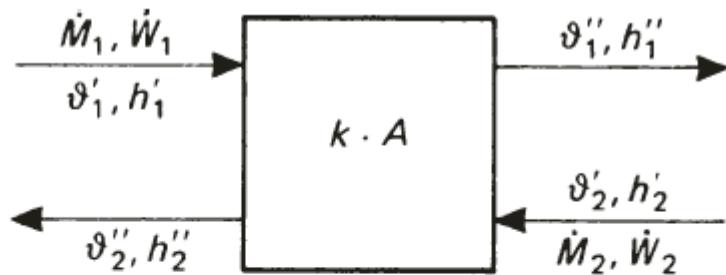
**mehr zum Titel**

**Sprache:** ger

**Titel:** VDI-Wärmeatlas

## Berechnung von Wärmeübertragern:

$$\dot{Q} = kA\Delta\vartheta_m$$



C1. Abb. 1. Schematische Darstellung eines Wärmeübertragers

$\dot{M}_1, \dot{M}_2$  Massenstrom

$\dot{W}_1, \dot{W}_2$  Wärmekapazitätsstrom

$h_1, h_2$  spezifische Enthalpie

$\vartheta_1, \vartheta_2$  Temperatur

## Berechnung von Wärmeübertragern:

$$\dot{Q} = kA\Delta\vartheta_m = \dot{W}_1(\vartheta'_1 - \vartheta''_1) = \dot{W}_2(\vartheta''_2 - \vartheta'_2)_{\text{tsströmen}}$$

$$\dot{W}_i = \frac{\dot{M}_i(h'_i - h''_i)}{\vartheta'_i - \vartheta''_i} = \dot{M}_i c_{pm,i} (i = 1,2)$$

Number of Transfer Units NTU:

$$\begin{aligned}\text{NTU}_1 &= \frac{kA}{\dot{W}_1} \\ \text{NTU}_2 &= \frac{kA}{\dot{W}_2}\end{aligned}$$

oder: dimensionsloser Wärmekapazitätsstrom

oder: dimensionslose Übertragungsfläche

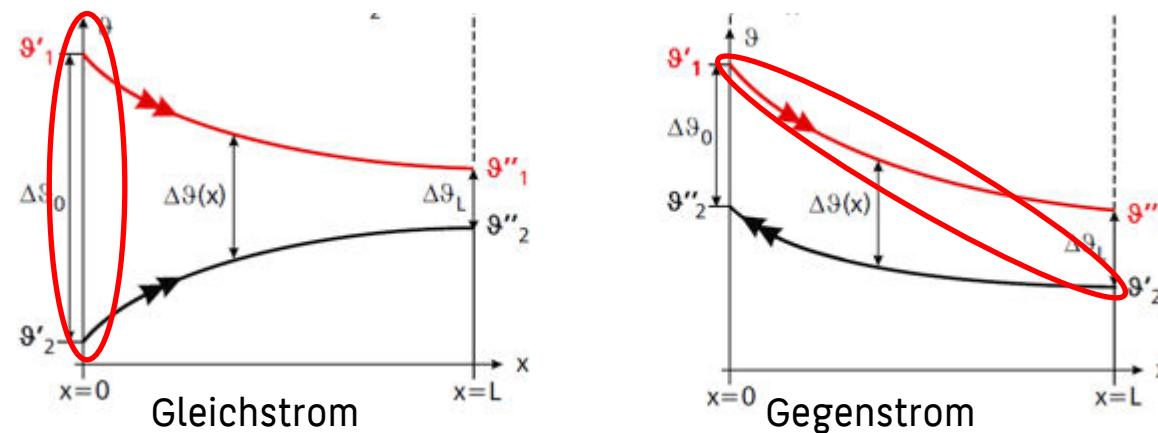
oder: dimensionslose Verweilzeit.

Anschaulich: Verhältnis der Wärmeübertragung zur vorhandenen Kapazität des Stroms. Bei großen NTU wird die vorhandene Wärmemenge eines Stroms schnell übertragen.

Dimensionslose Temperaturänderungen oder Wirkungsgrade  $P_1$  bzw.  $P_2$  durch Normierung der Temperaturänderung des Wärmestroms auf die größte Temperaturdifferenz:

$$P_1 = \frac{\vartheta'_1 - \vartheta''_1}{\vartheta'_1 - \vartheta'_2} \quad P_2 = \frac{\vartheta''_2 - \vartheta'_2}{\vartheta'_1 - \vartheta'_2} \quad \Theta = \frac{\Delta\vartheta_m}{\vartheta'_1 - \vartheta'_2}$$

$P_i$  wird auch als Betriebscharakteristik bezeichnet.



## Wärmekapazitätsstromverhältnisse und andere dimensionslose Kennzahlen

$$R_1 = \frac{\dot{W}_1}{\dot{W}_2} \quad R_2 = \frac{\dot{W}_2}{\dot{W}_1} = \frac{1}{R_1} \quad \frac{P_1}{P_2} = \frac{NTU_1}{NTU_2} = \frac{1}{R_1} = R_2 \quad \Theta = \frac{P_1}{NTU_1} = \frac{P_2}{NTU_2}$$

Für reinen Gegenstrom lässt sich  $P_i$  wie folgt berechnen:

$$P_i = \frac{1 - e^{[(R_i - 1) \cdot NTU_i]}}{1 - R_i \cdot e^{[(R_i - 1) \cdot NTU_i]}}$$

bzw. für  $R_i = 1$ :

$$P_i = \frac{NTU_i}{1 + NTU_i}$$

Korrekturfaktor  $F$  bei Abweichung vom Gegenstrom:

$$P_i = \frac{1 - e^{[(R_i - 1) \cdot NTU_i \cdot F]}}{1 - R_i \cdot e^{[(R_i - 1) \cdot NTU_i \cdot F]}}$$

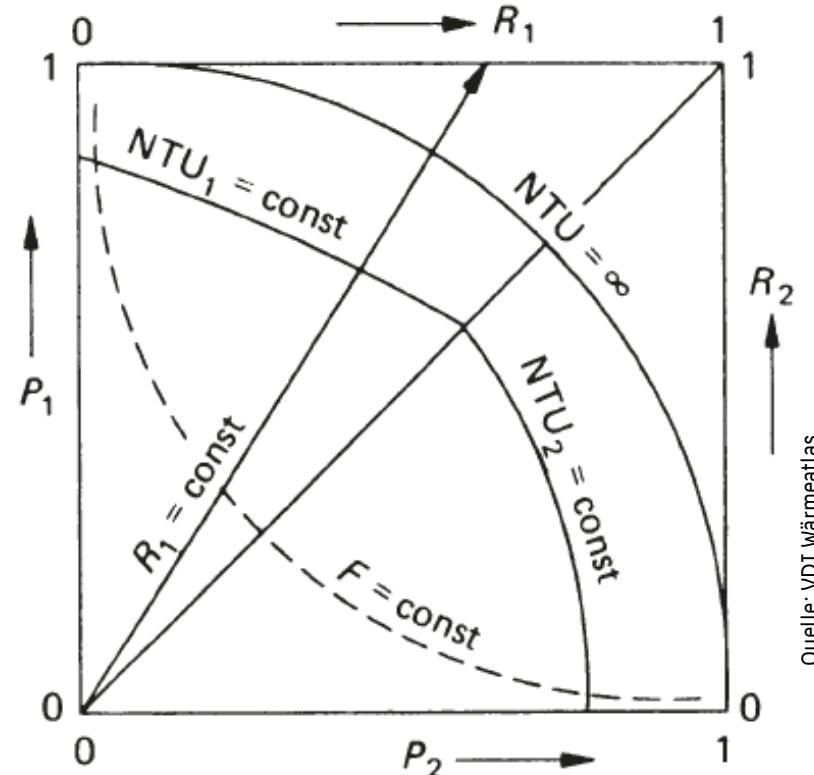
bzw.  $P_i = \frac{NTU_i \cdot F}{1 + NTU_i \cdot F}$

## Diagrammverfahren nach VDI-Wärmeatlas

Aus Diagrammen lassen sich mit Hilfe der dimensionslosen Temperaturen  $P_1$  und  $P_2$  die Kenngrößen  $NTU_1$  und  $NTU_2$  bestimmen.

Daraus kann die dimensionslose Temperaturdifferenz  $\Theta$  ermittelt und die mittlere Temperaturdifferenz  $\Delta\vartheta_m$  berechnet werden. Auf den Koordinatenachsen sind die dimensionslosen Temperaturdifferenzen  $P_1$  und  $P_2$  der Stoffströme 1 und 2 aufgetragen. Am Randmaßstab oben ist das Verhältnis des Wärmekapazitätsstromes  $R_1$  eingezeichnet, rechts das Verhältnis des Wärmekapazitätsstromes  $R_2$ . Kurvenscharen für  $NTU = \text{konst.}$  und für den Korrekturfaktor  $F$ :

(Index G für reinen Gegenstrom-WÜ)



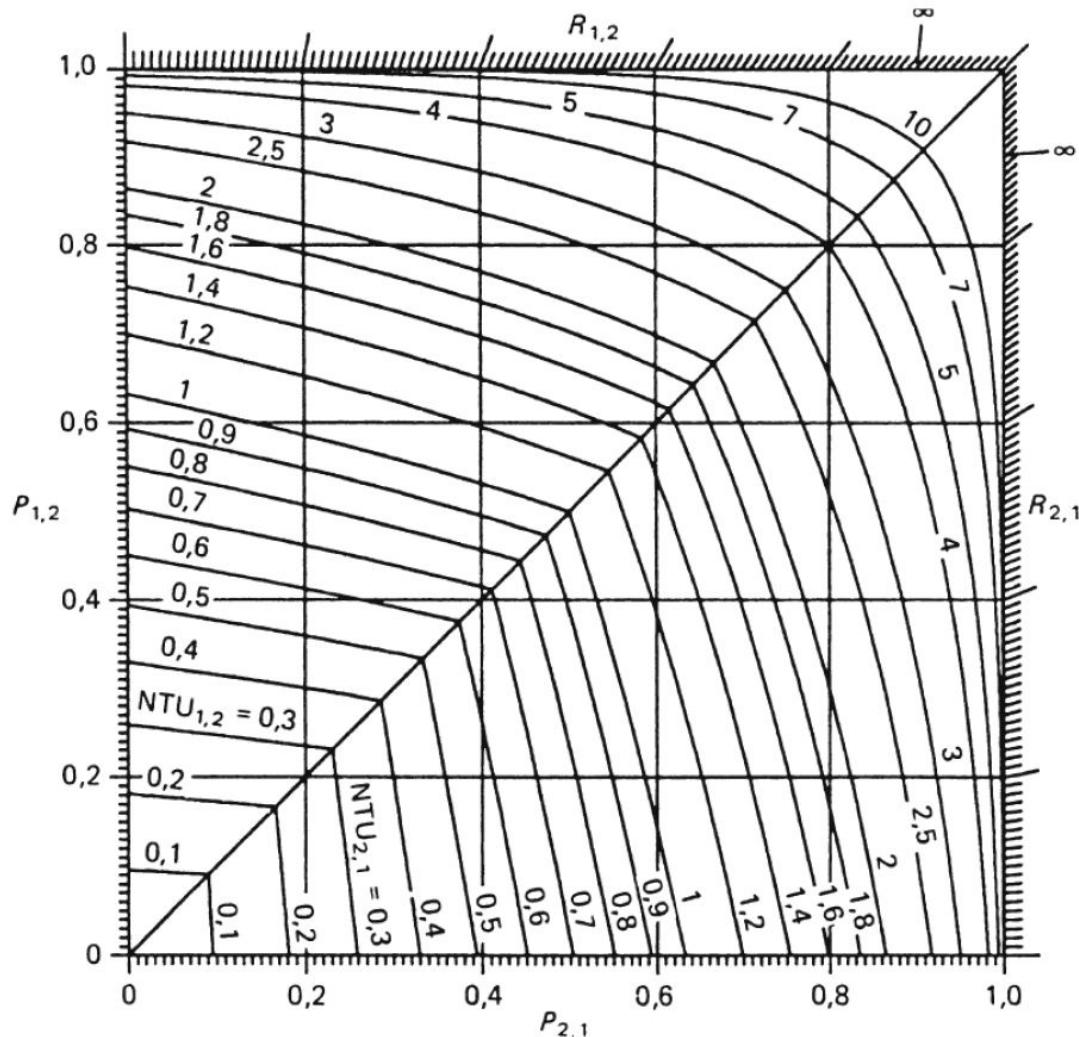
Schematische Darstellung des Diagramms

$$F = \frac{\Theta}{\Theta_G} = \frac{NTU_{iG}}{NTU_i} \quad (i = 1,2)$$

z. B. gegeben:

- Vor- und Rücklauftemperaturen (Soll) und beide Massenströme, also P und R  
Daraus lässt sich mit Hilfe des Diagramms NTU bestimmen und damit  $kA$
- $kA$  und die Massenströme sind bekannt, daraus ergibt sich mit dem Diagramm die Betriebscharakteristik

## Beispiel (reiner Gegenstrom-WÜ)

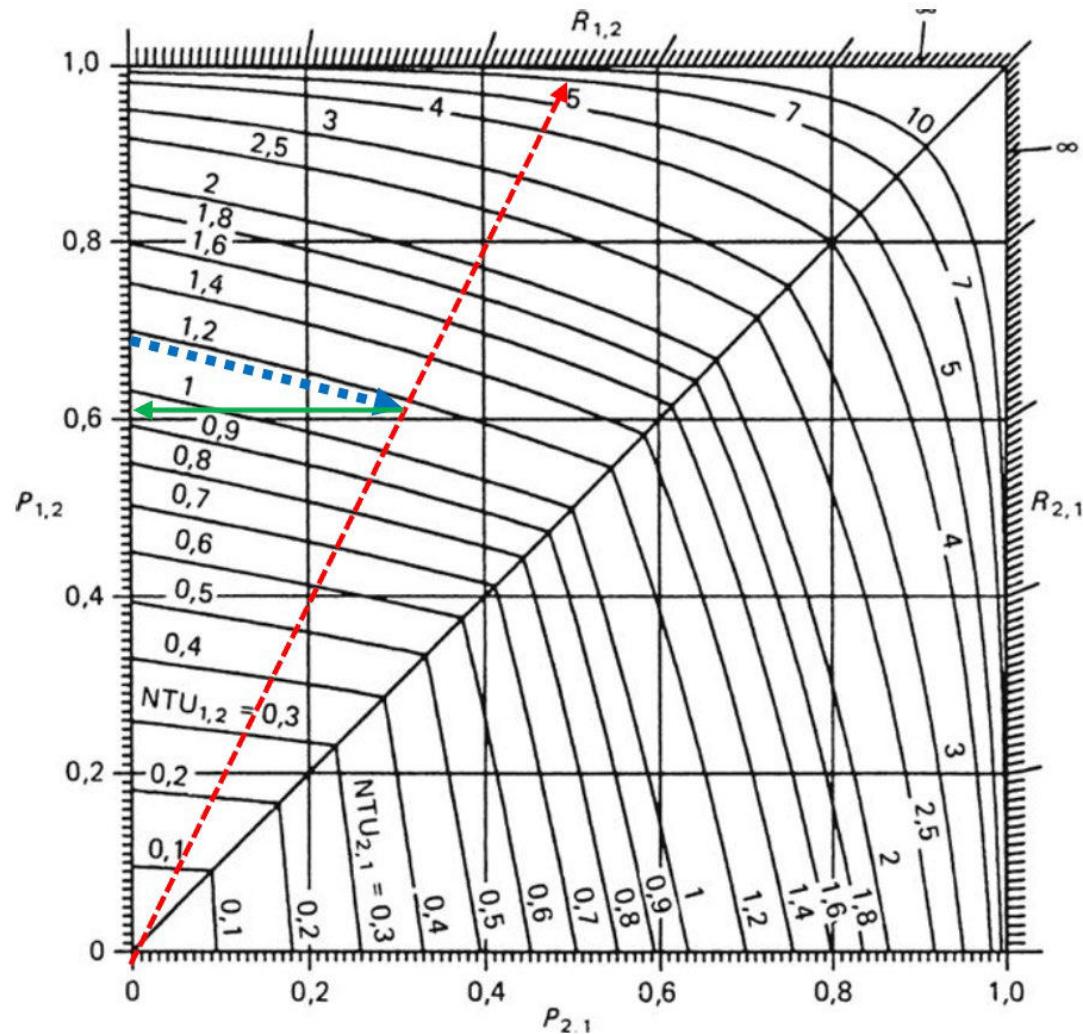


gegeben:

- $NTU_1 = 1,2$
- $R_1 = 0,5$

gesucht:  $P_1$

## Beispiel (reiner Gegenstrom-WÜ)

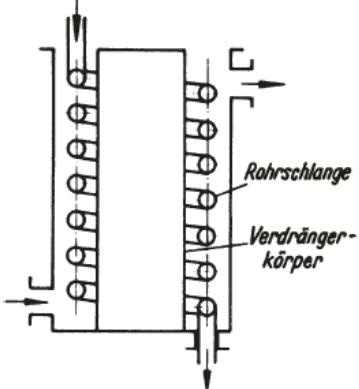
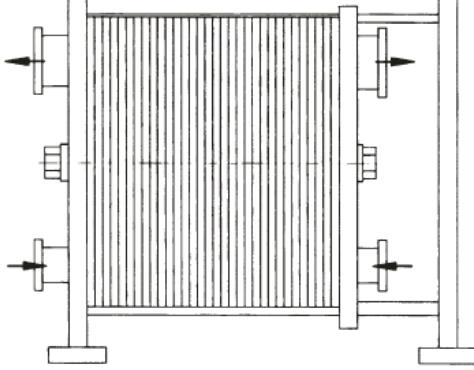


$$P_1 = 0,62$$

Ergebnis mit  
Gleichung?

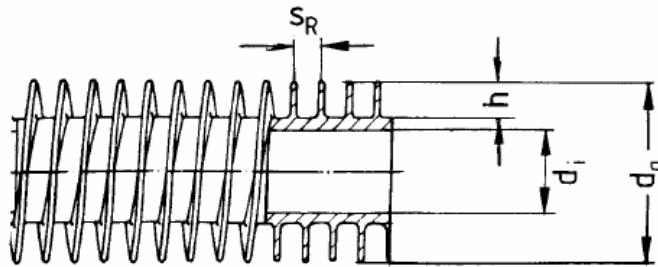
(anschl. Übung 4)

Erfahrungswerte für k-Werte z. B. im VDI-Wärmeatlas (in  $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ ):

<b>Schlangenkühler</b>	
	Kühlwasser oder Sole außerhalb und Gas ( $\approx 1$ bar) innerhalb der Rohrschlange 20 bis 60
	Kühlwasser außerhalb und Gas, Hochdruck (200 bis 300 bar) innerhalb der Rohrschlange 150 bis 500
	Kühlwasser oder Sole außerhalb und Flüssigkeit innerhalb der Rohrschlange 200 bis 700
	Kühlwasser oder Sole außerhalb und kondensierender Dampf innerhalb der Rohrschlange 350 bis 900
<b>Platten-Wärmeübertrager</b>	
	ebene Kanäle, Gas an Wasser 20 bis 60
	ebene Kanäle, Flüssigkeit an Wasser 350 bis 1200
	Profilplatten, Flüssigkeit an Flüssigkeit 1000 bis 4000

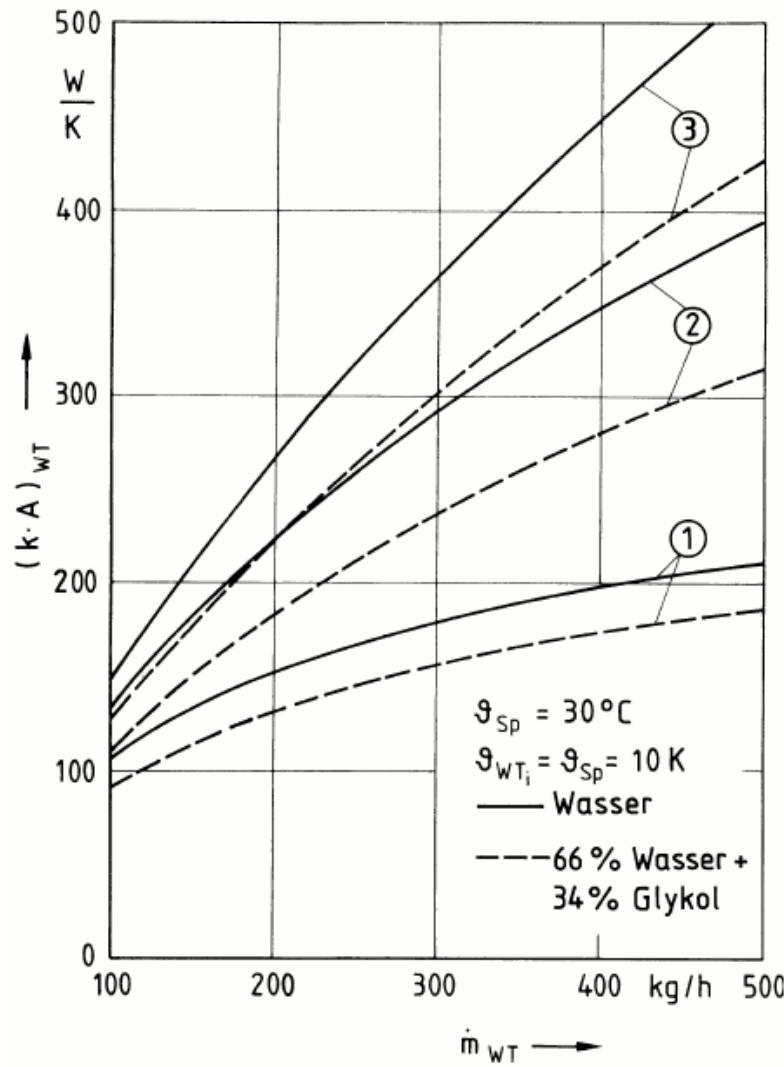
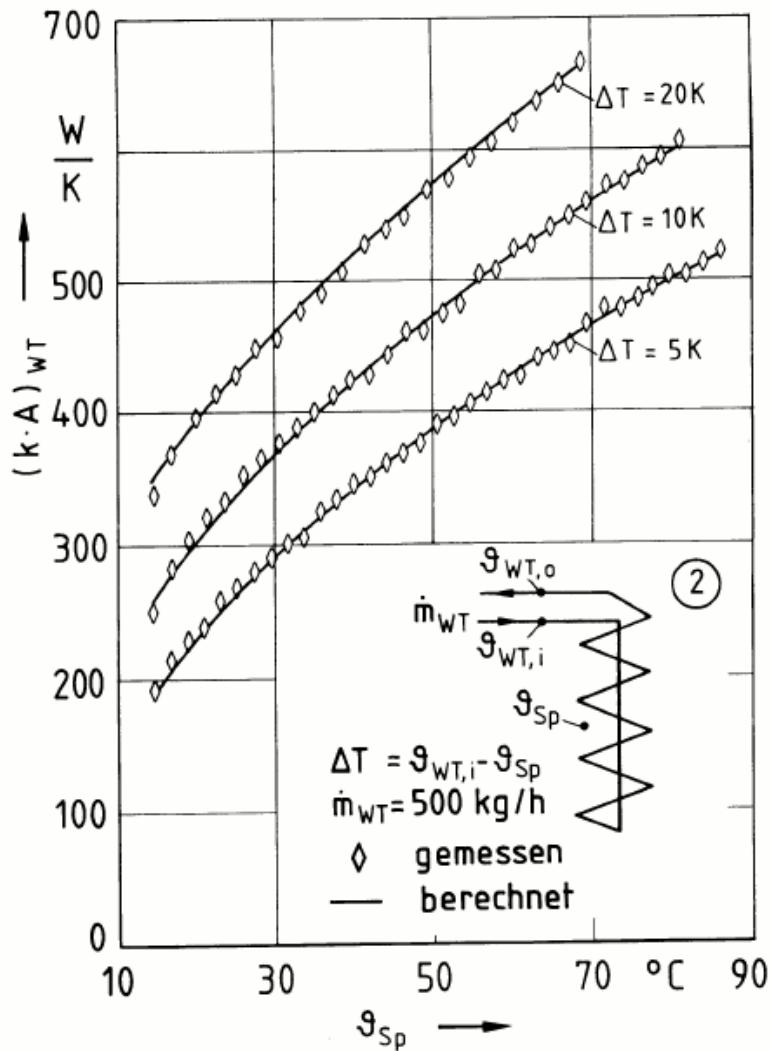
Quelle: VDI Wärmeatlas

Andere Quellen, meist Messwerte



Wärmetauscher	1	2	3
Rohrtyp	glatt	berippt	berippt
Außenfläche [m <sup>2</sup> ]	0,283	1,224	2,532
Innenfläche [m <sup>2</sup> ]	0,245	0,237	0,2450
Rohrdurchmesser [mm]			
-innen	d <sub>i</sub>	13	12,5
-außen (incl. Rippen)	d <sub>a</sub>	15	21,5
Rippenabstand [mm]	s <sub>R</sub>	-	1,9
Rippenhöhe	h [mm]	-	3,5

Andere Quellen, meist Messwerte



Quelle: Harald Drück, Uni Stuttgart, ITW, Manuskript zur Vorlesung Solarthermie I, SoSe 2012

## Erläuterungen:

$kA$  abhängig von

- Geometrie
- Massenstrom
- Speichertemperatur
- Physikalische Fluid-Eigenschaften

$kA$  nimmt mit  $\delta_{sp}$  zu, weil

- Viskosität abnimmt
  - Wärmeleitfähigkeit zunimmt
- WÜK steigen

Analyse:

- $kA$  steigt mit Massenstrom, insbesondere bei Rippenrohren
- bei kleinen Massenströmen nur kleine Unterschiede
- Einfluss Massenstrom und Medium beim Glattrohr am kleinsten

Hinweis: Solar-Wärmeübertrager erfordern ca. 30 ... 40 W/K/m<sup>2</sup>

## Stoffwerte z. B. aus VDI-Wärmeatlas Teil D:

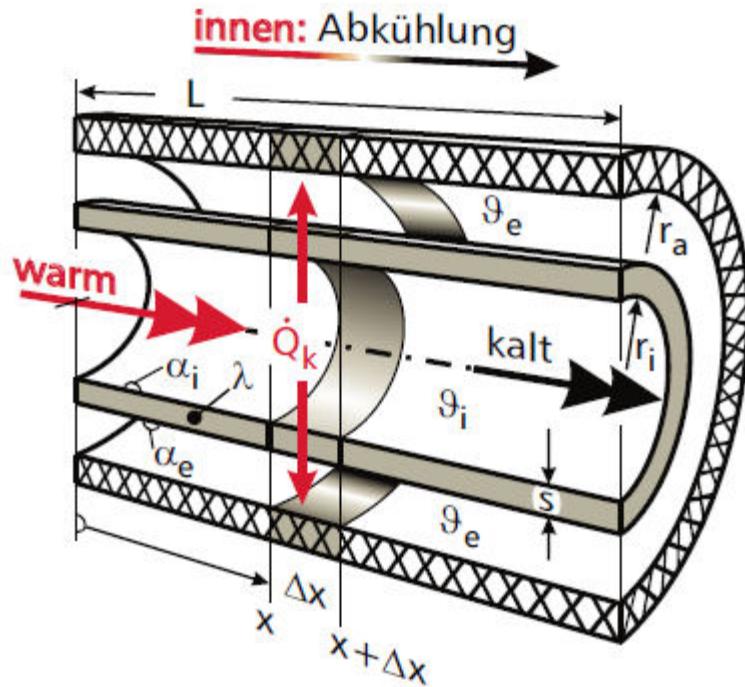
D4.2. Tabelle 5c. Wässrige Lösung organischer Stoffe (Fortsetzung)

Gelöster Stoff und Volumen-anteil %	Frostsicher-heitsgrenze °C	Temperatur °C	Dichte kg/m <sup>3</sup>	Spezifische Wärmekap. kJ/kg K	Wärmeleit-fähigkeit W/m K	Dynam. Viskosität 10 <sup>-3</sup> Ns/m <sup>2</sup>	Kinemat. Viskosität 10 <sup>-6</sup> m <sup>2</sup> /s	Temperatur-leitfähigkeit 10 <sup>-8</sup> m <sup>2</sup> /s	Prandtl-Zahl	Dampf-druck mbar
Monoethy-lenglykol <sup>a</sup> C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> (OH) <sub>2</sub> [8, 10] 20	-10	-10	1038	3,85	0,498	5,19	5	12,5	40,1	180
		0	1036	3,87	0,502	3,11	3	12,5	23,98	430
		20	1030	3,90	0,512	1,65	1,6	12,7	12,6	850
		40	1022	3,93	0,521	1,02	1,0	13,0	7,69	
		60	1014	3,96	0,531	0,71	0,7	13,2	5,29	
		80	1006	3,99	0,540	0,52	0,52	13,4	3,86	
		100	997	4,02	0,550	0,41	0,41	13,7	2,99	
34	-20	-20	1069	3,51	0,462	11,76	11	12,3	89,3	150
		0	1063	3,56	0,466	4,89	4,6	12,3	37,4	380
		20	1055	3,62	0,470	2,32	2,2	12,3	17,9	800
		40	1044	3,68	0,473	1,57	1,5	12,3	12,2	
		60	1033	3,73	0,475	1,01	0,98	12,3	7,93	
		80	1022	3,78	0,478	0,69	0,68	12,4	5,50	
		100	1010	3,84	0,480	0,51	0,51	12,4	4,12	
52	-40	-40	1108	3,04	0,416	110,80	100	12,35	810	130
		-20	1100	3,11	0,409	27,50	25	12,0	290	330
		0	1092	3,19	0,405	10,37	9,5	11,6	81,7	660
		20	1082	3,26	0,402	4,87	4,5	11,4	39,5	
		40	1069	3,34	0,398	2,57	2,4	11,1	21,6	
		60	1057	3,41	0,394	1,59	1,5	10,9	13,8	
		80	1045	3,49	0,390	1,05	1,0	10,7	9,4	
		100	1032	3,56	0,385	0,72	0,7	10,5	6,68	

Flüssigkeits-durchströmte Rohrleitungen in konstanter Umgebungstemperatur:

Temperatur am Rohrende:

$$\vartheta_{iL} = \vartheta_e + (\vartheta_{i0} - \vartheta_e) \cdot \exp(-NTU)$$



Insgesamt übertragener  
Wärmestrom:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (\vartheta_{iL} - \vartheta_{i0}) = \dot{m} \cdot c_p \cdot (\theta_L - \theta_0)$$

$$[\theta = \vartheta_i(x) - \vartheta_e]$$

Für NTU benötigt man  $A_i$  (Geometrie)  
und  $k$  in  $W/(m^2K)$  bzw.  $k^*$  in  $W/(mK)$ :

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{r_i}{\lambda} \cdot \ln\left(\frac{r_e}{r_i}\right) + \frac{r_i}{r_e \cdot \alpha_e}} \quad k^* = k \cdot 2\pi \cdot r_i$$

Alle Temperaturen in °C

Quelle: Marek, Nitsche: Praxis der Wärmeübertragung

Vollständig ausgebildete Laminarströmung ( $d \ll l$ ) bei konstanter Wandtemperatur:

$$Nu = 3,6568$$

Voll ausgebildete turbulente Strömung:

$$Nu_{m,T} = \frac{(\xi/8) \operatorname{Re} \operatorname{Pr}}{1 + 12,7 \sqrt{\xi/8} (\operatorname{Pr}^{2/3} - 1)} \left[ 1 + \left( \frac{d_i}{l} \right)^{2/3} \right]$$

mit

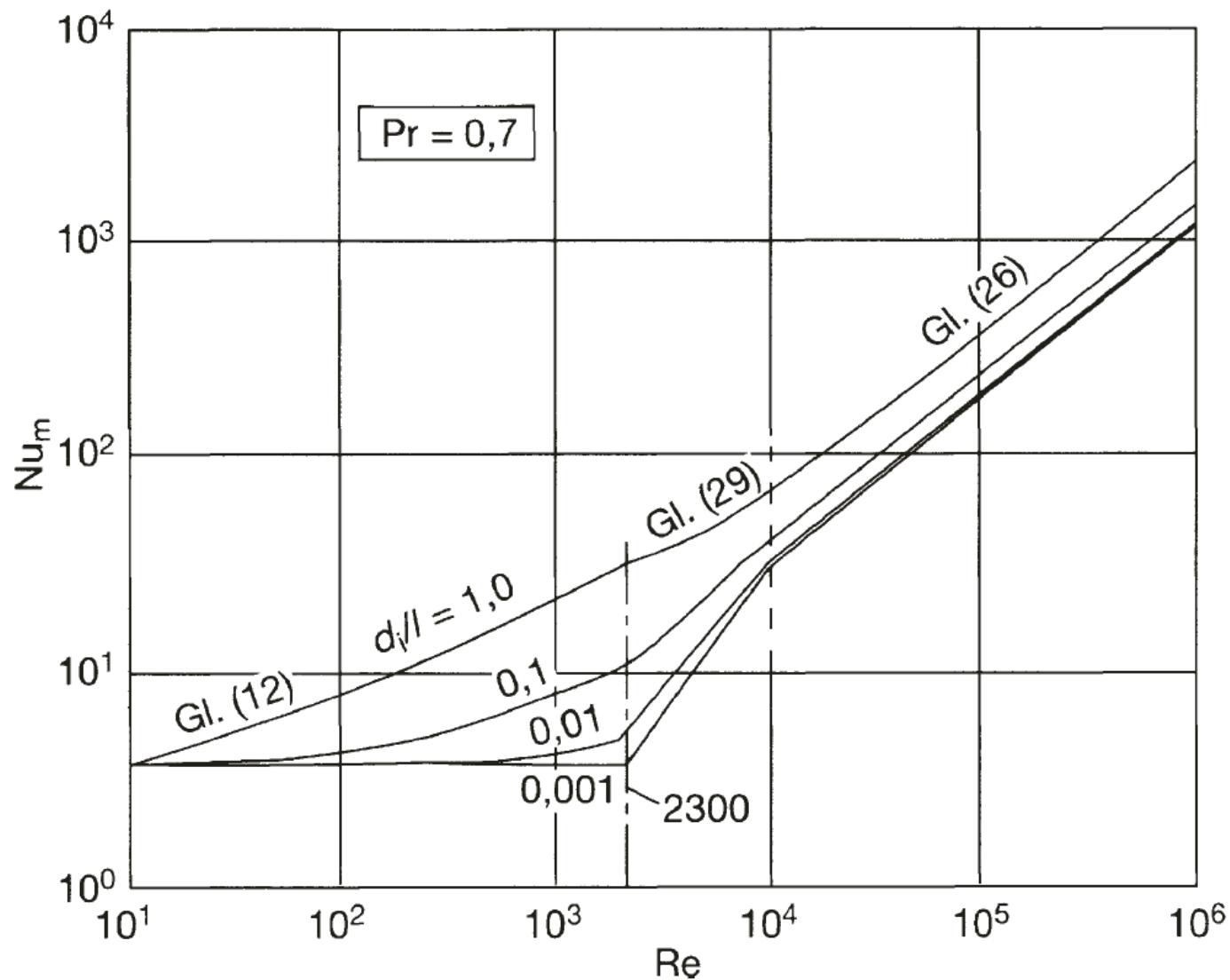
$$\xi = (1,8 \log_{10} \operatorname{Re} - 1,5)^{-2}.$$

$d_i$  ist die charakteristische Abmessung.

Im Übergangsbereich wird linear interpoliert:

$$Nu = (1 - \gamma) \cdot Nu_{lam, Re=2300} + \gamma \cdot Nu_{turb, Re=10^4} \quad \text{mit } \gamma = \frac{Re - 2300}{10^4 - 2300}$$

Für  $\text{Pr} = 0,7$ :



## Übung 5 Wärmeübertragung: Erzwungene Konvektion

Dateien

*RWT\_Sick\_Übung5.pdf*

Heizflächen übertragen Wärme an den Raum durch Konvektion (Lufterwärmung) und Strahlung (Umschließungsflächenerwärmung).

Je nach Anteil von Strahlung und Konvektion unterschiedliche Abhängigkeit der Leistung von der Heizkörpertemperatur, ausgedrückt durch den Heizkörperexponenten  $n$ .

hoher Strahlungsanteil:  $n = 1,1$

Konvektoren:  $n = 1,4$

Die Leistungsbemessung der Heizflächen erfolgt über die Berechnung der Normheizlast gemäß DIN EN 12831 (siehe Bibliothek). Berücksichtigt nur Transmissions- und Lüftungswärmeverluste und eine zusätzliche Aufheizleistung des beheizten Raumes zum Ausgleich der Auswirkung durch unterbrochenes Heizen. Diskussion:

- Keine Berücksichtigung interner und solarer Gewinne.
- zus. Aufheizleistung durch geeignete Betriebszeitensteuerung vermeidbar
- Leistungen erfahrungsgemäß zu hoch

Alternativ: Bemessung über dynamische Gebäudesimulation

Bauformen:

- Flachheizkörper (Plattenheizkörper),
- Gliederheizkörper (Stahl- und Gussradiatoren),
- Röhrenradiatoren (incl. Handtuchheizkörper),
- Rohr- und Rippenrohrheizkörper,
- Konvektoren
- sowie Sonderbauformen

Heizkörpernormleistungen werden für die Temperaturpaarung 75/65/20°C angegeben, d. h. bei  $t_V = 75^\circ\text{C}$  (Vorlauf),  $t_R = 65^\circ\text{C}$  (Rücklauf) und  $t_L = 20^\circ\text{C}$  (Raumluft). Umrechnung:

$$\dot{Q}_{Betrieb} = \dot{Q}_{Norm} \cdot \left[ \frac{\frac{t_{V,Betrieb} - t_{R,Betrieb}}{ln\left(\frac{t_{V,Betrieb} - t_{L,Betrieb}}{t_{R,Betrieb} - t_{L,Betrieb}}\right)}}{\frac{75^\circ\text{C} - 65^\circ\text{C}}{ln\left(\frac{75^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}}{65^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}}\right)}} \right]^n = \dot{Q}_{Norm} \cdot \left[ \frac{\Delta t_{ln,Betrieb}}{49,8 \text{ K}} \right]^n$$

$\Delta t_{ln}$  ... log. Übertemperatur des Heizkörpers:

- unter Normbedingungen: 49,8 K  
→ mittlere Heizkörpertemperatur:  $20^{\circ}\text{C} + 49,8 \text{ K} = 69,8^{\circ}\text{C}$   
(die arithmetische mittl. Heizkörpertemperatur wäre hier  $70^{\circ}\text{C}$ )

$n$  beschreibt den nicht linearen Zusammenhang zwischen Leistungsabgabe und mittl. Übertemperatur:

- Fußbodenheizung                     $n = 1,1$
- Plattenheizkörper                   $n = 1,20 \dots 1,30$
- Rohre, Rippenrohre                 $n = 1,25$
- Radiatoren                          $n = 1,3$
- Konvektoren                         $n = 1,25 \dots 1,45$

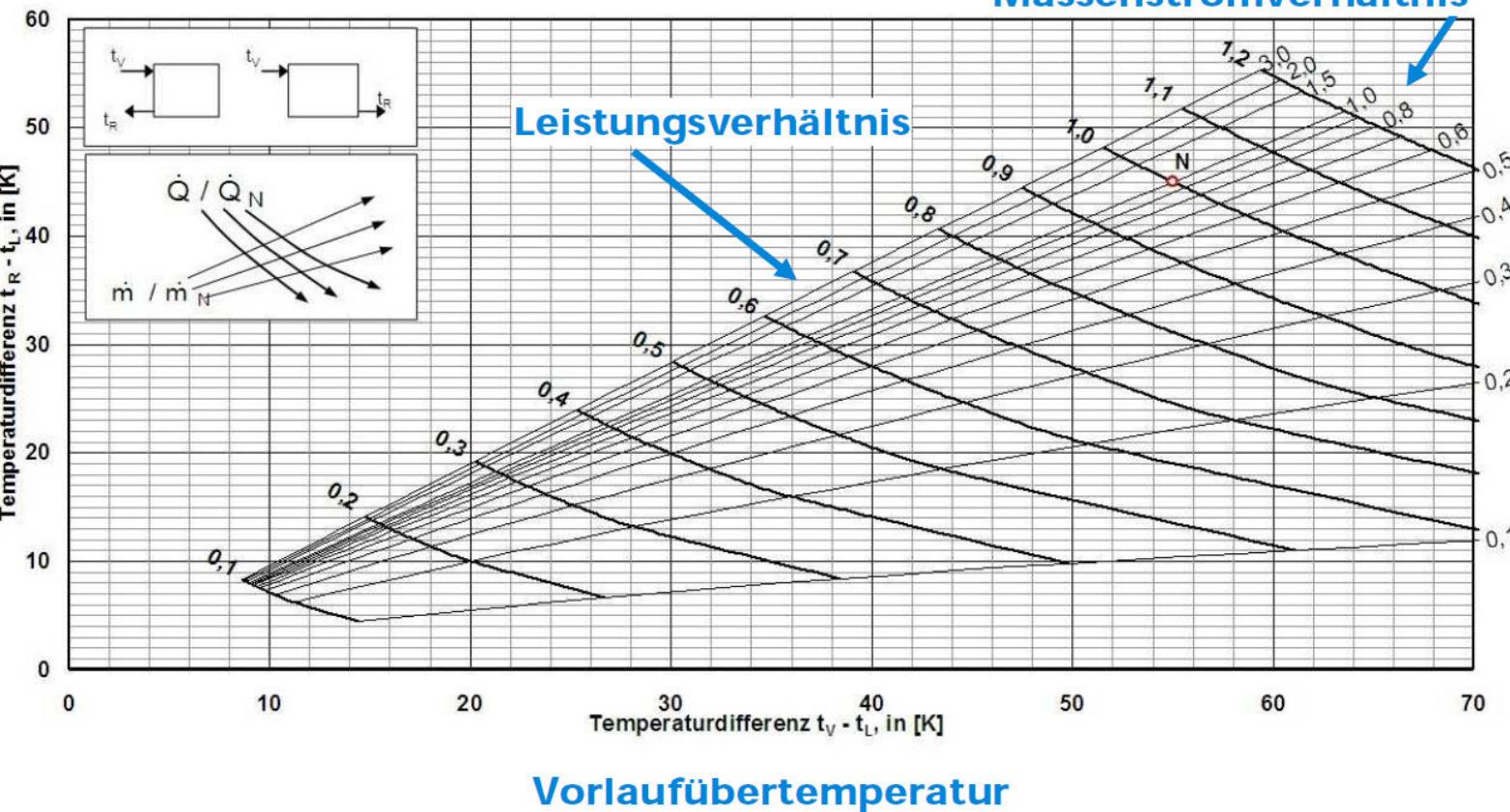
## Heizkörperdiagramm

Auslegungsdiagramm  
für Heizkörper

$\dot{Q} / \dot{Q}_N$  ————— (dicke Linie)  
 $\dot{m} / \dot{m}_N$  ————— (dünne Linie)

Heizkörperexponent n: 1,3  
Normauslegung: 75 / 65 / 20 °C

Rücklaufübertemperatur

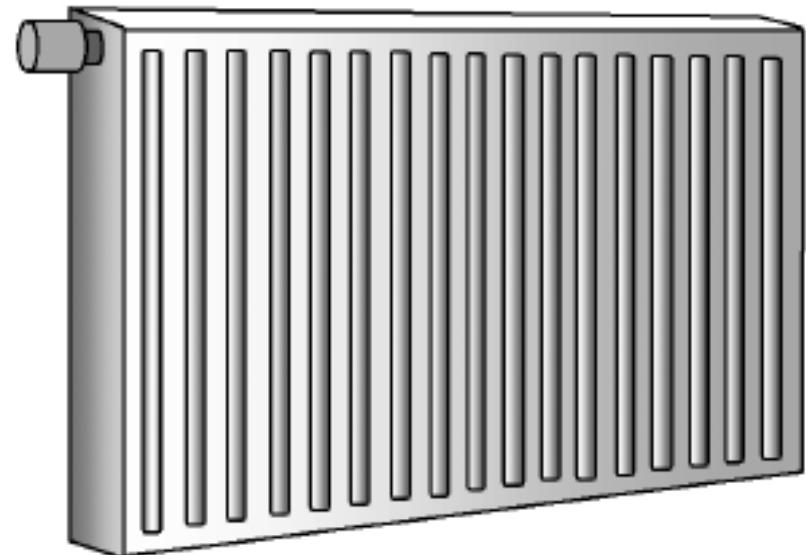
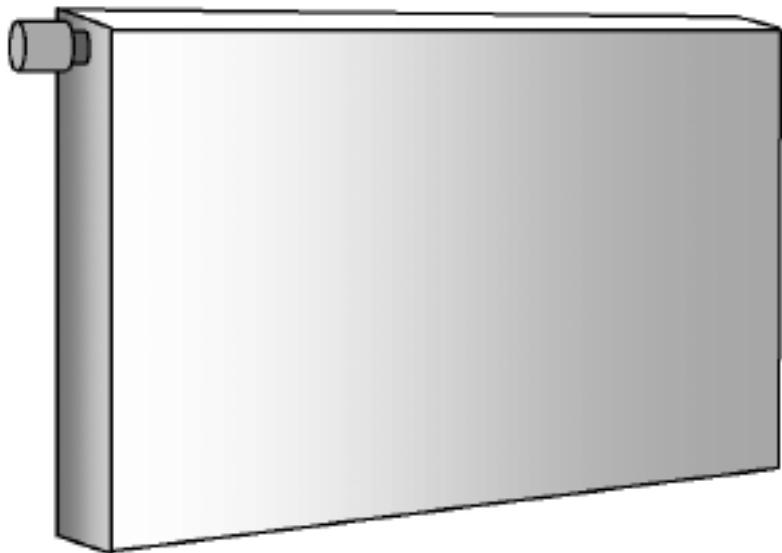


## Übung 6 Wärmeübertrager: Heizkörperdiagramm

Dateien

*RWT\_Sick\_Übung6.pdf*

## Platten- oder Flachheizkörper



Quelle: Recknagel, Sprenger

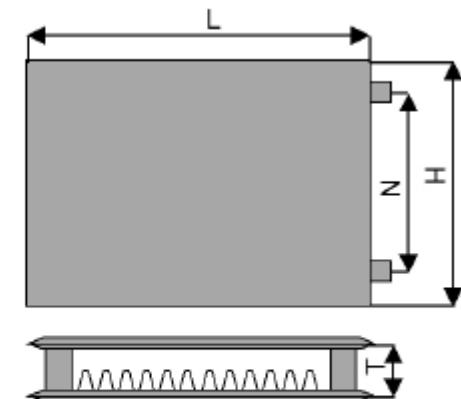
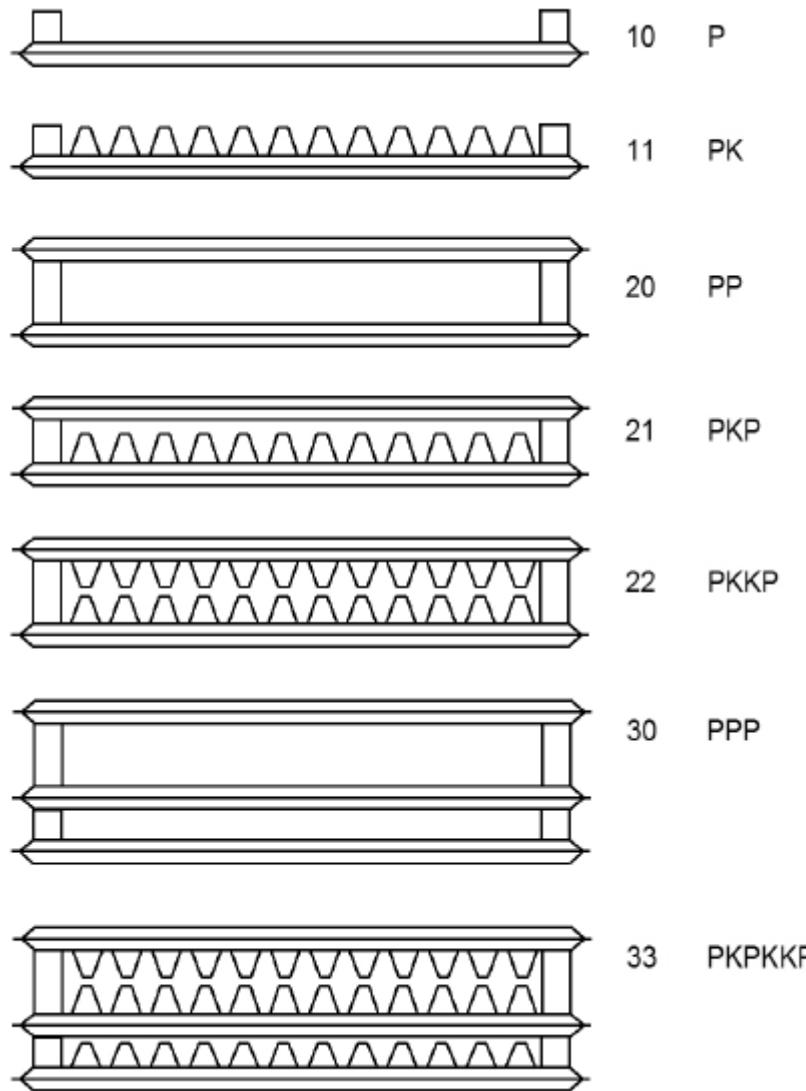
## Typbezeichnung

1. Zahl:

Zahl der Platten

2. Zahl:

Zahl der  
Konvektorbleche



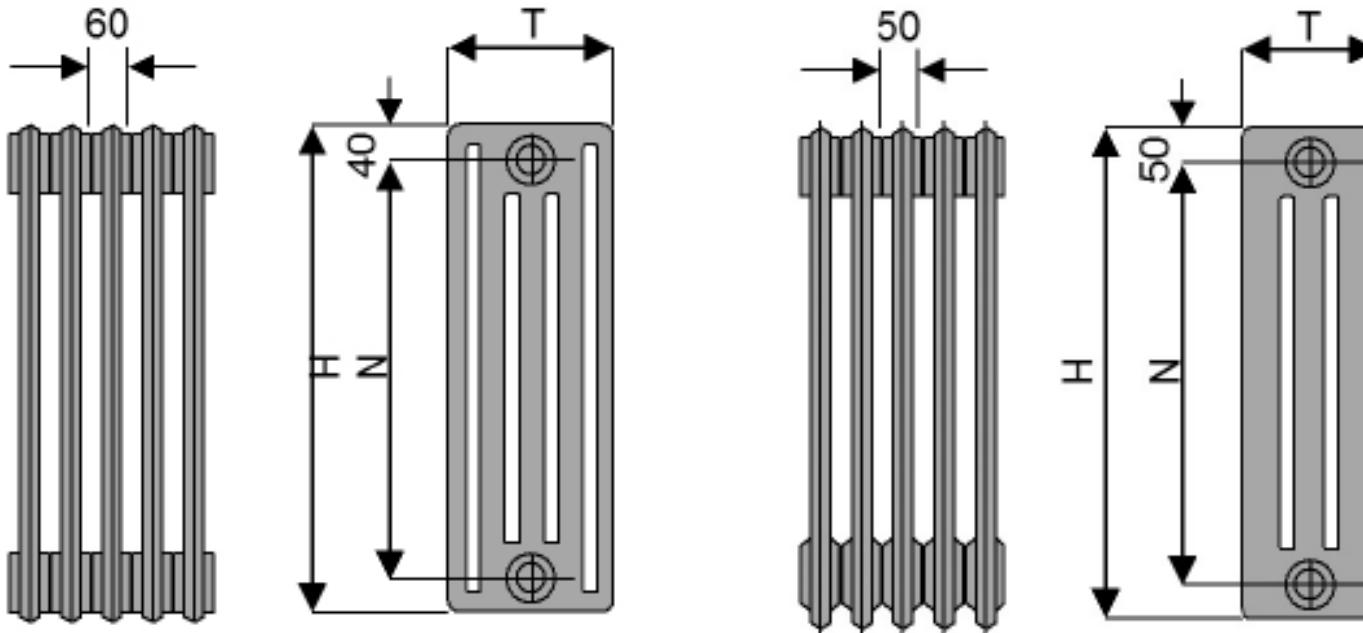
Normwärmefluss tabelliert

**Tafel 2.3.8-1 Normwärmefluss für vertikal profilierte Flachheizkörper**

Höhe $H$ in mm	Naben- abstand $N$ in mm	Typ	Bautiefe $T$ in mm	Heizkörper- exponent $n$	Normwärmefluss (76/65/20 °C) in W/m	Wasser- inhalt in l/m	Masse in kg/m
350	300	10	65	1,25	436	2,7	11,6
		11	65	1,25	605	2,7	14,1
		21	100	1,27	915	5,4	20,1
		22	100	1,28	1102	5,4	23,1
		33	155	1,30	1566	8,1	34,2
500	450	10	65	1,25	586	3,5	15,2
		11	65	1,27	808	3,5	19,0
		21	100	1,30	1212	7,0	28,5
		22	100	1,29	1461	7,0	32,7
		33	155	1,31	2124	10,5	48,7
600	550	10	65	1,27	683	4,0	17,4
		11	65	1,28	943	4,0	22,1
		21	100	1,30	1406	8,1	33,8
		22	100	1,30	1694	8,1	39,0
		33	155	1,31	2461	12,1	58,1

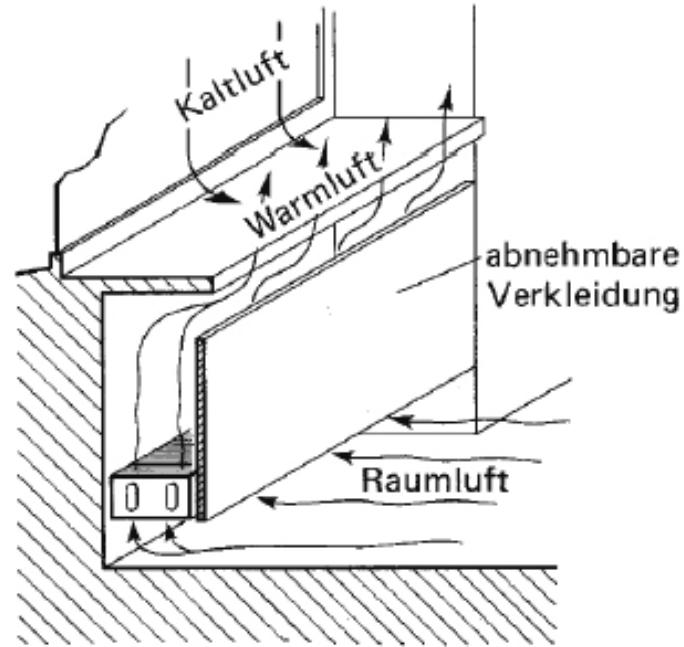
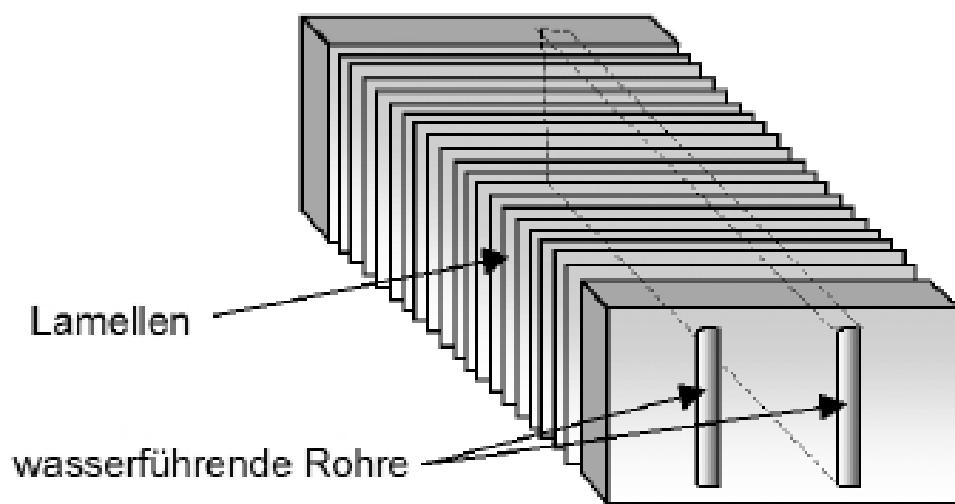
Quelle: Recknagel, Sprenger

## Guss- oder Stahlradiatoren



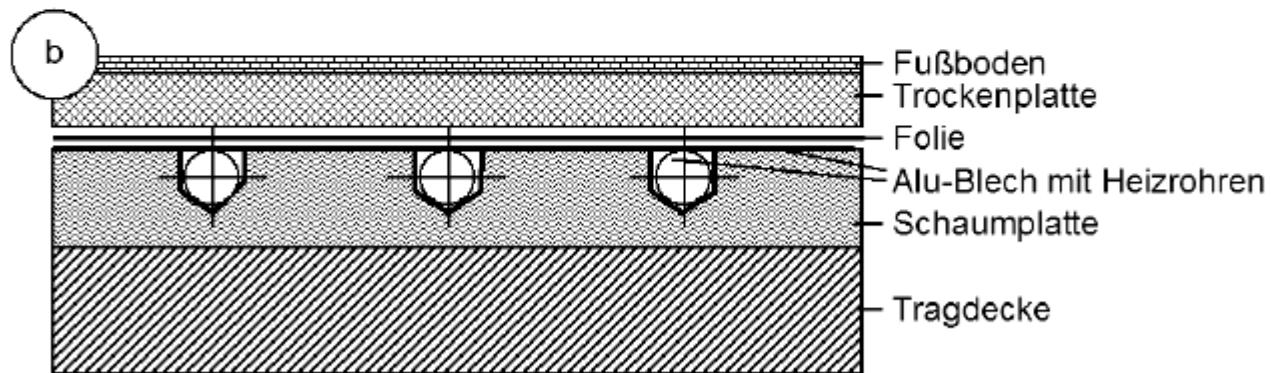
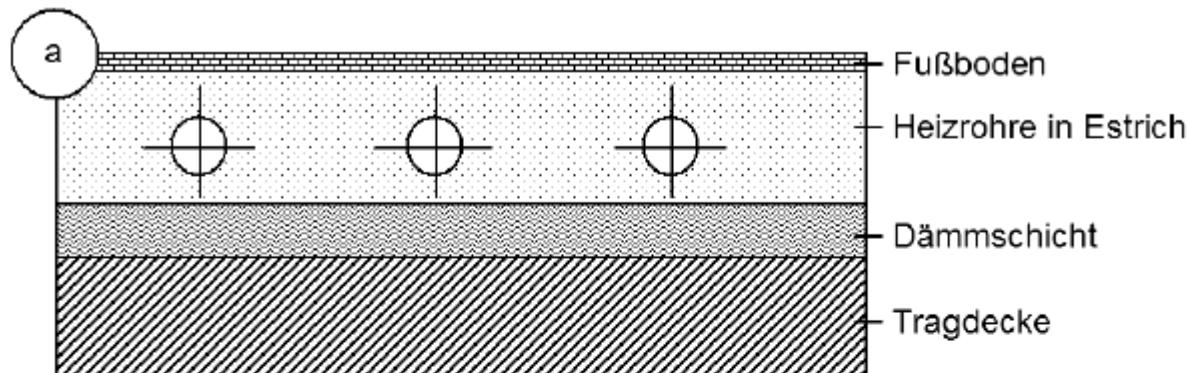
Quelle: Recknagel, Sprenger

## Konvektoren



Quelle: Recknagel, Sprenger

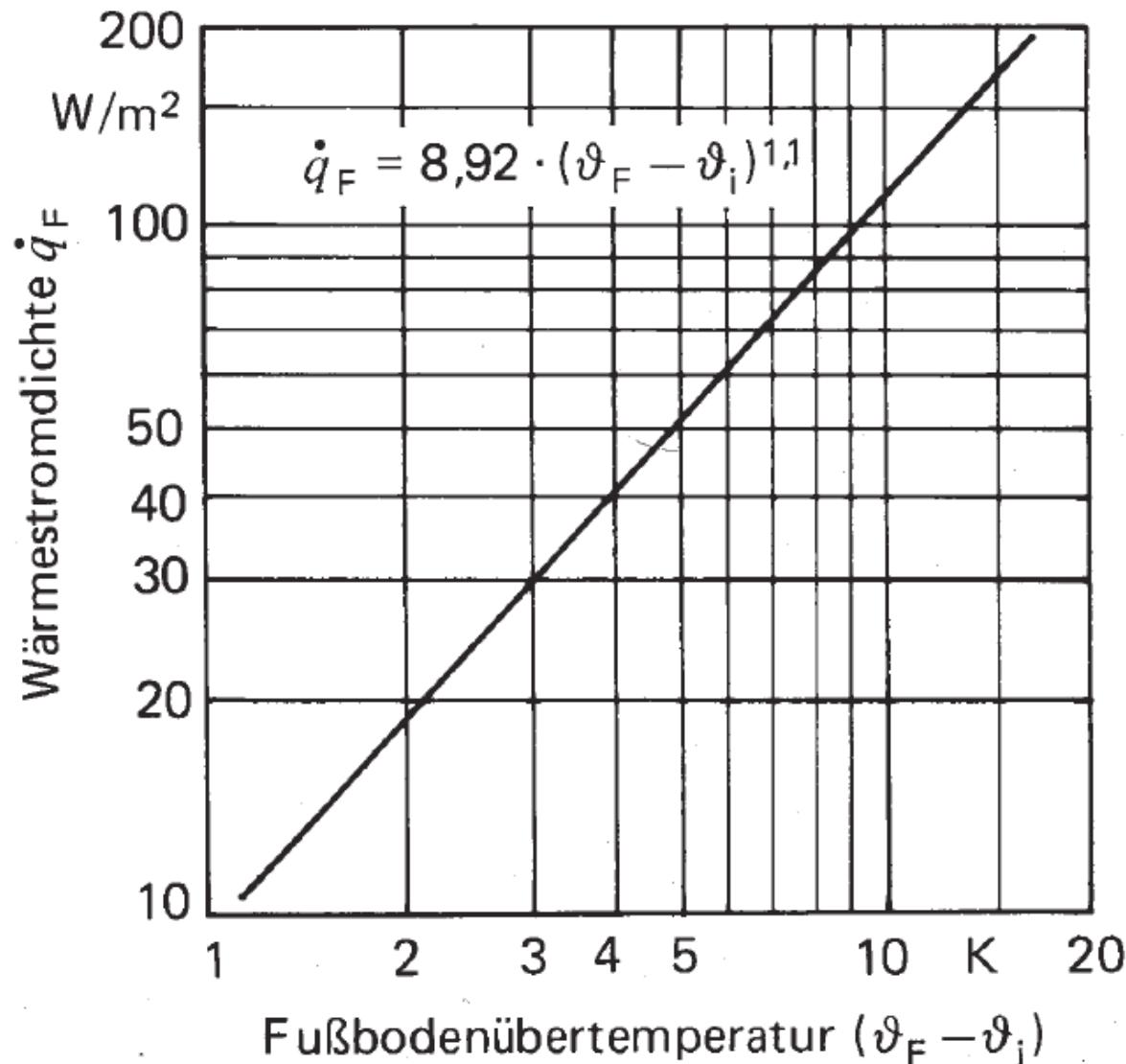
## Fußbodenheizung



(a) Nasssystem; (b) Trockensystem

Fußbodenheizung:  
Basiskennlinie

max. Oberflächen-  
temperatur:  
9 K über Lufttemp.:  
Wohnen: 29°C  
Bäder: 33°C



## Fußbodenheizung

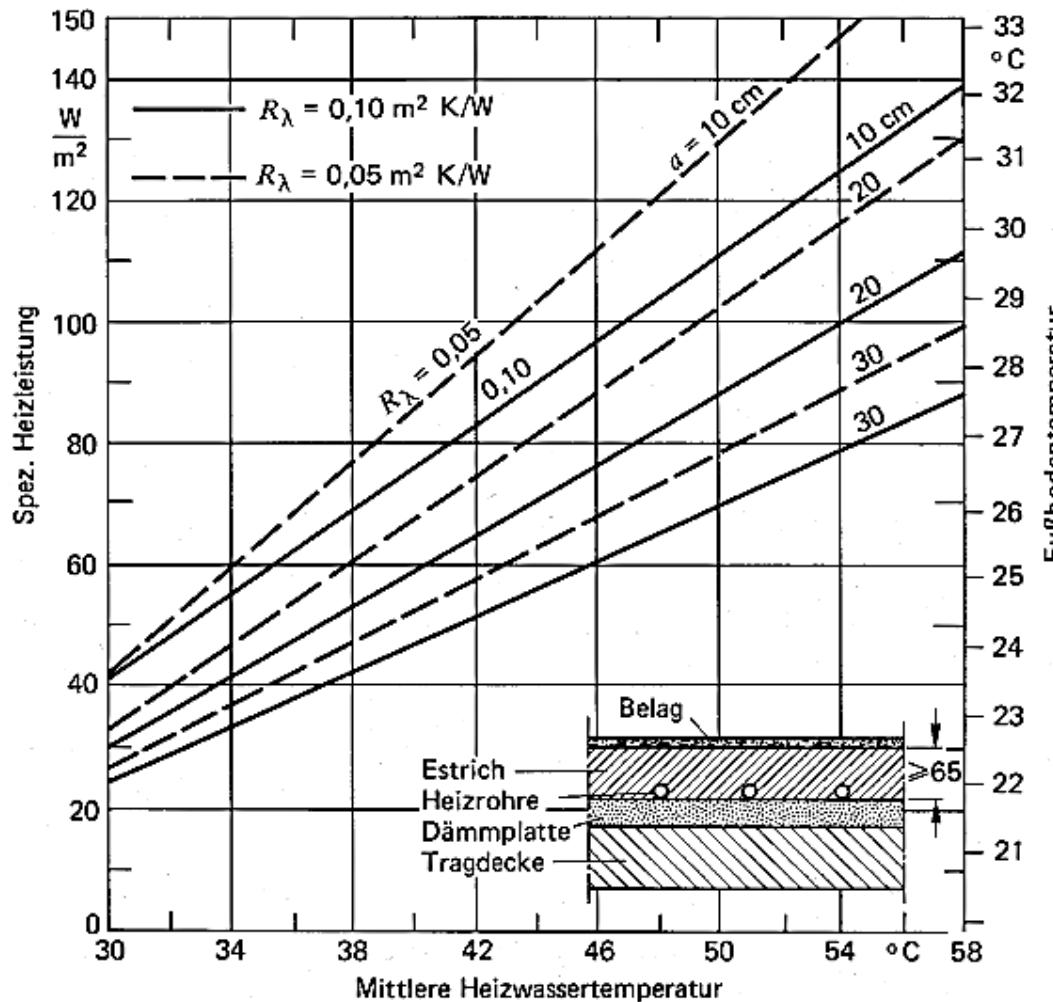
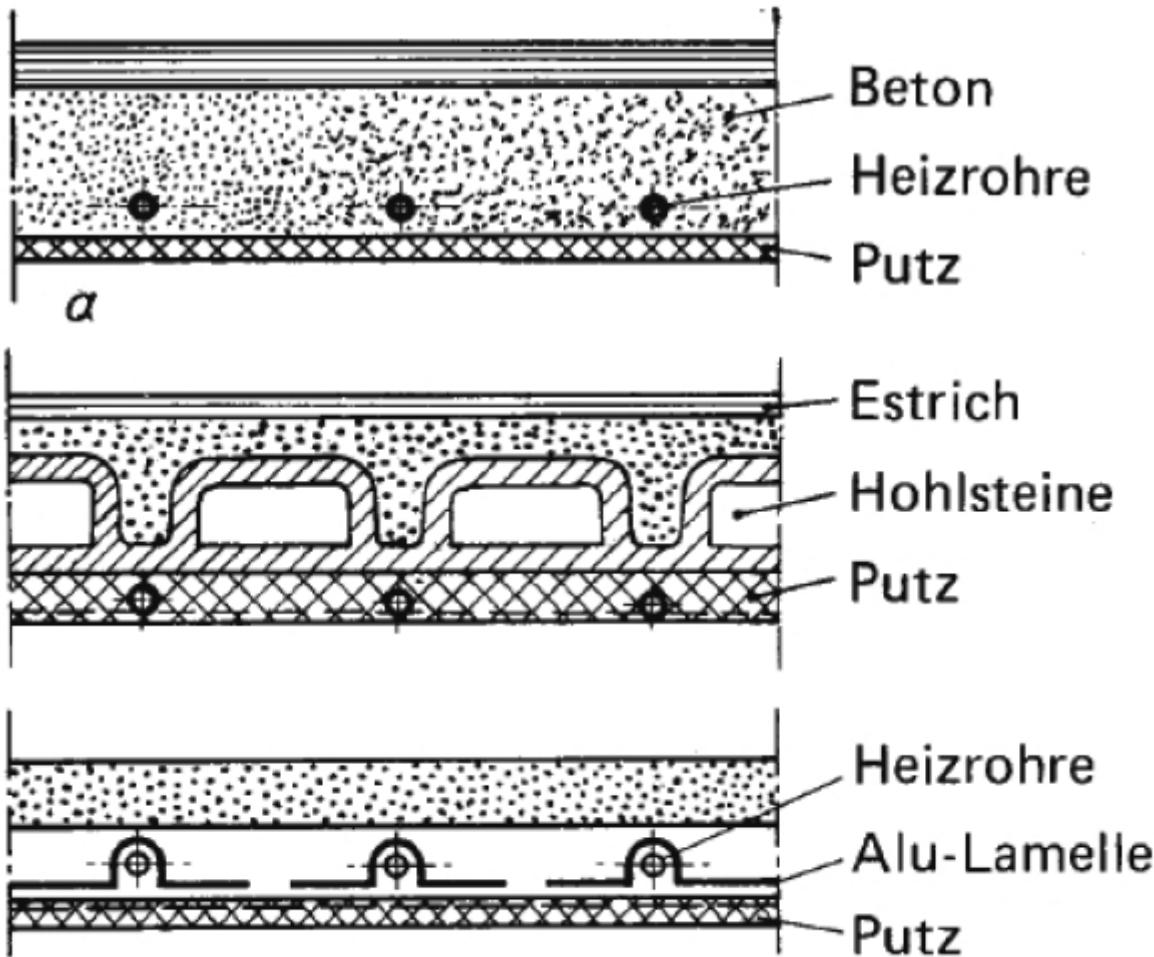


Bild 2.4.4-18. Leistungsdiagramm einer Fußbodenheizung mit kunststoffummanteltem Kupferrohr  $14 \times 0,8 \text{ mm}$  (Wieland-Sulzer).  $a$  = Abstand der Heizrohre.

## Deckenheizung

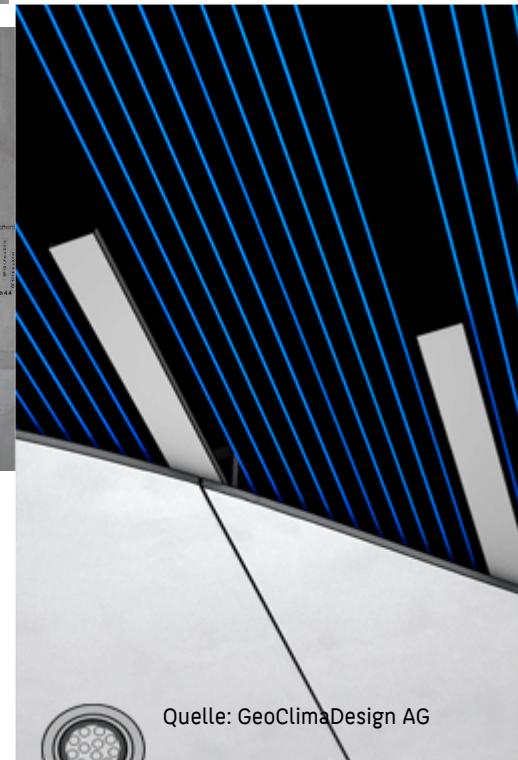
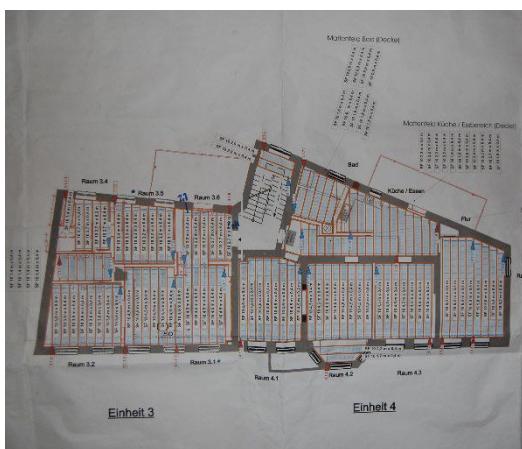


Quelle: Recknagel, Sprenger

## Kapillarrohr-Deckenheizung im Trockenbau



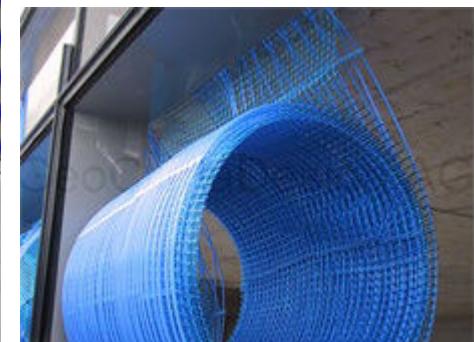
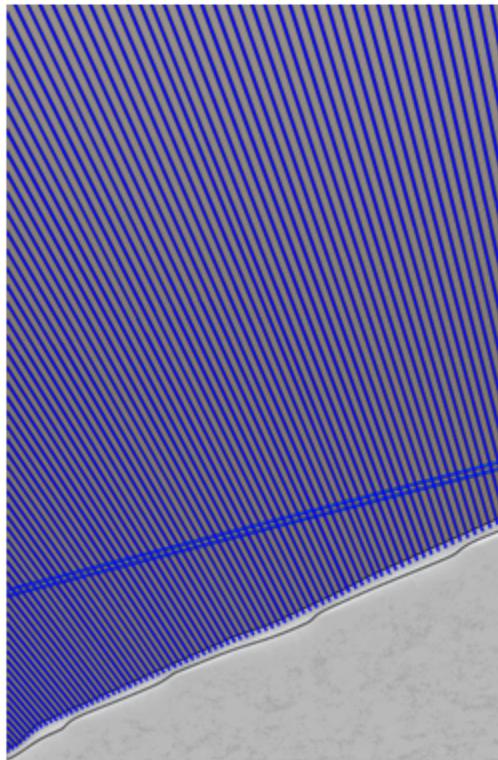
80 W/m<sup>2</sup>



Kapillarrohr-Deckenheizung

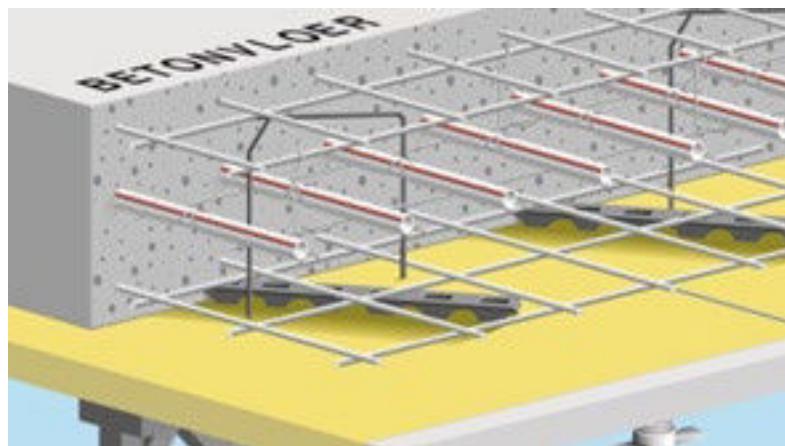
im Putz

als Betonkernaktivierung



Quelle: GeoClimaDesign AG

## Betonkernaktivierung

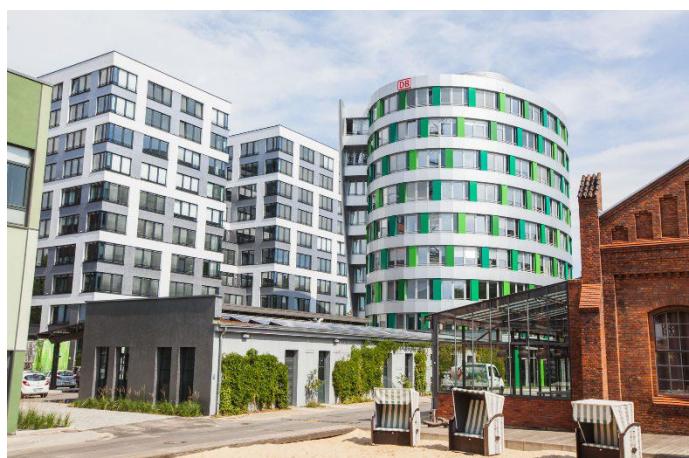


Quelle: uponor

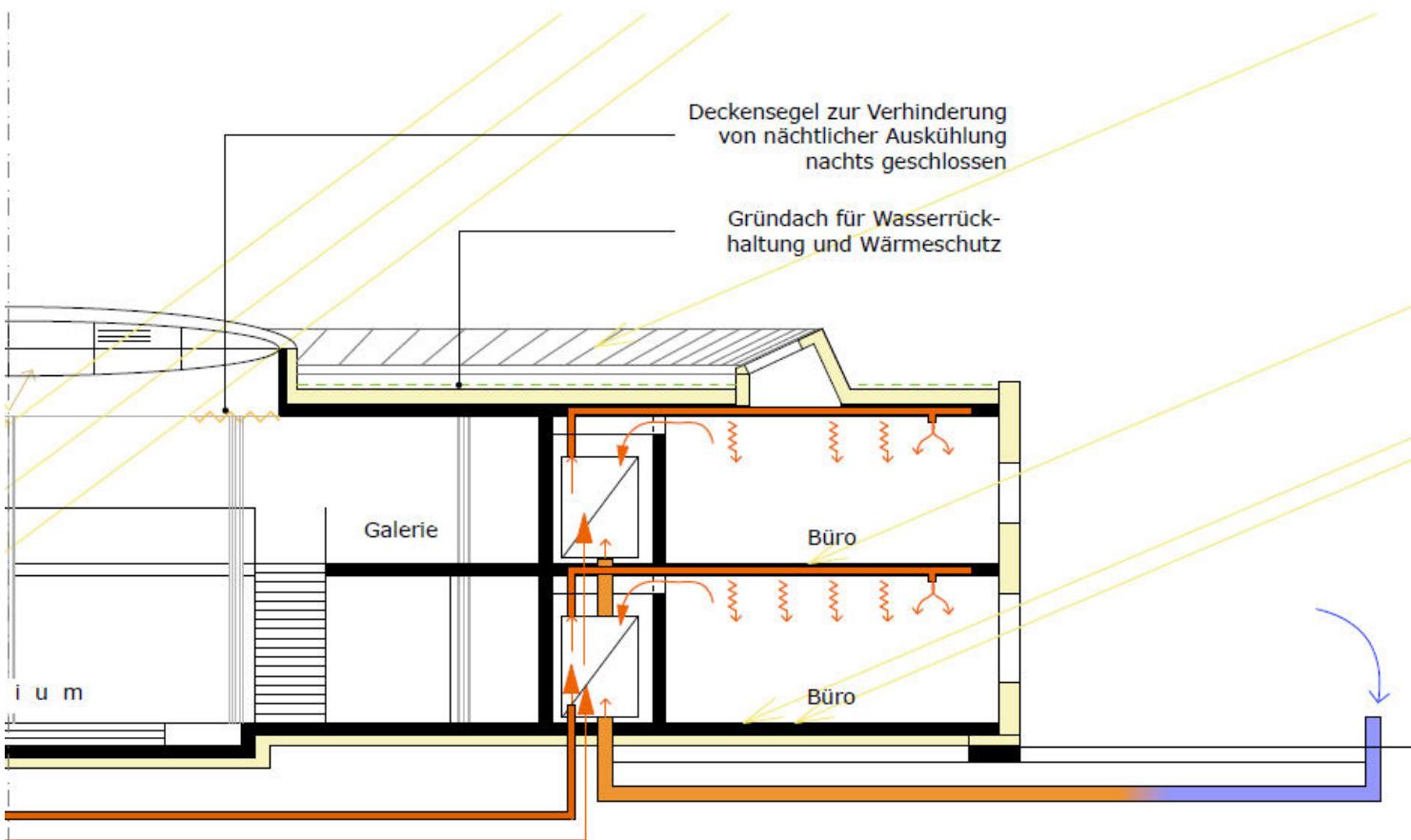
## Betonkernaktivierung im EUREF-Campus



Quelle [www.euref.de](http://www.euref.de)







Vorwärmung der Frischluft durch Luft-Wasser-Wämetauscher mittels direkter thermischer Grundwassernutzung. Kombination von Zulufttemperierung und Bauteilaktivierung durch Luftführung in Betondecken. Zulufterwärmung durch Pelletkessel aus Energieverbund mit benachbarter Energiezentrale. Nutzung der passiven Sonnenenergie durch Fenster, Sheds, und Oberlicht. Große interne Speichermassen sowie wärmebrückenfreie Dämmungsführung steuern auf passive Art das Raumklima.

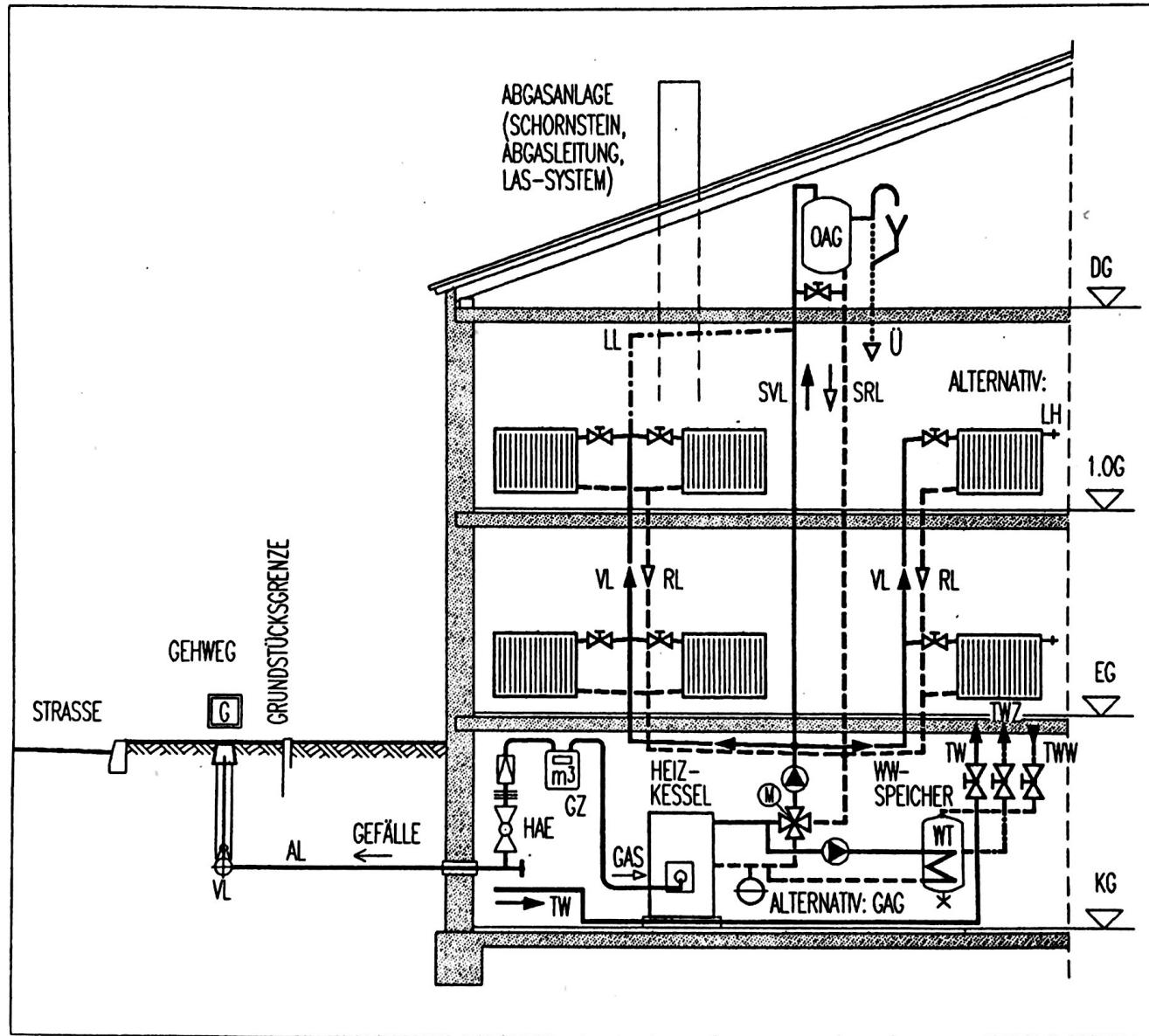
WINTER:

# Heizungstechnik: Symbole

Benennung	Graphisches Symbol	Bemerkungen, nähere Erklärung
Rohr, allgemein	—	auch Vorlaufleitung
Rohr, geheizt	—·—	
Rohr, gekühlt	—·—	
Rohr, gedämmt	====	Darstellung nur in besonderen Fällen
Heizung, Vorlauf	—	allgemein übliche Darstellung
Heizung, Rücklauf	—·—	allgemein übliche Darstellung
Luftleitung	·—·—	
Dampfleitung	—·—	
Kondensleitung	—	
Schlauch	~~~~~	
kreuzende Leitung ohne Verbindung	—+—	
kreuzende Leitung mit Verbindung	—+—	
Abzweigstelle	— —	
Flanschverbindung	—  —	
Muffenverbindung	—]-	
Schraubverbindung oh. Überwurfmutter	—>—	
Schweißnaht, Löt naht	—●—	
U-Bogen-Ausgleicher	—□—	
Lyra-Ausgleicher	—○—	
Dehnungs-Ausgleicher	—○—	
Balgkompensator	—□—	
Schlebemuffe	—  —	
Festpunkt	—×—	
Gleitlager	—≡—	

Benennung	Graphisches Symbol	Bemerkungen, nähere Erklärung
Absperrorgan allgemein	▷	In Schaltplänen und Strangschemen
Absperrschieber	▷	
Absperrventil	▷	z.B. Heizkörperventil
Druckminder-ventil	▷	
Eckventil	▷	z.B. Heizkörperventil
Dreiwegeventil	▷	z.B. als Dreiwegemischer
Vierwegeventil	▷	z.B. als Vierwegemischer
Durchgangsventil mit Rückflußverh.	▷	schwarzes Dreieck = Durchflußrichtung
Absperr- /Rück-schlagklappe	— — · — —	Absperrkl. links Rückschlagkl. rechts
Belüftungs-ventil	▷	
Be- und Ent-lüftungsarmatur	▷	
Absperrorgan mit Entleerung	▷	
Absperrorgan mit Handrad	▷	z.B. als Heizkörper-Absperrventil
Absperrorgan mit Magnet	▷	Magnetventil
Absperrorgan mit Motorantrieb	▷	z.B. als motorbetriebenes Mischventil
Absperrorgan mit Membran	▷	
Absperrorgan mit Schwimmer	▷	
Sicherheitsventil mit Gewicht	▷	
Sicherheitsventil mit Feder	▷	übliches Sicherheitsventil am Heizkessel
Pumpe (für Schaltbilder)	○—○—○	verschiedene Darstellungen üblich
Abschalter	—□—	
Kondensat-ableiter	○	bei Dampfheizungen
Druckmessung	▷ P	z.B. Manometer am Heizkessel
Temperatur-messung	▷ t	z.B. Thermometer am Heizkessel

Benennung	Graphisches Symbol	Bemerkungen, nähere Erklärung
Wärme-verbraucher allgemein	○	verwendet als Symbol für einen Heizkreis
Kessel allgemein	○ ○	
Heizkörper allgemein	○ ○	
Radiator		
Flach- (Platten-) heizkörper	□	
Konvektor		
Wandluftheizgerät	— A — B — A —	A Umluft B Außenluft
Bandheizkörper	—	
Rippen- und Lamellenrohr		
Rohrschlange	—	
Rohrregister		
Wärme-austauscher	— A — B —	A allgemein B mit Speicher
Behälter	— A — B — C —	A offen B geschlossen C Druckbehälter
Ausdehnungs-gefäß (AG)	— A — B —	A offen (OAG) B geschlossen (GAG)
Standrohr	—	z.B. bei einer Dampfheizung



Pistohl: Handbuch der Gebäudetechnik

## Normen (Auszug)

DEUTSCHE NORM

Dezember 2001

	<p>Technische Regeln für Trinkwasser-Installationen Teil 1: Allgemeines Deutsche Fassung EN 806-1:2000 + A1:2001</p>	<p><b>DIN</b> <b>EN 806-1</b></p>
--	--	---------------------------------------

DEUTSCHE NORM

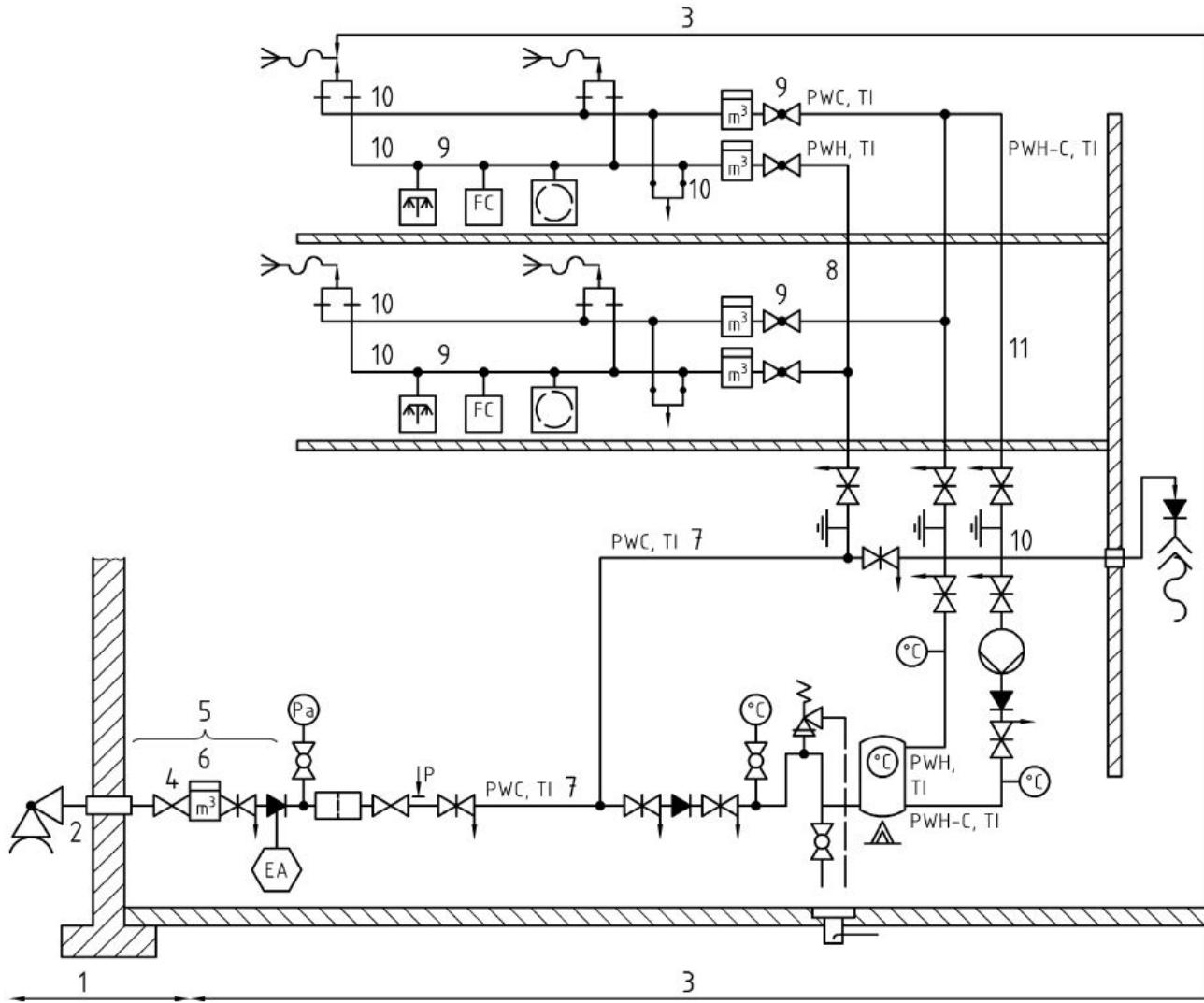
Mai 2012

	<p><b>DIN 1988-200</b></p>	<p><b>DIN</b></p>
--	----------------------------	-------------------

DVGW-Arbeitsblatt W 551

## DIN 1988-200, 3.2.1:

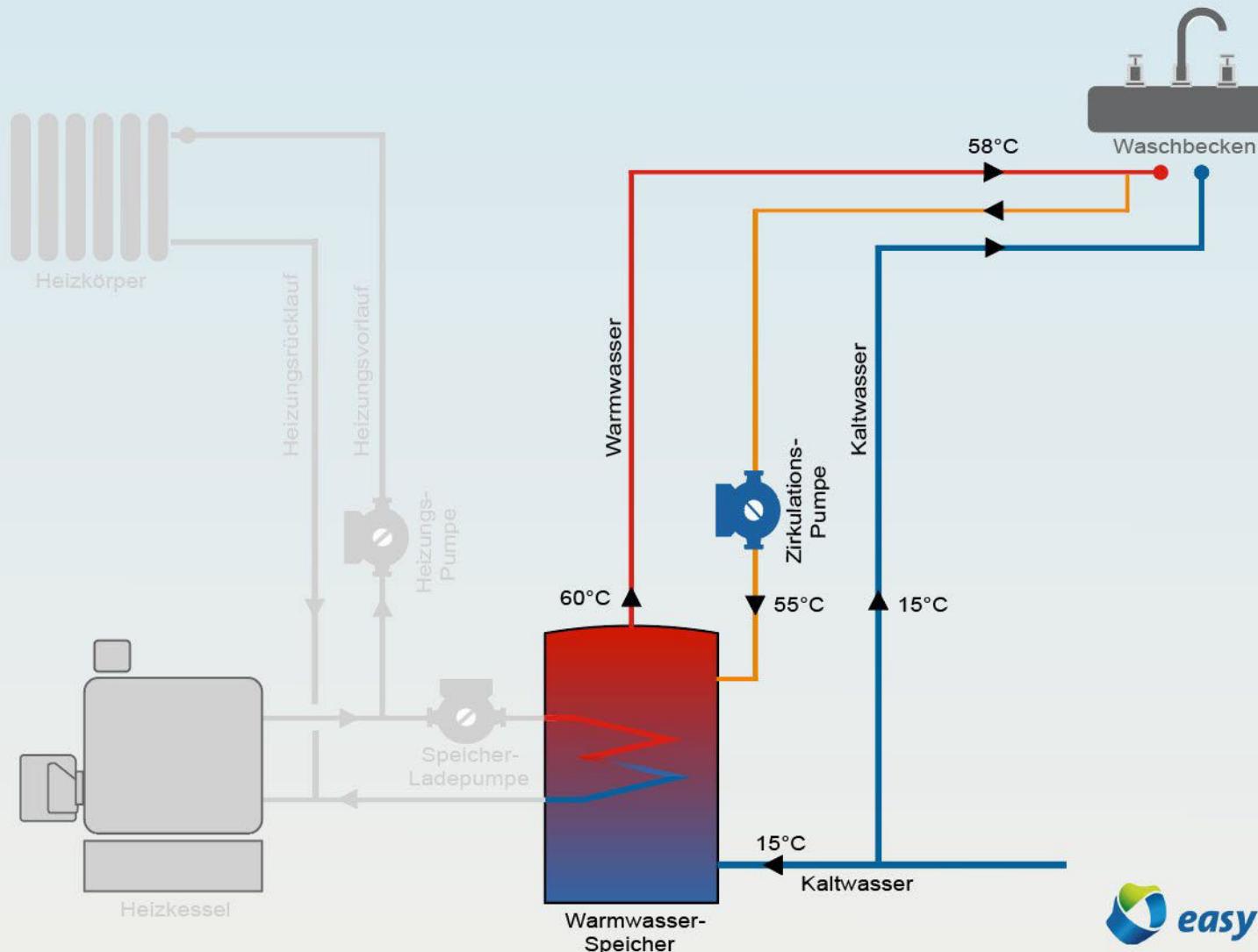
Bei Planung einer Trinkwasser-Installation ist grundsätzlich die Installation Typ A: Geschlossenes System, nach DIN EN 806-1 anzuwenden. Umgehungsleitungen, die zu Stagnation führen, sind unzulässig. ... Die Installation Typ B: Offenes System, nach DIN EN 806-1 ist unter dem Gesichtspunkt der Trinkwasserhygiene bedenklich und sollte nur in begründeten Ausnahmefällen eingesetzt werden.



Symbole siehe DIN  
EN 806

Legende

- |    |                     |
|----|---------------------|
| 1  | Anschlussleitung    |
| 2  | Eintrittsstelle     |
| 3  | Verbrauchsleitung   |
| 4  | Hauptabsperrarmatur |
| 5  | Wasserzähleranlage  |
| 6  | Wasserzähler        |
| 7  | Sammelzuleitung     |
| 8  | Steigleitung        |
| 9  | Stockwerksleitung   |
| 10 | Einzelzuleitung     |
| 11 | Zirkulationsleitung |



## 9 Verteilung von Trinkwasser warm

### 9.1 Allgemeines

Am Wasseraustritt des Trinkwasserwärmers mit Zirkulation ist eine Temperatur von mindestens 60 °C aus hygienischen Gründen einzuhalten. In zirkulierenden Trinkwasser-Installationen darf ein Temperaturabfall von 5 K nicht überschritten werden. Bei Rohrleitungsinhalten von > 3 l sind Zirkulationsleitungen oder selbstregelnde Temperaturhaltebänder einzubauen (siehe 10.5.2). Die Anforderungen des DVGW W 551 sind zu beachten.

Eine Ausnahme bilden die Trinkwassererwärmer mit hohem Wasseraustausch und dezentralen Trinkwassererwärmern (siehe 9.7.2.3 und 9.7.2.4).

Grundsätzlich besteht die Möglichkeit, auch mit anderen technischen Maßnahmen und Verfahren die Trinkwasserhygiene sicherzustellen. In diesen Fällen müssen die einwandfreien Verhältnisse durch mikrobiologische Untersuchungen nachgewiesen werden.

In diesem Zusammenhang ist auf die Anzeigepflicht an das zuständige Gesundheitsamt und die Überprüfungspflicht durch den Betreiber nach TrinkwV [1] hinzuweisen.

In Trinkwasser-Installationen für Trinkwasser warm dürfen Bauteile, die bestimmungsgemäß Wärme (z. B. zu Heizzwecken) abgeben, nicht eingebaut werden.

## Grenzen der Anlagengröße

Das DVGW-Arbeitsblatt W 551 unterscheidet bei der Anlagengröße in:

- Kleinanlagen

Wassererwärmungsanlagen in Ein- und Zweifamilienhäusern mit beliebigen Speicherinhalten, bzw. Anlagen mit Inhalten  $\leq 400 \text{ l}$ , wenn die Inhalte der einzelnen Rohrleitungen zwis-

schen Warmwasseraustritt und Entnahmestelle **3 l nicht überschreitet**. Die zugehörige Zirkulationsleitung wird dabei nicht gewertet.

Für diese Anlagen gelten die Angaben des DVGW-Arbeitsblattes als Empfehlung.

- Großanlagen

Hierzu zählen Wassererwärmungsanlagen mit Speicherinhalten über  $400 \text{ l}$  und Rohrleiterinhalten größer  $3 \text{ l}$ .

Als Stand der Technik gelten für diese Anlagen die Anforderungen des DVGW-Arbeitsblattes W 551 wie nachfolgend beschrieben.

## Anforderungen an Großanlagen

### Anforderungen an die Speicher-Wassererwärmer

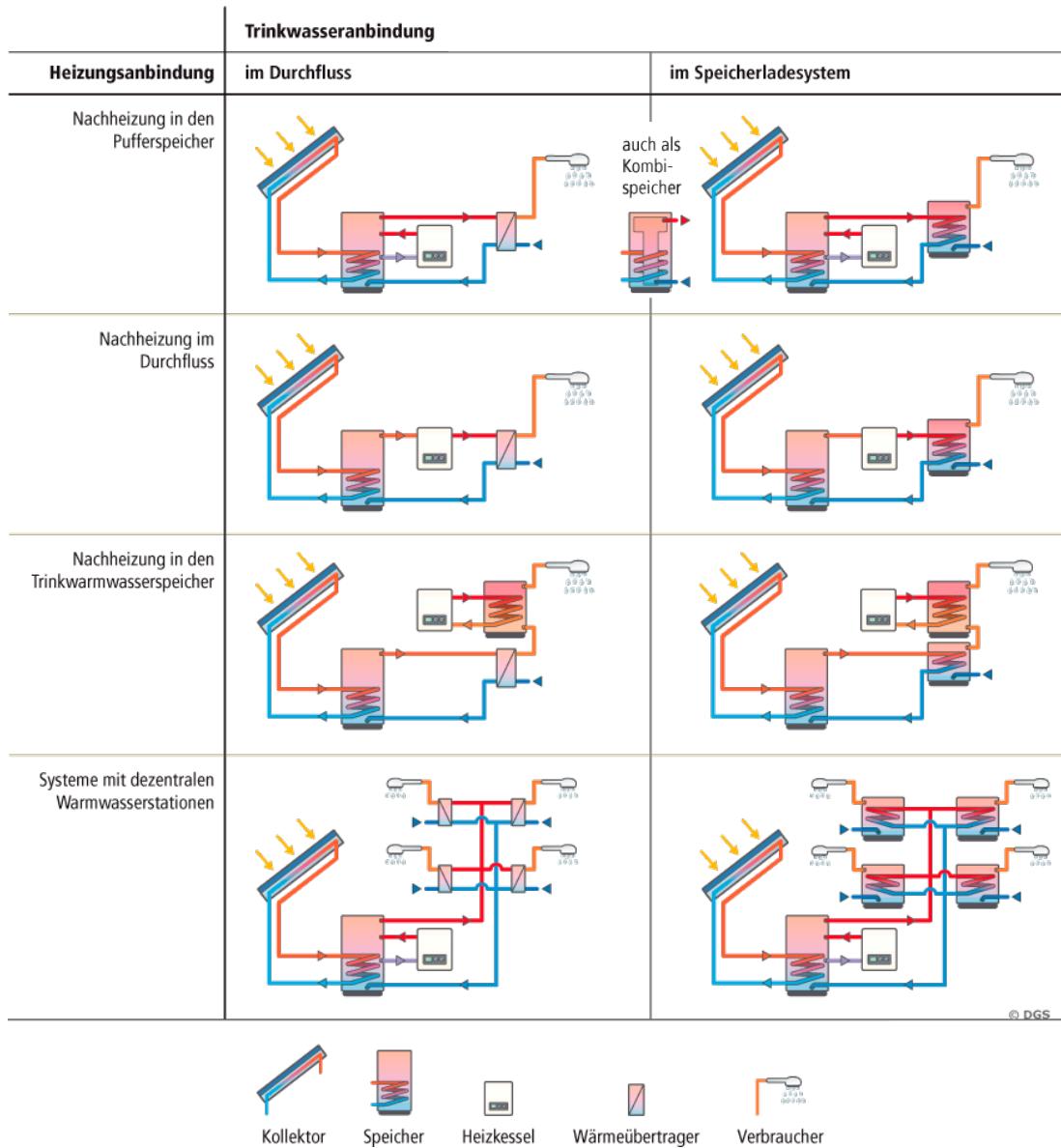
- Durch die Konstruktion des Speicher-Wassererwärmers oder durch andere Maßnahmen (z. B. Umwälzung) muß sichergestellt werden, daß das Wasser überall gleichmäßig erwärmt wird.
- Großanlagen müssen so konzipiert sein, daß der gesamte Wasserinhalt der Vorwärmstufen (z.B. bei Reihenschaltung) **einmal am Tag auf  $60^\circ \text{ C}$  erwärmt** werden kann.
- Die Schaltdifferenz des Reglers darf nicht zum Unterschreiten einer Temperatur von  $55^\circ \text{ C}$  führen.
- Am Warmwasseraustritt muß bei bestimmungsgemäßer Betriebsweise eine Austrittstemperatur **von  $60^\circ \text{ C}$**  eingehalten werden können.

### Anforderungen an Zirkulationssysteme bzw. Begleitheizung

- Durch die Konstruktion des Kaltwasser-eintrittes (in den Speicher) muß vermieden werden, daß bei Warmwasserentnahme eine große Mischzone entsteht.
- Speicher-Wassererwärmer müssen mit ausreichend großen Reinigungs- und Wartungsöffnungen ausgestattet sein, z. B. Handloch - siehe DIN 4753 Teil 1.
- Großanlagen sind **mit Zirkulationsleitung** oder Begleitheizung auszustatten.
- Ausgenommen davon sind Stockwerks- und Einzelzuleitungen mit einem Wasserinhalt bis zu  $3 \text{ l}$ .
- Zirkulationsleitungen und selbstregelnde Begleitheizungen sind bis unmittelbar an die

Warmwasserentnahme-Armatur zu führen.

- Zirkulationsleitungen und -pumpen sowie selbstregelnde Begleitheizungen müssen so dimensioniert und betrieben werden, daß die Temperatur des zirkulierenden Wassers um **nicht mehr als  $5 \text{ K}$**  gegenüber der Warmwasseraustrittstemperatur am Speicher unterschritten wird.
- Zeitsteuerungen für Zirkulationspumpen und selbstregelnde Begleitheizungen dürfen die Zirkulation **nicht länger als 8 Stunden** täglich unterbrechen.
- Schwerkraftzirkulationen sind wegen zu großer Temperaturdifferenz aus hygienischer Sicht nicht zu empfehlen und sollten vermieden werden.



Quelle: DGS Leitfaden Solarthermische Anlagen

Mögliche Alternative zur „Legionellenschaltung“: Ultrafiltration (UF)  
Quelle der folgenden Folien zur UF: SOLVIS, Braunschweig



## SolvisClean mit eigensicherer Ultrafiltration

Entfernt Legionellen aus WW und kann  
den Energiebedarf um bis zu 40 % senken.

## Problemstellung



### Energieverbrauch in Trinkwasseranlagen bei größeren Objekten

- Temperatur muss laut Trinkwasserverordnung mindestens 60 °C betragen
- Bevorratung von größeren Mengen Warmwasser
- Gefahr von Legionellenbildung
- 60 °C TWW (Trinkwarmwasser) in machen Anlagen schwer zu erreichen z.B. Wärmepumpen
- Zusätzliche Maßnahmen notwendig um die geforderten 60 °C zu erreichen



## Was sind Legionellen ?

### Was sind Legionellen?

Legionellen sind stäbchenförmige Bakterien, die im Wasser leben. Beim Einatmen bakterien-haltigen Wassers – z. B. beim Duschen – können diese die Legionellose oder Legionärskrankheit auslösen.

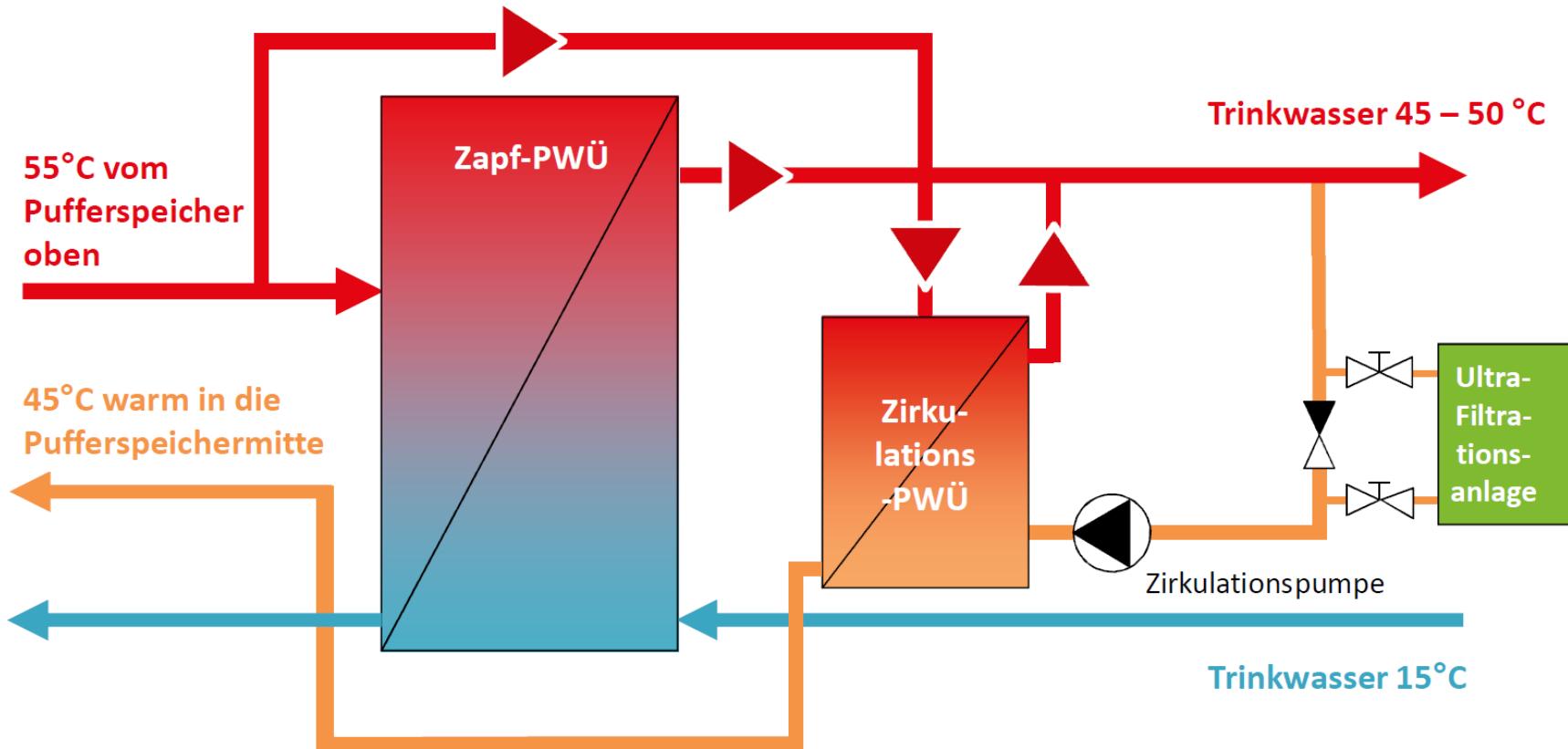
Temperaturbereich	Wirkung auf die Vermehrungsrate
bis 20 °C	sehr langsame Vermehrung
ab 20 °C	Vermehrungsrate steigt
30–45 °C	optimale Vermehrung
ab 50 °C	kaum noch Vermehrung
ab 55 °C	keine Vermehrung mehr möglich
ab 60 °C	Abtötung der Legionellen



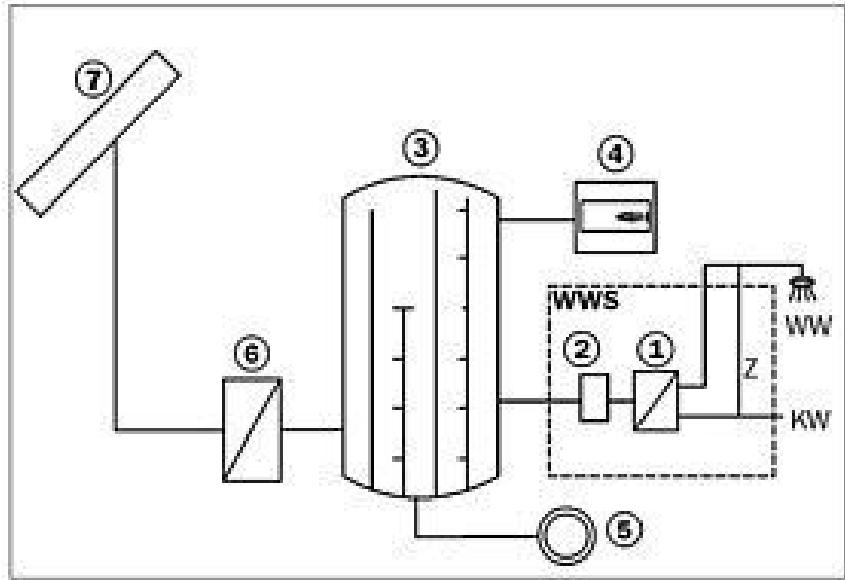
## Temperaturvorgaben nach DIN 1988-200: 2012-05

Installationstyp Trinkwassererwärmung	Barrieren gegen Legionellen-Vermehrung	Mindesttemperatur TWE	Quelle
Zentrale TWE: Speicher, Durchflusssystem	<ul style="list-style-type: none"><li>• Temperatur</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• 60 °C</li></ul>	DIN 1988-200: 9.7.2.2
Zentrale TWE mit hohem Wasseraustausch < 3 Tage: Speicher, Durchflusssystem	<ul style="list-style-type: none"><li>• Temperatur</li><li>• schneller Wasser- Austausch</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• 50 °C</li></ul>	DIN 1988-200: 9.7.2.3
Dezentrale Durchflusserwärmer: Leitungsinhalt längster Weg < 3 l	<ul style="list-style-type: none"><li>• schneller Wasser- Austausch</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• keine Anforderung an Temperatur</li></ul>	DIN 1988-200: 9.7.2.4
Zentrale TWE: Speicher, Durchflusssystem	<ul style="list-style-type: none"><li>• andere technische Maßnahmen und Verfahren, z. B. Ultrafiltrationssystem</li></ul>	<ul style="list-style-type: none"><li>• keine Anforderung an Temperatur</li><li>• mikrobiologische Untersuchungen</li></ul>	DIN 1988-200: 9.1

Trennung von Wassererwärmung und Zirkulation  
+ SolvisClean erreicht maximal kalte RL-Temperaturen

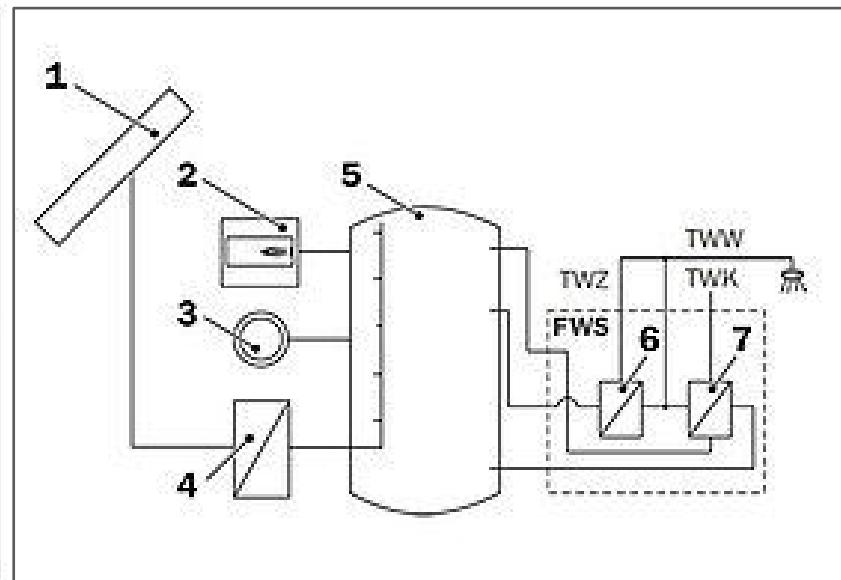


20°C kalt in den unteren Pufferspeicher, Zirkulation getrennt



Trinkwasserstation bis 6 WE, ab 7 WE

Quelle: SOLVIS, Braunschweig



## FWS Station – Vital 3



### Trinkwassererwärmung

Frischwasserstation: FWS-20, 40, 80, 120

#### **FWS-20:**

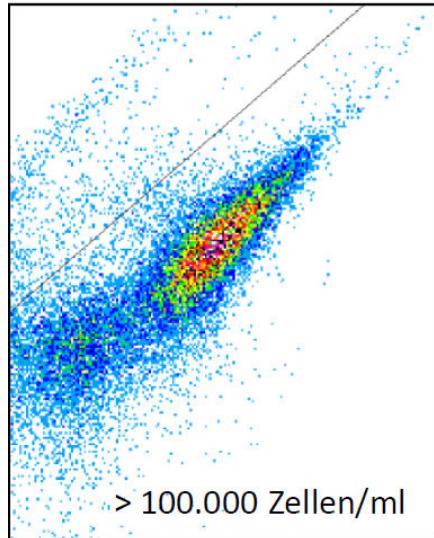
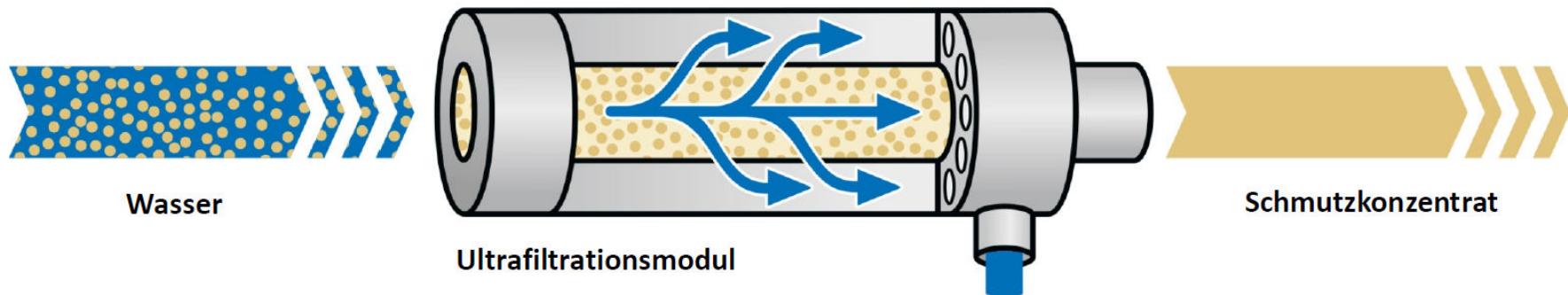
Maximale Schüttmenge 20 l/min bei 60°C,  
Nenn-Entladeleistung 69 kW bis 21 WE

#### **FWS-120:**

Maximale Schüttmenge 120 l/min bei 60°C,  
Nenn-Entladeleistung 416 kW über 90 WE



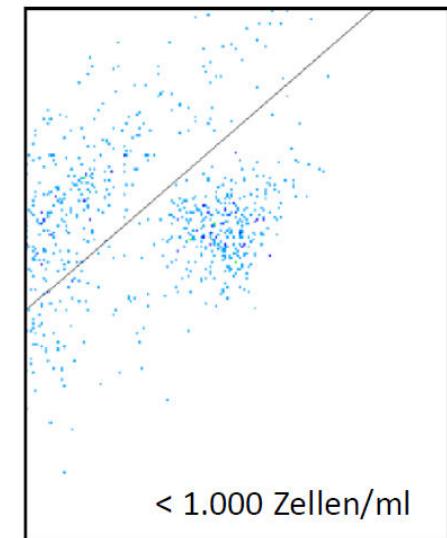
## Ultrafiltration reinigt das Trinkwasser von Legionellen und unerwünschten Mikroorganismen (reduziert Biofilm)



Wasser wird durch eine feinporige Membran gepresst, Abreinigung von:

- Legionellen
- Bakterien
- Partikel
- Pilzen, Algen ...

erfolgt rein mechanisch,  
ohne Chemie



## Wirtschaftlichkeitsbetrachtung / Einsparung durch Temperaturabsenkung WW von 60 °C auf 50 - 45 °C



Objekt:	Beispielobjekt		
Wohnungen	30		
Heizungen	Gasbrennwertheizung		
TWE	Speicherladesystem		
Wirtschaftlichkeitsberechnung		kwh	EUR
Energiebedarf Warmwasser 60/55° C		70.000	3.500,00 €
Zirkulationsverluste (60/55° C)		70.000	3.500,00 €
Gesamtbedarf Warmwasser + Zirkulation		140.000	7.000,00 €
Einsparung an Zirkulationsverlusten	37 %	26.600	1.596,00 €
Einsparung durch Verringerung Mischverluste	10 %	7.000	420,00 €
Verbesserung Effizienz Kessel + Speicher	15 %	15.960	957,60 €
Energieeinsparung pro Jahr	35 %	49.560	2.973,60 €
Stromverbrauch SolvisClean (50 W)		438	131,40 €
Kosten 15 Jahre (Invest, Wartung, Monitoring, Beprobung, Filtertausch)			38.000,00 €
Kosten pro Jahr (ohne Finanzierung)			2.533,33 €

## Stichworte

- Fensterlüftung
- mechanische Lüftung mit/ohne Wärmerückgewinnung (WRG)
  - zentral
  - dezentral
    - Zu- und Abluft
    - nur Abluft
- natürliche Lüftung durch Ausnutzung von Kamineffekt (Schachtlüftung), Hauptwindrichtung, Gebäudestruktur

siehe u.a. DIN 1946-6

**Tabelle 1 — Luftarten und Luftbehandlung**

Luftart	<p>Bezeichnung der Luft in Lüftungsanlagen abhängig vom Ort und Grad der (Luft-) Behandlung oder Belastung, z. B. Außenluft AUL, Mischluft MIL, Zuluft ZUL, Abluft ABL, und Fortluft FOL sowie Überströmluft ÜBL (siehe Luftbehandlung)</p> <p>The diagram illustrates the flow of air through a central 'Luftbehandlung' (air treatment) unit. On the left, two lines enter the unit: one from above labeled 'AUL' (Außenluft/Außenstrom) and one from below labeled 'FOL' (Fortluft/Fortsstrom). From the right side of the unit, two lines emerge: one labeled 'ZUL' (Zuluft/Zulufstrom) leading to a rectangular box labeled 'Nutzungseinheit/ Wohnung bzw. Raum', and another labeled 'ABL' (Abluft/Ablufstrom) leading downwards.</p>
---------	---

**Tabelle 1 (fortgesetzt)**

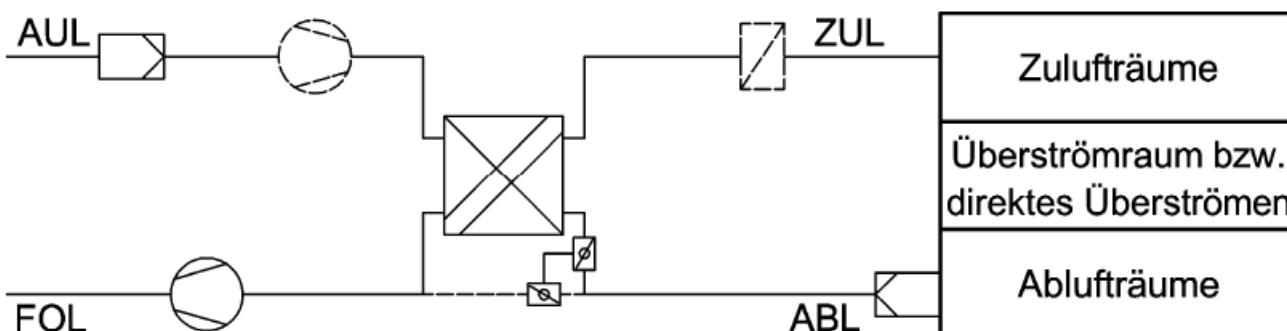
<b>Luftbehandlung (in Nutzungs- einheiten)</b>	<p>technisch bedingte Veränderung des Luftzustandes in Wohnungs-Lüftungsanlagen bezüglich Gehalt an festen, gasförmigen, organischen und anorganischen Beimengungen, Druck und Temperatur</p> 
--	--

Tabelle 2 — Abkürzungen

Begriff	Abkürzung	Begriff	Abkürzung
Abluftdurchlass	AbLD	Lüftungsschacht	LSch
Abluftsystem	AbLS	Lüftungssystem	LS
Aufenthalts-Bereich	AB	Lüftungstechnische Maßnahme	LtM
Außen-Luftdurchlass	ALD	Lüftung zum Feuchteschutz	FL
Bedarfslüftung	BL	Mehrfamilienhaus	MFH
Einfamilienhaus	EFH	Nennlüftung	NL
Einzelraum-Lüftungsgerät	R-LG	Nutzungseinheit	NE
Einzel-Ventilator	EV	Querlüftung	QL
Einzelventilator-Lüftungsanlage	EVA	Reduzierte Lüftung	RL
Erdreich-Luft-Wärmeübertrager	E-WÜT	Schachtlüftung	SL
freie Lüftung	fr	Trinkwarmwasser	TWW
Fortluftdurchlass	FLD	Überström-Luftdurchlass	ÜLD
Hauptleitung	HL	ventilatorgestützte Lüftung	vg
Heizung	Hzg	Wärmerückgewinnung (sensibel/latent)	WRG
Herdhaube	HH	Wärmeübertrager	WÜT
Infiltration	Inf	Wohnung	WE
Intensivlüftung	IL	Wohnungs-Lüftungsgerät	NE-LG WE-LG
Luftdurchlass	LD	Zentralventilator-Lüftungsanlage	ZVA
Lufthermometer	LW	(Lüftungs-)Zentrale	LZ
Luftheizung	LH	Zentral-Ventilator	ZV
Luftleitung	LL	Zu-/Abluftsystem	ZuAbLS
Lüftungsanlage (Anlage)	LA (Anl)	Zuluftdurchlass	ZuLD
Lüftungsgerät	LG	Zuluftsystem	ZuLS
Lüftungs-Komponente	Komp		

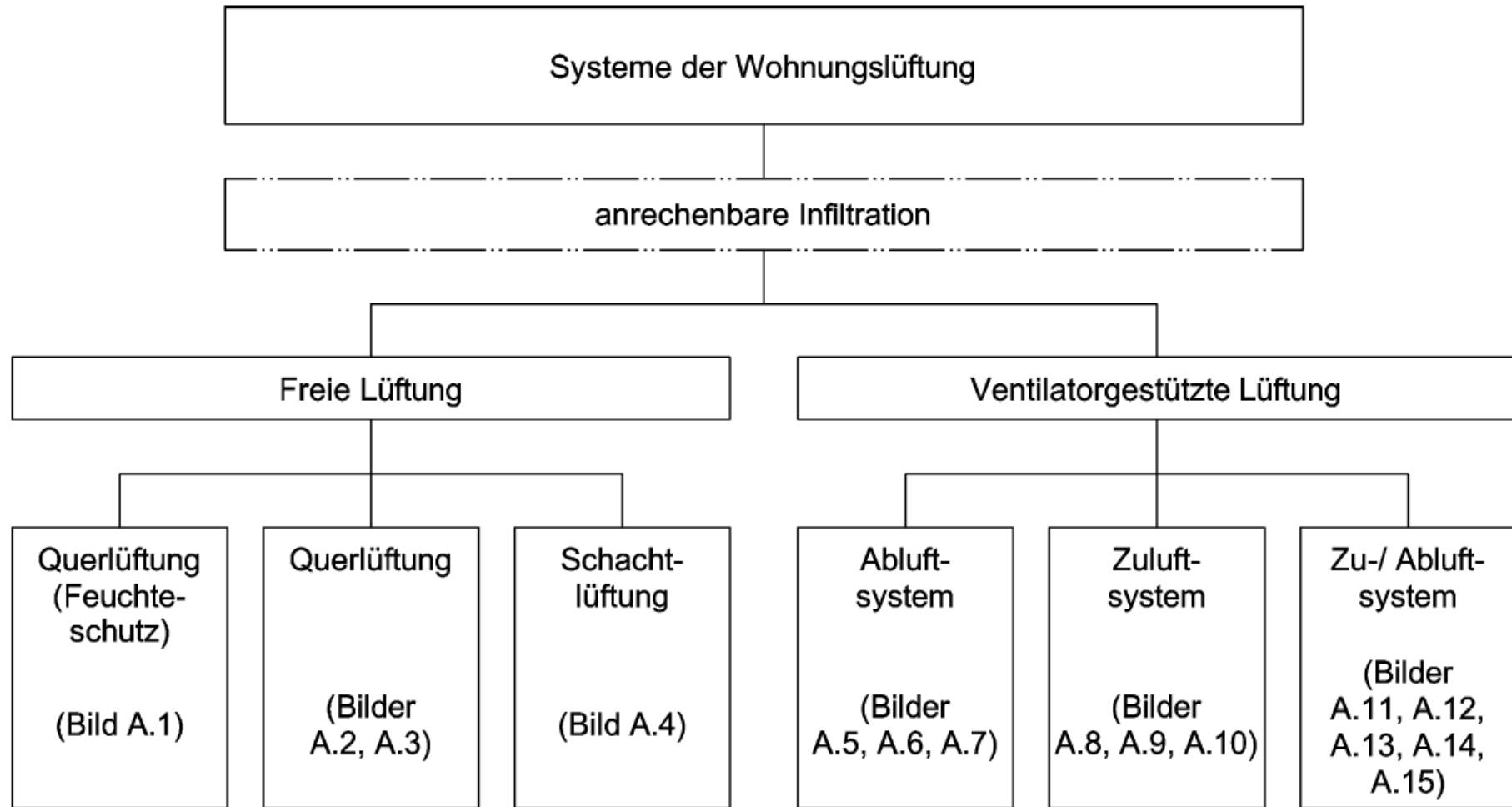
Tabelle 3 — Graphische Symbole

Graphisches Symbol	Benennung
	ALD
	Drosselklappe
	Filter
	Leitungsgebundener Luftdurchlass
	Lufterwärmer
	Platzhalter für Wohnungslüftungsgerät
	ÜLD
	Ventilator
	Wärmeübertrager zur WRG

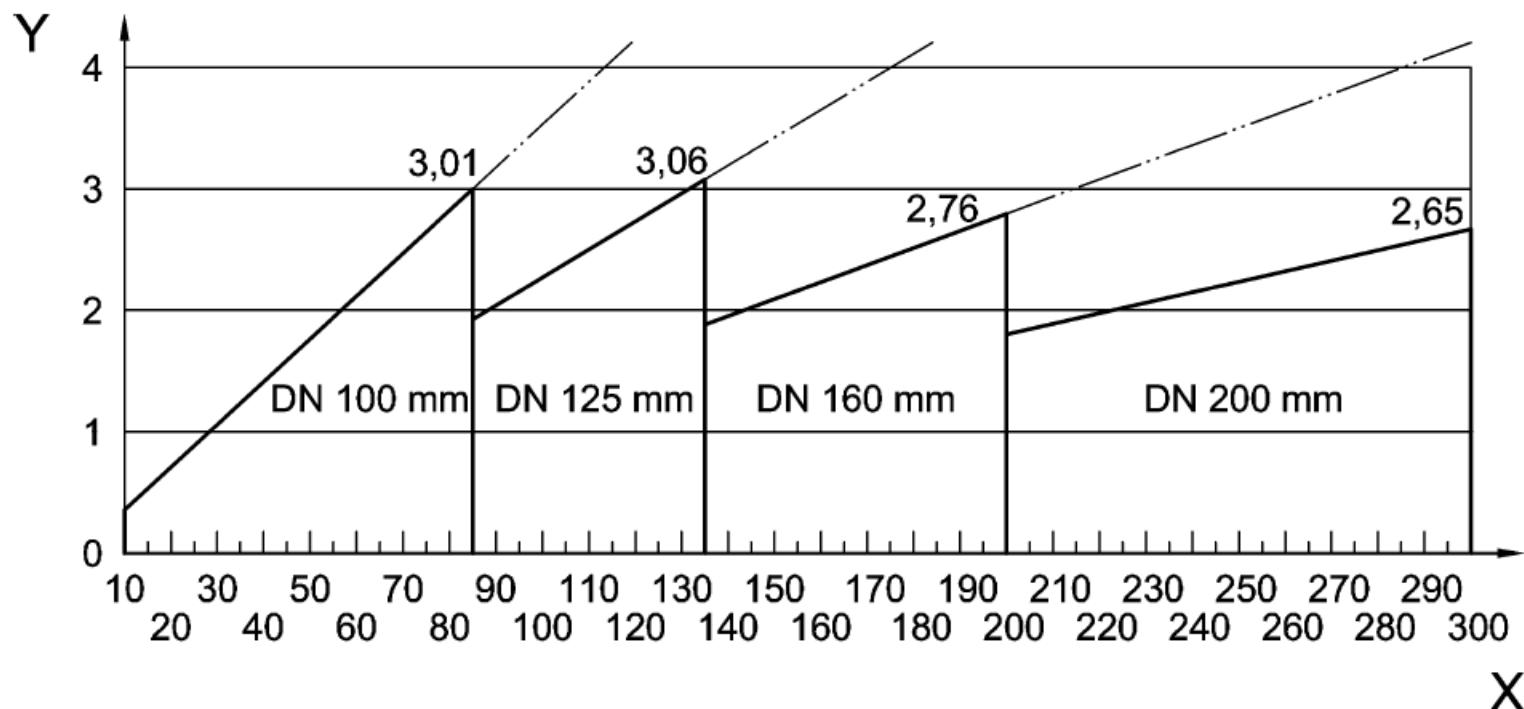
Tabelle 4 — Kennzeichnung von Luftarten in technischen Unterlagen für die Wohnungslüftung

Luftart	Symbol	Strichkennzeichnung	Farbe
Außenluft	AUL		grün
Zuluft	ZUL		rot <sup>a</sup>
Abluft	ABL		gelb
Fortluft	FOL		braun

<sup>a</sup> einheitlich, unabhängig von der(den) Luftbehandlung(en)



**Bild 1 — Systeme der Wohnungslüftung**



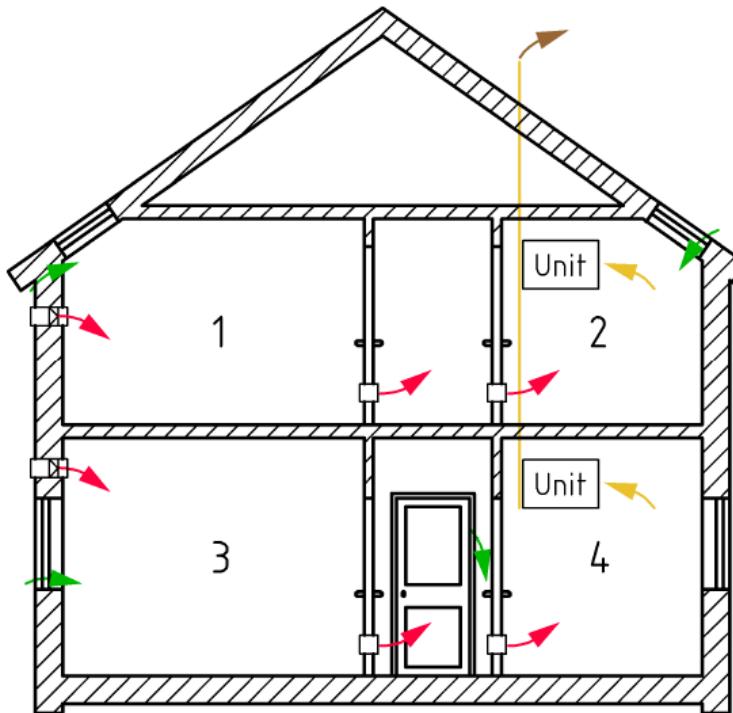
## Legende

- X Luftvolumenstrom ( $\text{m}^3/\text{h}$ )  
Y Luftgeschwindigkeit (m/s)

Bild 3 — Überschlägige Auslegung von Luftleitungen in Abhängigkeit vom Luftvolumenstrom

## Kennzeichnung für Bild A.4 nach Abschnitt 10 (Beispiel)

1. Lüftungssystem	AbLS
2. Anordnung – Gerät/Ventilator	D
3. Anordnung – Anlage	R
4. Wärmerückgewinnung	0
5. Energie	0
6. Hygiene	0/H
7. Rückschlagklappe	RK
8. Schallschutz	0
9. F-Lüftungsgerät	0



### Legende

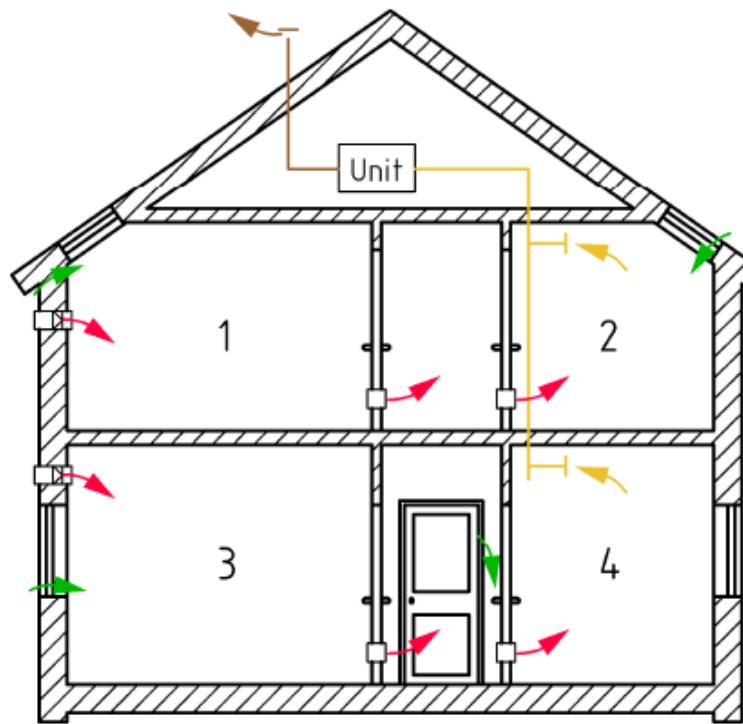
- 1 Schlafen
- 2 Bad
- 3 Wohnen
- 4 Küche

**Bild A.4 – Abluftsystem, Einzelventilator-Lüftungsanlage mit ALD im EFH (mit Sammelleitungen analog auch im MFH anwendbar). Das Abluftsystem entspricht der Entlüftungsanlage mit gemeinsamer Abluftleitung, Bild 2 in DIN 18107-3.**

## Kennzeichnung für Bild A.5 nach Abschnitt 10 (Beispiel)

1. Lüftungssystem
2. Anordnung – Gerät/Ventilator
3. Anordnung – Anlage
4. Wärmerückgewinnung
5. Energie
6. Hygiene
7. Rückschlagklappe
8. Schallschutz
9. F-Lüftungsgerät

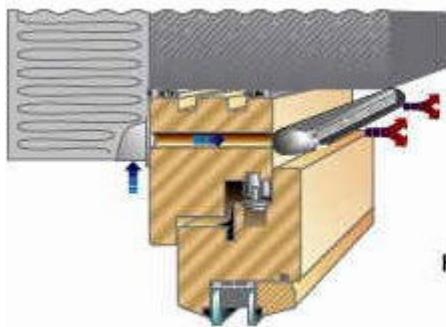
AbIL	
Z	
EFH	
0	
0	
0	
0	
0	
0	
0	



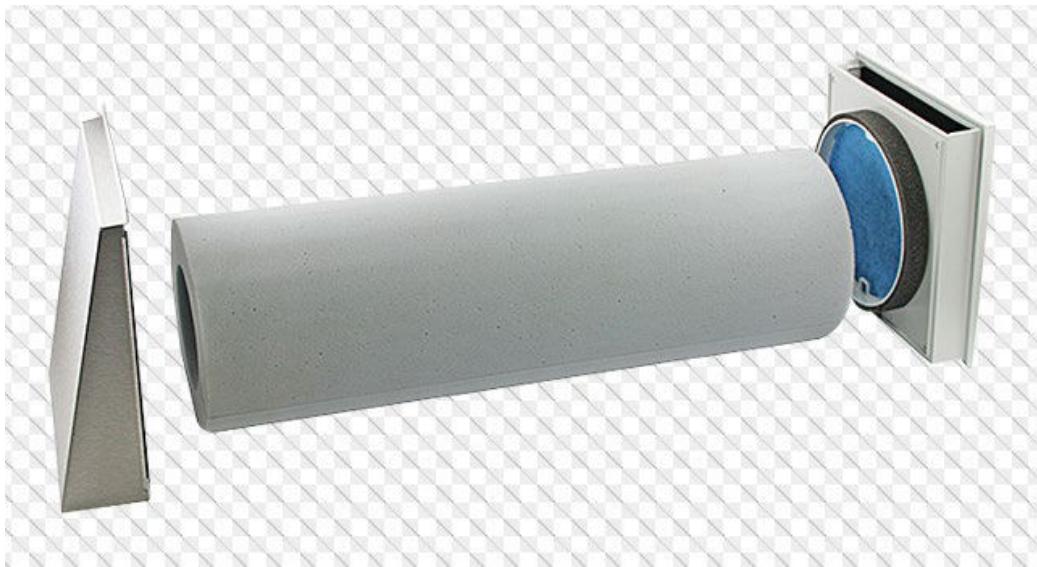
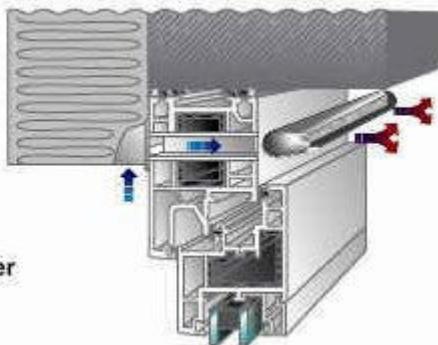
### Legende

- 1 Schlafen
- 2 Bad
- 3 Wohnen
- 4 Küche

**Bild A.5 — Abluftsystem, Zentralventilator-  
Lüftungsanlage mit ALD, im EFH**

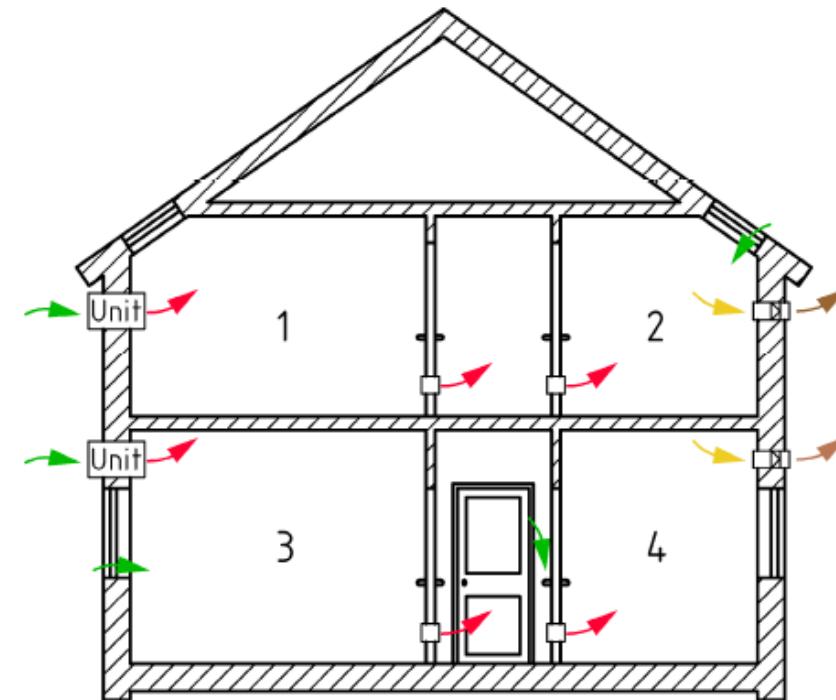


Fensterventile  
für  
Holz- und Kunststofffenster



**Kennzeichnung für Bild A.7  
nach Abschnitt 10 (Beispiel)**

- |                                 |      |
|---------------------------------|------|
| 1. Lüftungssystem               | ZulL |
| 2. Anordnung – Gerät/Ventilator | D    |
| 3. Anordnung – Anlage           | R    |
| 4. Wärmerückgewinnung           | 0    |
| 5. Energie                      | 0    |
| 6. Hygiene                      | 0    |
| 7. Rückschlagklappe             | 0    |
| 8. Schallschutz                 | 0    |
| 9. F-Lüftungsgerät              | 0    |



**Legende**

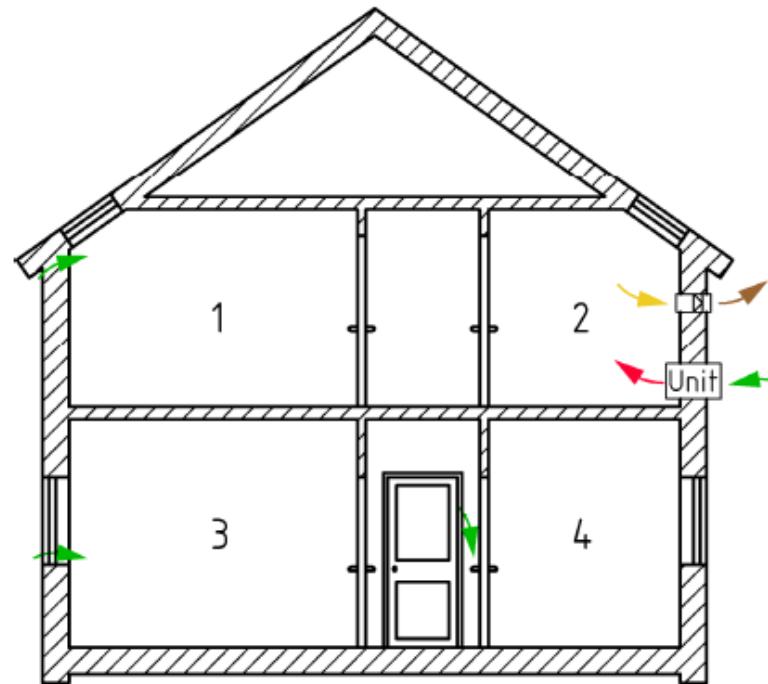
- 1 Schlafen
- 2 Bad
- 3 Wohnen
- 4 Küche

**Bild A.7 – Zuluftsystem, Anordnung in einer  
Nutzungseinheit**

Kennzeichnung für Bild A.8  
nach Abschnitt 10 (Beispiel)

1. Lüftungssystem
2. Anordnung – Gerät/Ventilator
3. Anordnung – Anlage
4. Wärmerückgewinnung
5. Energie
6. Hygiene
7. Rückschlagklappe
8. Schallschutz
9. F-Lüftungsgerät

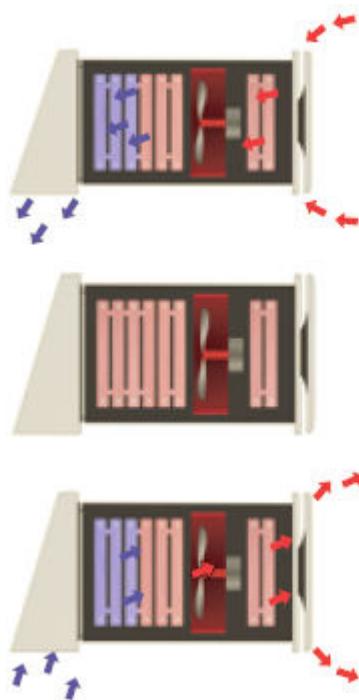
ZuL  
D  
R  
0  
0  
0  
0  
0  
0  
0



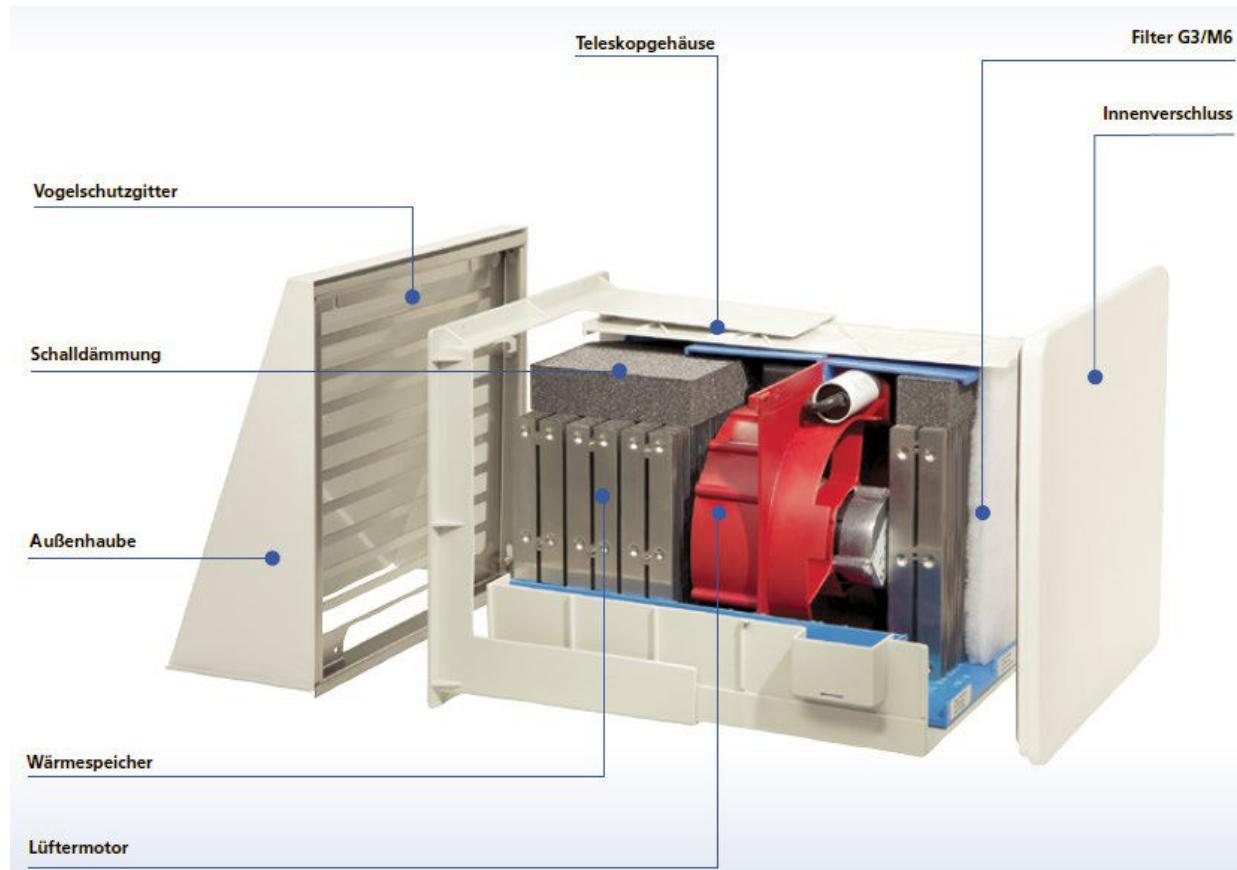
**Legende**

- 1 Schlafen
- 2 Bad
- 3 Wohnen
- 4 Küche

**Bild A.8 — Zuluftsystem, Anordnung in einem Raum einer Nutzungseinheit**

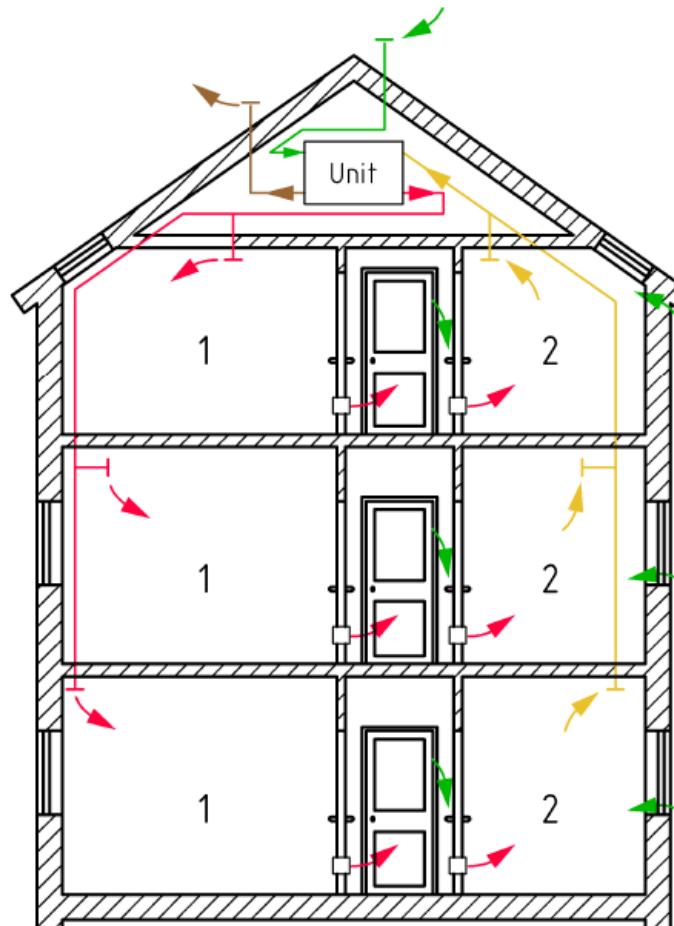


Die verbrauchte warme Raumluft wird ins Freie befördert und gibt dabei die Wärme an die Wärmespeicher ab. Danach kehrt sich die Laufrichtung des Lüfters um.



Kennzeichnung für Bild A.11  
nach Abschnitt 10 (Beispiel)

1. Lüftungssystem	ZAbLS
2. Anordnung – Gerät/Ventilator	Z
3. Anordnung – Anlage	MFH
4. Wärmerückgewinnung	WÜT/(WP)
5. Energie	O/E
6. Hygiene	O/H
7. Rückschlagklappe	0
8. Schallschutz	0
9. F-Lüftungsgerät	0



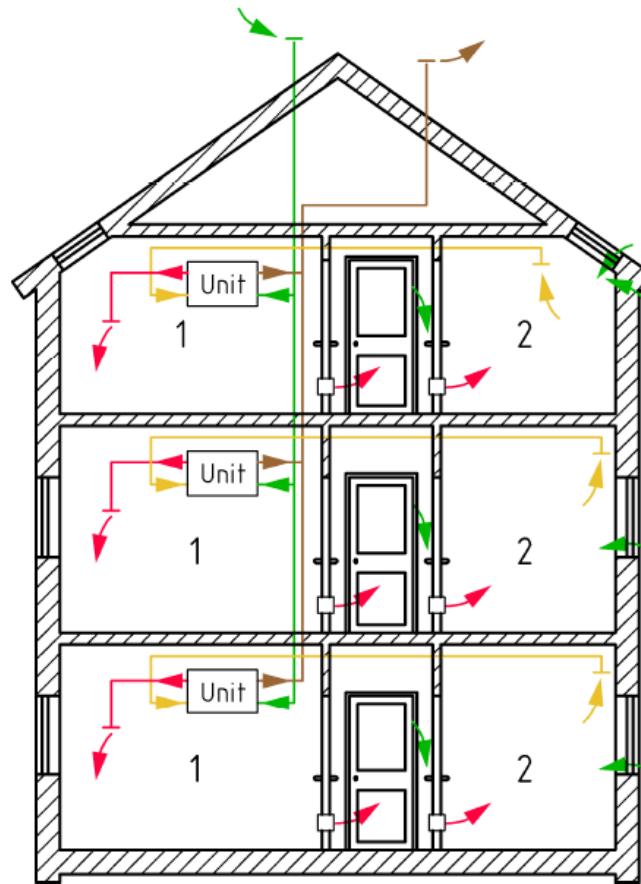
**Legende**

- 1 Wohnen
- 2 Küche

**Bild A.11 — Zu-/Abluftsystem, Zentralventilator-Lüftungsanlage, im MFH**

Kennzeichnung für Bild A.12  
nach Abschnitt 10 (Beispiel)

1. Lüftungssystem	ZAbLS
2. Anordnung – Gerät/Ventilator	D
3. Anordnung – Anlage	WE
4. Wärmerückgewinnung	WÜT
5. Energie	0/E
6. Hygiene	0/H
7. Rückschlagklappe	0
8. Schallschutz	0
9. F-Lüftungsgerät	0



**Legende**

- 1 Wohnen
- 2 Küche

**Bild A.12 — Zu-/Abluftsystem, Zentralventilator-Lüftungsanlage mit Wohnungs-Lüftungsgerät, im MFH**



Dezentrale Wohnungslüftungsgeräte im degewo Zukunftshaus,  
links: Bauphase

Luftart	Kurzzelchen	Kennzeichnung durch	
		Strich-kennzeichen	Farbe
Außenluft	AU	-----	grün
vorbehandelte Außenluft	VAU	-----	
Fortluft	FO	-----	gelb
nachbehandelte Fortluft	NFO	-----	
Abluft	AB	-----	gelb
nachbehandelte Abluft	NAB	-----	
Umluft	UM	-----	gelb
Mischluft	MI	-----	orange
Zuluft <sup>1)</sup>	ZU	-----	grün, rot, blau, violett
vorbehandelte Zuluft <sup>1)</sup>	VZU	-----	

<sup>1)</sup> Die Farbkennzeichnung der Zuluft wird entsprechend der Zahl der thermodynamischen Luftbehandlungsfunktionen der Zuluft gewählt:

grün	keine	thermodynamische Luftbehandlungsfunktionen
rot	1	
blau	2 oder 3	
violett	4	

## L 24/2 Graphische Symbole für Luftleitungen in Zeichnungen von Raumlufttechnischen Anlagen (nach DIN 1946-1)

Benennung	Graphisches Symbol	Bemerkungen nähere Erklärung
Luftleitung (LL) allgemein	-----	Darstellung im Strangschema
Luftleitung (LL) in Zeichnungen	rechteckiger Kanal Rundrohr	
Luftleitung mit zusätzlicher Qualitätsanforderung	L 90	hier z.B. Feuerwiderstands-klasse L 90 nach DIN 4102-6
Flexible Luftleitung	Flexibles Rundrohr, Schlauch	
Schalldämpfer (SD) allgemein	hier z.B. Darstellung in Luftleitung	

Benennung	Graphisches Symbol, allgemein	Anwendungsbeispiele
Luftleitung (LL) mit Zuluftdurchlaß	-----	A Deckenzuluftverteiler (rund), B Schlitzdurchlaß für Rohreinbau
Luftleitung (LL) mit Abluftdurchlaß	-----	C Deckenabluftsammler (rund), D Abluftgitter für Rohreinbau
Wetterschutzgitter	---	
Klappe (KL), allgemein	---	E Drosselklappe in Luftleitung, F Brandschutzklappe K 90 in Luftleitung (rechts)
Gliederklappe, Jalousieklappe	---	G Jalousieklappe, H gleichläufig, H gegenläufig
Ventilator (VE), Verdichter, allgemein	○	I Radialventilator, J Axialventilator, K Kältemittelverdichter
Luftfilter (LF), allgemein	---	L Schwebstofffilter, M Rollbandfilter
		N Elektrofilter, O Filter mit Klassifizierung
Lufterwärmer (LH), (Luftheizer)	---	P Luft/Wasser, Q Luft/Dampf
Luftkühler (LK),	---	R Luft/Wasser, S Luft/Dampf T Elektro-(Peltier-)Luftkühler
Kreuzstrom-Wärmerückgewinner (WRG)	---	U Platten-WRG in Luftleitung
Wärme-Feuchte-WRG (WFRG) mit Speichermasse	---	V Rotierender WFRG in Luftleitung (Schalschema)
Luftbefeuhter (LB) Luftentfeuchtter (LE)	---	W Dampfbefeuhter mit Fremddampf
Abschalter, allgemein, Tropfenabschalter (TA)	---	X Adiabatischer Umlaufsprühbefeuhter mit Tropfenabschalter
Kammern (KA), Mischkammer, allgemein	---	Y Mischkammer mit z.B. 3 Ausgängen
Mischkammer mit Klappen und Antrieb (Elektromotor)	---	Z Mischkammer in Luftleitung, Klappen mit pneumatischem Antrieb

Pistori: Handbuch der Gebäudetechnik

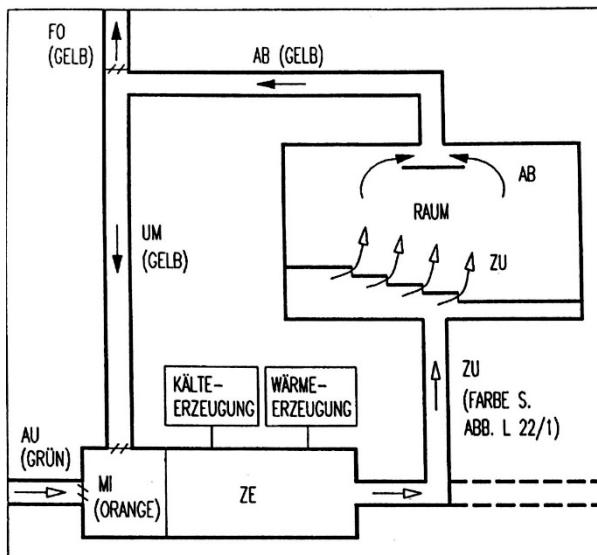
Erläuterungen zu den Anwendungsbeispielen	
A Konstantvolumenstromregler, ohne Hilfsenergie	
B Variablenvolumenstromregler, pneumatisch	
C Mischregler mit konstantem Volumenstrom	
D Mischregler mit variablem Volumenstrom	
E Kanal-Temperaturfühler, F Kanal-Differenzdruckfühler, G Kanal-Feuchtefühler	
H Raum-Temperaturfühler I Raum-Feuchtefühler	
J Außen-Temperaturfühler K Außen-Enthalpiefühler	
L Pneumatischer Analogregler M Elektrischer Digitalregler	
N Kreiselpumpe O Kolbenpumpe	
P Dampfkessel, Angabe maximaler Betriebsdruck, Q maximale Betriebstemperatur	
R Wärmeaustauscher, S mit Kreuzung der Stoffflüsse T ohne Kreuzung der Stoffflüsse	
U Kompressionskühlmaschine V Absorptionskühlmaschine	
W Offener Kühlurm, z.B. mit Axial-Ventilator X Membran-Ausdehnungsgefäß	
Y Ventilatorkonvektor, im Luft- und Wasserschema, wasserseitig geregelt, 2-Rohr-System	
Z Induktionsgerät, im Luft- und Wasserschema, luftseitig geregelt, 4-Rohr-System	

Benennung	Graphisches Symbol, allgemein	Anwendungsbeispiele	Benennung	Graphisches Symbol, allgemein	Anwendungsbeispiele	Benennung	Graphisches Symbol, allgemein	Anwendungsbeispiele
Volumenstromregler (VR), allgemein		A	Armatur, allgemein		A	A Durchgangs-Absperrventil mit Handbetätigung		
		B			B	B Eck-Absperrventil		
Luftmischer, Mischregler (MR), allgemein		C	Durchgangs-Regelventil, Drosselventil		D	C Drehweg-Absperrventil (Umschaltventil)		
		D	Vierweg-Regelventil, Drosselventil		E	D Durchgangs-Regelventil mit pneumatischem Antrieb		
(MSR) Fühler, Meßort, Kanalfühler		E	Druckminder-Durchgangsventil		F	E Vierweg-Regelventil mit Elektroantrieb		
Raumfühler, allgemein		H	Überströmventil, federbelastet			F Druckminder-Eckventil		
Außenfühler, allgemein		I	Überströmventil, gewichtsbelastet					
Regler, allgemein		M	Rückschlagarmatur, allgemein		G	G Rückschlag-Durchgangsventil		
Pumpe (PU), Flüssigkeitspumpe, allgemein		N	O		H	H Rückschlag-Eckventil		
Wasserdampferzeuger (WE)		p 10 bar	0 130°C			I Rückschlagklappe		
Wärmeaustauscher		R	S			J Sicherheits-Eckventil, K Sicherheits-Durchgangs-asperrventil, federbelastet		
Heiz-/Kühlmaschine Wärmepumpe (HM), Kältemaschine (KM)		T	U			L Sicherheits-Eckventil, M Sicherheits-Durchgangsab-sperrventil, gewichtsbelastet		
Kühlturm (KT), allgemein		V						
Behälter allgemein, Ausdehnungsgefäß (AG)		W	X			N Eckhahn O Dreieghahn		
Ventilatorkonvektor, allgemein (VEK)		T				P Vierweghahn		
Induktionsgerät, allgemein (IGR)		Z						
						Q Armatur mit Membranantrieb, R Armatur mit Elektromotorantrieb, S Armatur mit Magnetantrieb, T Armatur mit Hydraulikantrieb, U Armatur mit Dehnungsantrieb		

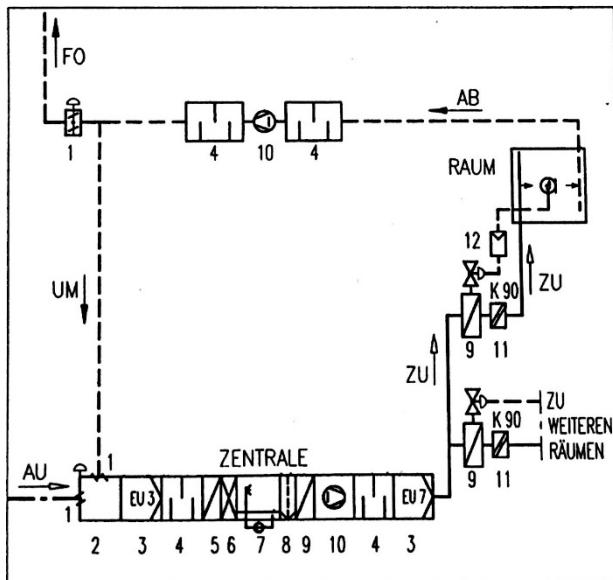
Benennung	Graphisches Symbol
Beispiele	
A Fenster, allgemein	A
B Drehflügel	B
C Kippflügel	C
D Drehkipflügel	D
E Klappflügel	E
F Schwingflügel	F
G Wendeflügel	G
H Schlebeflügel	H
I Lüftungsgitter-Fenster	I
J Frei stehender Luftschaft	J
K Fortluftschaft	K
L Außenluftschaft	L
M Dachaufsatz	M
N Dachkuppel	N
N Dachlaterne	O
O Deflektor	P

L 28/2 Nicht mehr gültige, z.T. aber noch gebräuchliche graphische Symbole für Raumlufttechnische Anlagen

Benennung	Graphisches Symbol
A Zuluftdurchlaß	A
B Abluftdurchlaß	B
C Sperrvorrichtung	C
D motorbetätigte, E membranbetätigtes Jalousieklappe	D E
F Axialventilator	F
G Radialventilator	G
H Luftfilter	H
I Luftvorerhitzer	I
J Luftnacherhitzer	J
K Luftkühler	K
L Pumpe	L
M Düsenkammer	F



L 29/1 Bezeichnungen der Leitungsteile einer Klimaanlage



## Erläuterungen

- ZU Zuluft: die gesamte dem Raum zugeführte (in der Regel aufbereitete) Luft
- AB Abluft: die aus dem Raum abgezogene Luft
- FO Fortluft: die ins Freie abgeführt Luft
- UM Umluft: Abluft, die als Zuluft wiederverwendet wird
- MI Mischluft: Gemisch von Luft verschiedener Art oder verschiedenen Zustands (hier: Umluft und Außenluft)
- ZE Zentrale: Teil der Anlage, in dem die Luftbehandlung in verschiedenen Stufen stattfindet, als Kompaktgerät (Kammerzentrale) oder ggf. auch mit Unterzentralen

## Legende

- 1 Jalousiekappen
- 2 Mischkammer
- 3 Filter (Filterklasse)
- 4 Schalldämpfer
- 5 Lufterhitzer
- 6 Luftkühler
- 7 Luftwässcher (Sprühbefeuchteter)
- 8 Tropfenabschalter
- 9 Nachwärmer
- 10 Ventilator
- 11 Brandschutzklappe
- 12 Regler

$$\Delta p_1 = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho}{2} v^2 \quad \text{für die gesamte Rohrlänge } l$$

$$\Delta p_2 = \sum \zeta_u \frac{\rho}{2} v^2 \quad \text{für Einzelwiderstände}$$

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2$$

$\lambda$  ... Reibungszahl

$\zeta_u$ ...Widerstandsbeiwert von Luftkanalteilen

The table contains 24 numbered sections, each illustrating a specific air duct component and its associated friction coefficient ( $\zeta$ ) values. The components include:

- Bogen (Section 1):** A curved duct with radius  $R$  and diameter  $D$ . Values for  $R/D$  from 0.5 to 4.
- Leitblech (Section 2):** A duct with a leading edge. Values for  $R/D$  from 0.5 to 2.
- Leitbleche (Section 3):** A duct with multiple leading edges. Values for  $R/W$  from 0.5 to 2.
- Gabelung (Section 4):** A T-junction. Values for  $h/b$  from 0.25 to 2.0.
- Gabelung (Section 5):** A T-junction with a transition. Values for  $R/W$  from 0 to 0.8.
- Leitbleche (Section 6):** A duct with multiple leading edges. Values for  $R/W$  from 0.5 to 2.
- Gabelung (Section 7):** A T-junction. Values for  $R/W$  from 0 to 0.8.
- Gabelung (Section 8):** A T-junction with a transition. Values for  $R/W$  from 0 to 0.8.
- Profil (Section 9):** A duct with a profile. Values for  $\alpha$  from 10 to 90°.
- Abzweig (Section 10):** A branch duct. Values for  $w_1/w_2$  from 0.4 to 3.0.
- Abzweig (Section 11):** A branch duct with a transition. Values for  $R/D$  from 0.5 to 2.
- Einstromöffnung (Section 12):** An inlet opening. Values for  $\alpha$  from 10 to 90°.
- Einstromöffnung (Section 13):** An inlet opening. Values for  $\zeta$  from 0.9 to 1.25.
- Erweiterung\* (Section 14):** An expansion. Values for  $R/D$  from 0.25 to 1.0.
- Erweiterung\* (Section 15):** An expansion. Values for  $\alpha$  from 15 to 90°.
- Verengung (Section 16):** A constriction. Values for  $A_1/A_2$  from 0 to 0.8.
- Verengung (Section 17):** A constriction. Values for  $A_1/A_2$  from 0.2 to 0.8.
- Verengung (Section 18):** A constriction. Values for  $\zeta$  from 0.5 to 1.0.
- Blende\* (Section 19):** A baffle. Values for  $A_2/A_1$  from 0 to 1.0.
- Blende\* (Section 20):** A baffle. Values for  $A_2/A_1$  from 0.2 to 0.8.
- Blende\* (Section 21):** A baffle. Values for  $A_1/A_2$  from 0.9 to 1.0.
- Verengung (Section 22):** A constriction. Values for  $\alpha$  from 0° to 60°.
- Verengung (Section 23):** A constriction. Values for  $h/D$  from 0.2 to 1.0.
- Verengung (Section 24):** A constriction. Values for  $R/D$  from 0.5 to 1.0.
- Lochblech:** A table showing free cross-section percentages and zeta values for various hole patterns.



$$\frac{\Delta p}{z} = \frac{\bar{p} \cdot g}{R} \left( \frac{1}{T_a} - \frac{1}{T_i} \right)$$

$$\frac{\Delta p}{z} = 3418,12 \frac{\text{Pa K}}{\text{m}} \cdot \left( \frac{1}{T_a} - \frac{1}{T_i} \right)$$

mit

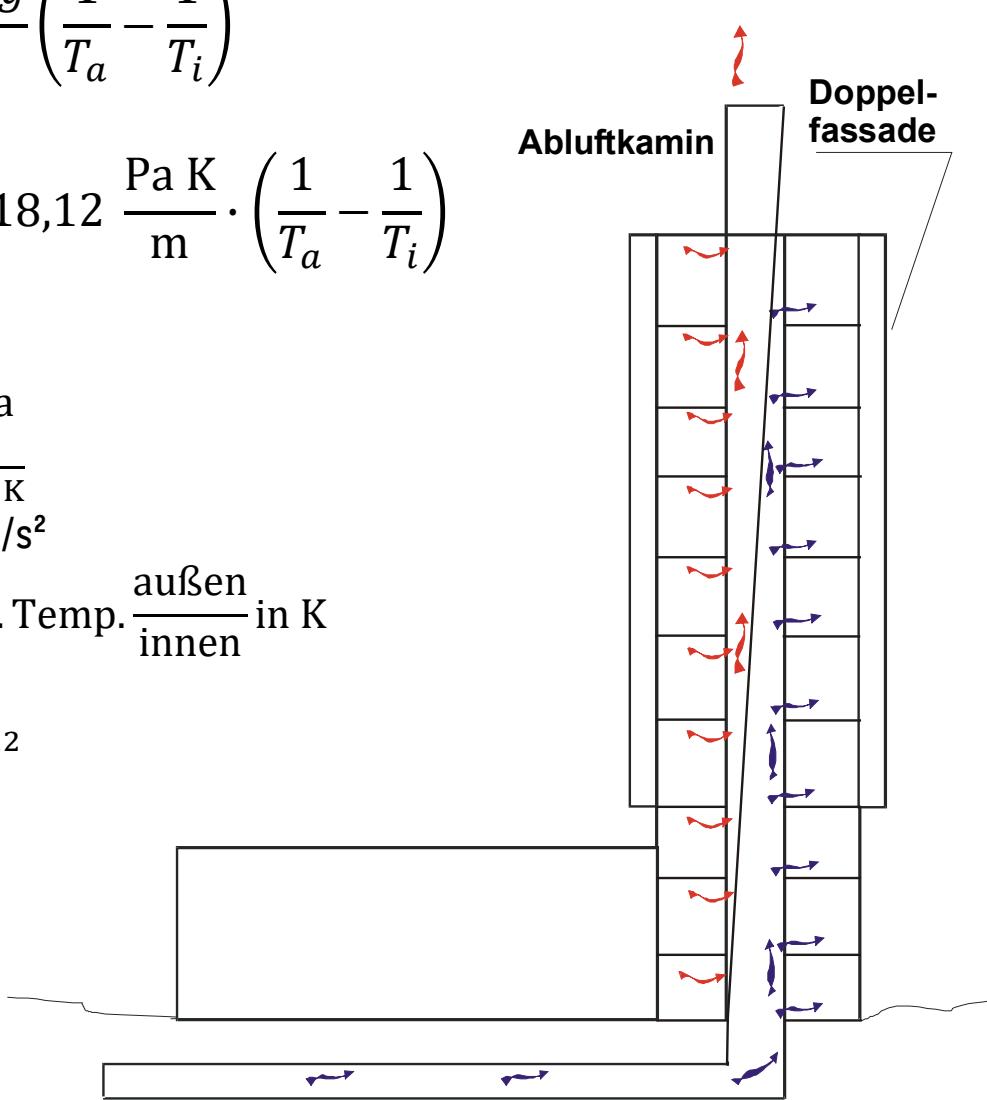
$$\bar{p} = 10^5 \text{ Pa}$$

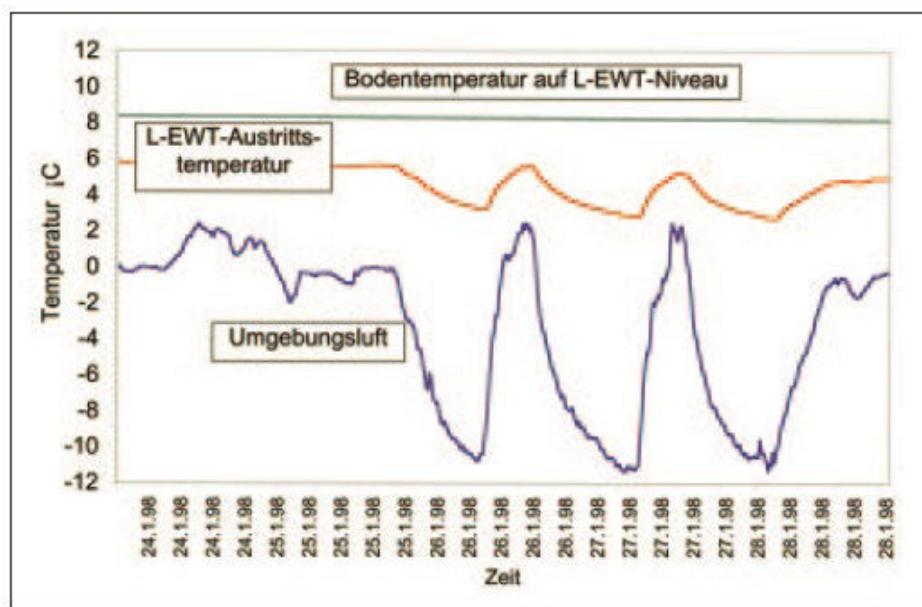
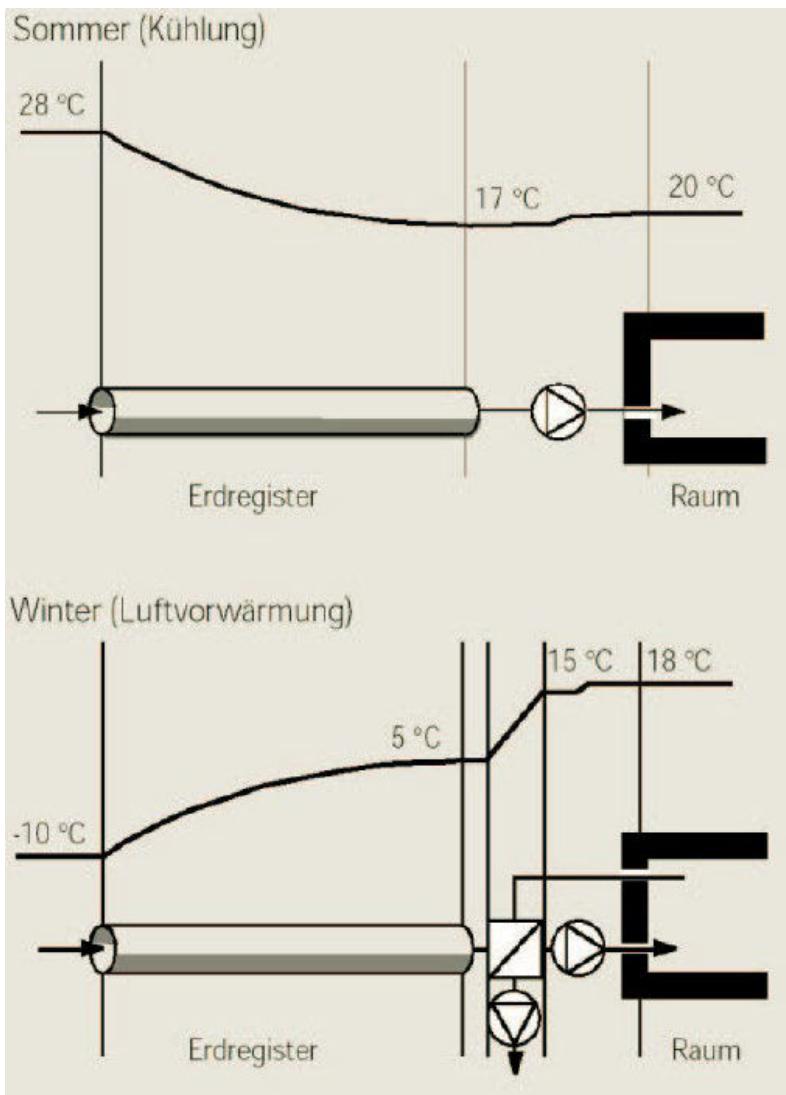
$$R = 287 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$T_{a,i}$  ... abs. Temp.  $\frac{\text{außen}}{\text{innen}}$  in K

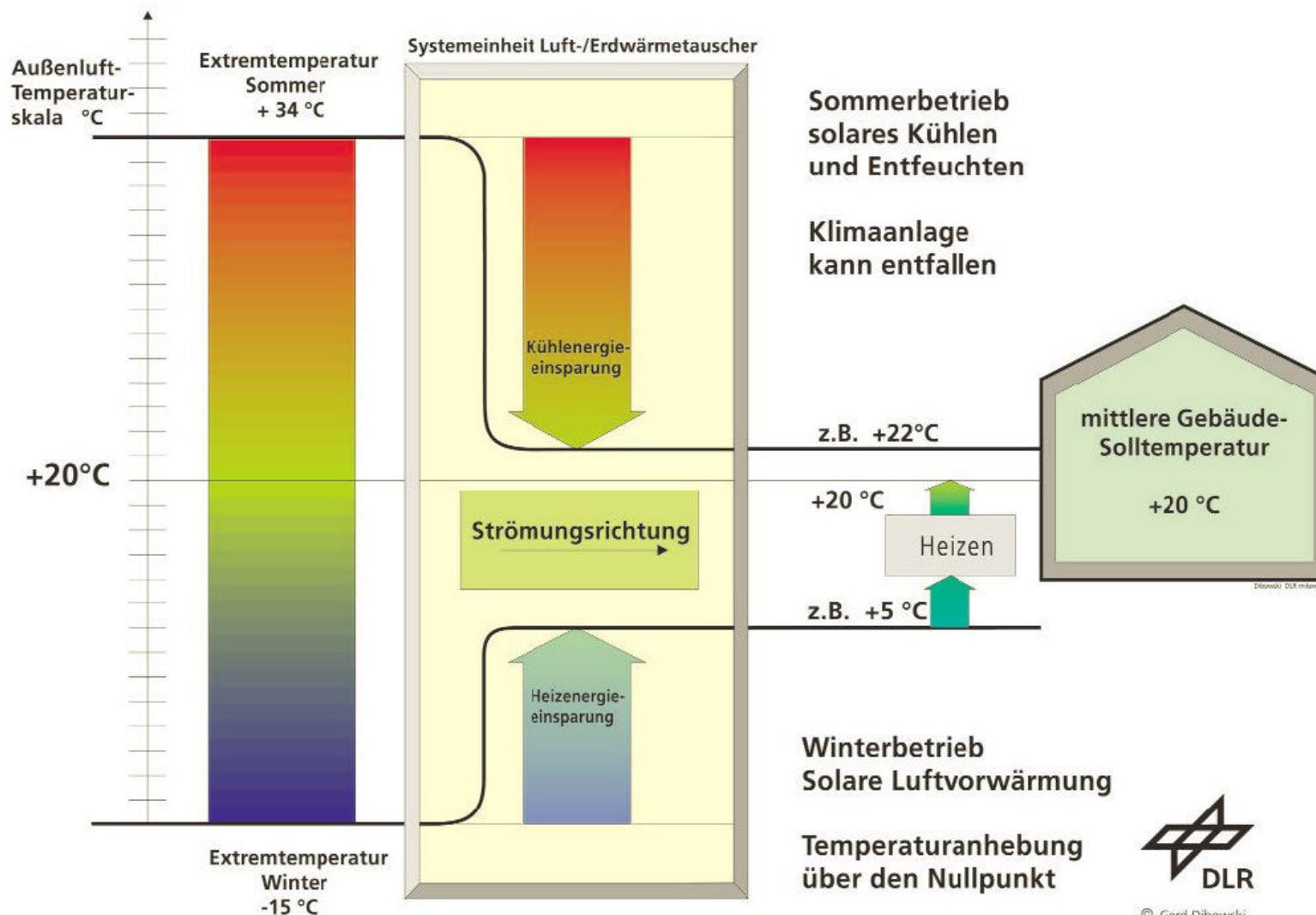
$$\Delta p = \frac{\rho}{2} \cdot v^2$$



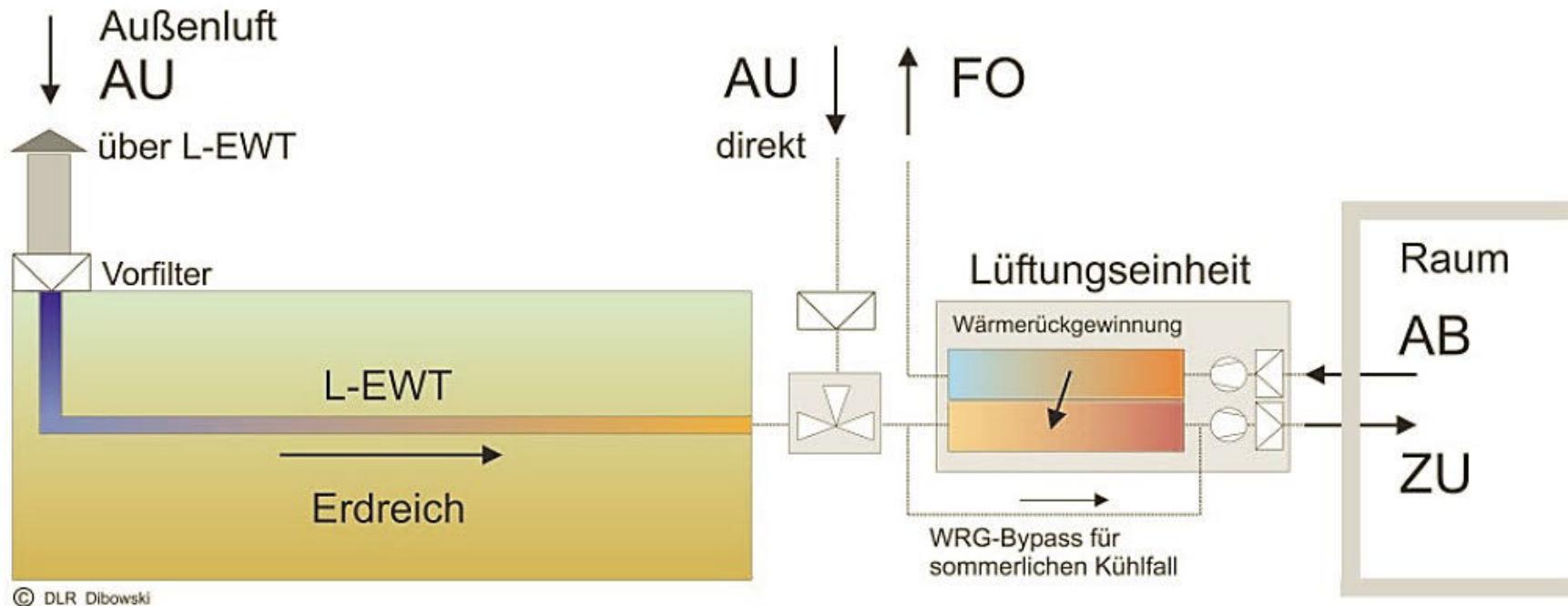


*Beispiel Frostschutzfunktion eines L-EWT, gemessene Temperaturen (DLR Köln)*

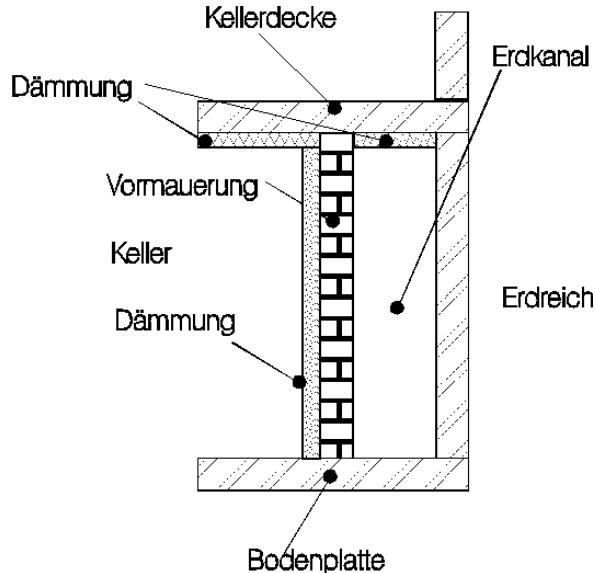
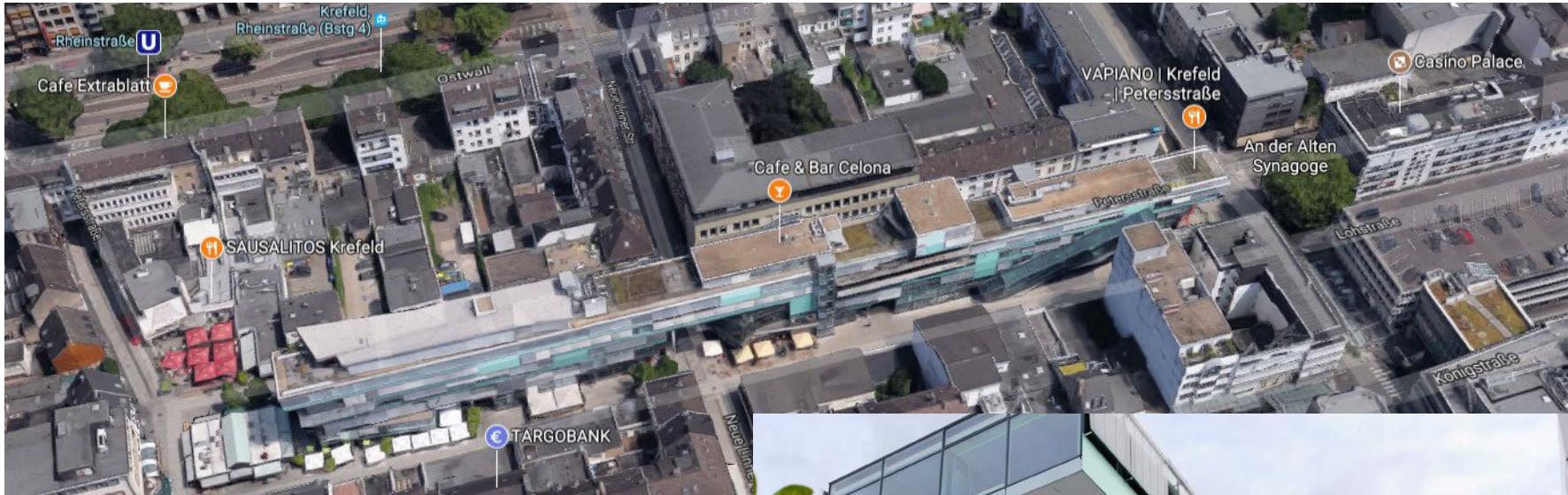
Quelle: Dibowski, Wortmann. LUFT-ERDWÄRMETAUSCHER L-EWT  
Teil 1 Systeme für Wohngebäude, AG Solar NRW



Quelle: Dibowski, Wortmann. LUFT-ERDWÄRMETAUSCHER L-EWT  
Teil 1 Systeme für Wohngebäude, AG Solar NRW



Quelle: Dibowski, Wortmann. LUFT-ERDWÄRMETAUSCHER L-EWT  
Teil 1 Systeme für Wohngebäude, AG Solar NRW



## Lieferzahl

Die Lieferzahl beschreibt das Verhältnis der tatsächlichen Fördermenge zur theoretisch möglichen Fördermenge (Produkt aus Kreisfläche des Rades und Umfangsgeschwindigkeit).

$$\varphi = \frac{V * 4 * 60}{\pi^2 * D^3 * n}$$

$\varphi$  = Lieferzahl (-)

V = Volumenstrom ( $m^3/s$ )

D = Laufradaußendurchmesser (m)

n = Drehzahl (1/min)

## Druckzahl

Die Druckzahl des Rades ergibt sich aus dem Verhältnis der vom Rad erzeugten Druckhöhe zum Staudruck der Umfangsgeschwindigkeit.

$$\Psi = \frac{\Delta p_t * 2 * 60^2}{\rho * (D * \pi * n)^2}$$

$\Psi$  = Druckzahl (-)

$\rho$  = Dichte ( $kg/m^3$ )

$\Delta p_t$  = Totaldruckerhöhung (Pa)

D = Laufradaußendurchmesser (m)

n = Drehzahl (1/min)

## Leistungsdichte

Das Produkt aus Lieferzahl und Druckzahl wird als Leistungsdichte bezeichnet.

$$L = \varphi * \psi$$

$L$  = Leistungsdichte (-)

$\varphi$  = Lieferzahl (-)

$\psi$  = Druckzahl (-)

## Wirkungsgrad

Der Wirkungsgrad beschreibt das Verhältnis der Förderleistung zur Wellenleistung.

$$\eta = \frac{V * \Delta p_t}{P_w}$$

$\eta$  = Wirkungsgrad (-)

$V$  = Volumenstrom ( $m^3/s$ )

$\Delta p_t$  = Totaldruckerhöhung (Pa)

$P_w$  = Wellenleistung (W)

## Wirkungsgrad

Der Wirkungsgrad beschreibt das Verhältnis der Förderleistung zur Wellenleistung.

$$\eta = \frac{V * \Delta p_t}{P_w}$$

$\eta$  = Wirkungsgrad (-)

V = Volumenstrom ( $m^3/s$ )

$\Delta p_t$  = Totaldruckerhöhung (Pa)

$P_w$  = Wellenleistung (W)

## Leistungsziffer

Die Leistungsziffer ist ein Maß für die erforderliche Wellenleistung.

$$\lambda = \frac{\varphi * \psi}{\eta}$$

$\lambda$  = Leistungsziffer (-)

$\varphi$  = Lieferzahl (-)

$\psi$  = Druckzahl (-)

$\eta$  = Wirkungsgrad (-)

Bauart		Lieferzahl	Druckzahl	Anwendung
<b>Axialventilator</b>				
Wandventilator		0,10 ... 0,25	0,05 ... 0,10	für Fenster- und Wandeinbau
ohne Leitrad		0,15 ... 0,30	0,10 ... 0,30	bei geringen Drücken
mit Leitrad		0,30 ... 0,60	0,30 ... 0,60	bei höheren Drücken
Gegenläufer		0,20 ... 0,80	1,00 ... 3,00	höchste Drücke, Sonderfälle
<b>Radialventilator</b>				
rückwärts gekrümmte Schaufeln		0,20 ... 0,40	0,60 ... 1,00	bei hohen Drücken und Wirkungsgraden
gerade Schaufeln		0,30 ... 0,60	1,00 ... 2,00	für Sonderzwecke
vorwärts gekrümmte Schaufeln		0,40 ... 1,00	2,00 ... 3,00	bei geringen Drücken und Wirkungsgraden

Quelle: [www.schweizer-fn.de/lueftung/ventilator/ventilator.php#](http://www.schweizer-fn.de/lueftung/ventilator/ventilator.php#)

## Leistungsbedarf des Ventilators

$$P_w = \frac{V * \Delta p_t}{1000 * \eta}$$

$P_w$  = Leistungsbedarf der Ventilatorwelle (kW)

V = Volumenstrom ( $\text{m}^3/\text{s}$ )

$\Delta p_t$  = Totaldruckerhöhung (Pa)

$\eta$  = Wirkungsgrad des Ventilators (-)

## Leistungsbedarf des Antriebmotors

$$P_M = \frac{P_w}{\eta_G * \eta_M}$$

$P_M$  = Leistungsbedarf des Antriebmotors (kW)

$P_w$  = Leistung der Ventilatorwelle (kW)

$\eta_G$  = Wirkungsgrad Kraftübertragungskomponente (-)

$\eta_M$  = Wirkungsgrad des Antriebmotors (-)

Wirkungsgrad von Kraftübertragungskomponenten:

- Starre Kupplung 1,00
- Keilriemen Einzelriemen 0,93 ... 0,95
- Keilriemen Mehrfachriemen 0,90 ... 0,93
- Schmalkeilriemen 0,94
- Schmalkeilriemen zweirillig 0,95
- Keilrippenriemen 0,97
- Flachriemen 0,96 ... 0,99
- Zahnriemen 0,98 ... 0,99

## Mittlerer Wirkungsgrad von E-Motoren:

Motorleistung (kW)	Wirkungsgrad (-)	Motorleistung (kW)	Wirkungsgrad (-)
1,1	0,762	15,0	0,894
1,5	0,785	18,5	0,900
2,2	0,810	22,0	0,905
3,0	0,826	30,0	0,914
4,0	0,842	37,0	0,920
5,5	0,857	45,0	0,925
7,5	0,870	55,0	0,925
11,0	0,884	78,0	0,936

Quelle: [www.schweizer-fn.de/lueftung/ventilator/ventilator.php#](http://www.schweizer-fn.de/lueftung/ventilator/ventilator.php#)

## Änderung des Volumenstroms in Abhängigkeit der Ventilatordrehzahl

Der Volumenstrom ändert sich proportional mit der Drehzahl.

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

$$V_2 = V_1 * \frac{n_2}{n_1}$$

$V_1$  = Volumenstrom Betriebspunkt 1 ( $\text{m}^3/\text{s}$ )

$V_2$  = Volumenstrom Betriebspunkt 2 ( $\text{m}^3/\text{s}$ )

$n_1$  = Drehzahl Betriebspunkt 1 (1/min)

$n_2$  = Drehzahl Betriebspunkt 2 (1/min)

## Änderung der Druckerhöhung in Abhängigkeit der Ventilatordrehzahl

Die Druckerhöhung ändert sich mit dem Quadrat der Drehzahl.

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^2$$

$$\Delta p_2 = \Delta p_1 * \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^2$$

$\Delta p_1$  = Druckerhöhung Betriebspunkt 1 (Pa)

$\Delta p_2$  = Druckerhöhung Betriebspunkt 2 (Pa)

$n_1$  = Drehzahl Betriebspunkt 1 (1/min)

$n_2$  = Drehzahl Betriebspunkt 2 (1/min)

## Änderung des Leistungsbedarfs in Abhängigkeit der Ventilatordrehzahl

Der Leistungsbedarf ändert sich mit der dritten Potenz der Drehzahl.

$$\frac{P_{w1}}{P_{w2}} = \left( \frac{n_1}{n_2} \right)^3$$

$$P_{w2} = P_{w1} * \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^3$$

$P_{w1}$  = Leistungsbedarf Betriebspunkt 1 (kW)

$P_{w2}$  = Leistungsbedarf Betriebspunkt 2 (kW)

$n_1$  = Drehzahl Betriebspunkt 1 (1/min)

$n_2$  = Drehzahl Betriebspunkt 2 (1/min)

Quelle: [www.schweizer-fn.de/lueftung/ventilator/ventilator.php#](http://www.schweizer-fn.de/lueftung/ventilator/ventilator.php#)

## Beispiel Lüftung

### Ausgangssituation

Kanalquerschnitt	0.5 m <sup>2</sup>			
v_Luft	2 m/s			
Volumenstrom?	1 m <sup>3</sup> /s	=	3600 m <sup>3</sup> /h	
Druckabfall?	2000 Pa			
Leistungsbedarf Ventilator (eta=1)?	2 kW			
Strombedarf bei 2500 VBh	5 MWh/a			
Stromkosten bei 0,3€/kWh	1500 €/a			

### veränderte Nutzung (3-facher Luftbedarf)

v_Luft	6 m/s			
Volumenstrom?	3 m <sup>3</sup> /s	=	10800 m <sup>3</sup> /h	
Druckabfall?	18000 Pa			
Leistungsbedarf Ventilator (eta=1)?	54 kW	Faktor 3 <sup>3</sup> =	27	
Strombedarf bei 2500 VBh	135 MWh/a			
Stromkosten bei 0,3€/kWh	40500 €/a			

### zus. Kanalvergrößerung 4-fach

Kanalquerschnitt	2 m <sup>2</sup>			
v_Luft	1.5 m/s			
Volumenstrom?	3 m <sup>3</sup> /s	=	10800 m <sup>3</sup> /h	
Druckabfall?	1125 Pa			
Leistungsbedarf Ventilator (eta=1)?	3.375 kW	Faktor=	1.7	
Strombedarf bei 2500 VBh	8 MWh/a			
Stromkosten bei 0,3€/kWh	2531 €/a			

## Vier Generationen der Fernwärmenetze

- **1. Generation:** 1880 - 1930  
Wasserdampf als Heizmedium
- **2. Generation:** 1930 – 1970  
Heißwasser von über 100°C, vor Ort isolierte Stahlrohre
- **3. Generation:** 1970 – heute  
meist etwas niedrigere Temperaturen, Einsatz von Fertigrohren
- **4. Generation:** Erprobungsphase, Einsatz ab ca. 2020  
Niedertemperaturwärme (30°C ... 70°C)  
Einsatz vieler (regenerativer) Erzeugungsquellen

## 1. Generation – Die Dampfheizung

Die erste zentrale Dampfheizung wurde 1877 in New York zur Versorgung eines Wohngebietes errichtet.

Dieses ist bis heute in Manhattan in Betrieb und versorgt Gebäude wie das Rockefeller Center. Der besonders durch Filme bekannte Dampf in New Yorks Straßen entsteht durch Leckagen und Ausgleich von Überdruck.

Die Dämmung der Rohre wurde damals durch drei Schichten realisiert:

1. Asbestpapier
2. Russischer Filz
3. Manilapapier



Dampfaustritt aus dem Netz

## 2. Generation – Die Warmwasserheizung

Seit den 1930iger Jahren werden größere Fernwärmesysteme zu-meist mit Wasser statt mit Dampf betrieben. Bis in die 1970iger Jahre wurden die meisten Komponenten vor Ort isoliert. Viele solcher Systeme werden noch heute in Osteuropa und Russland betrieben.



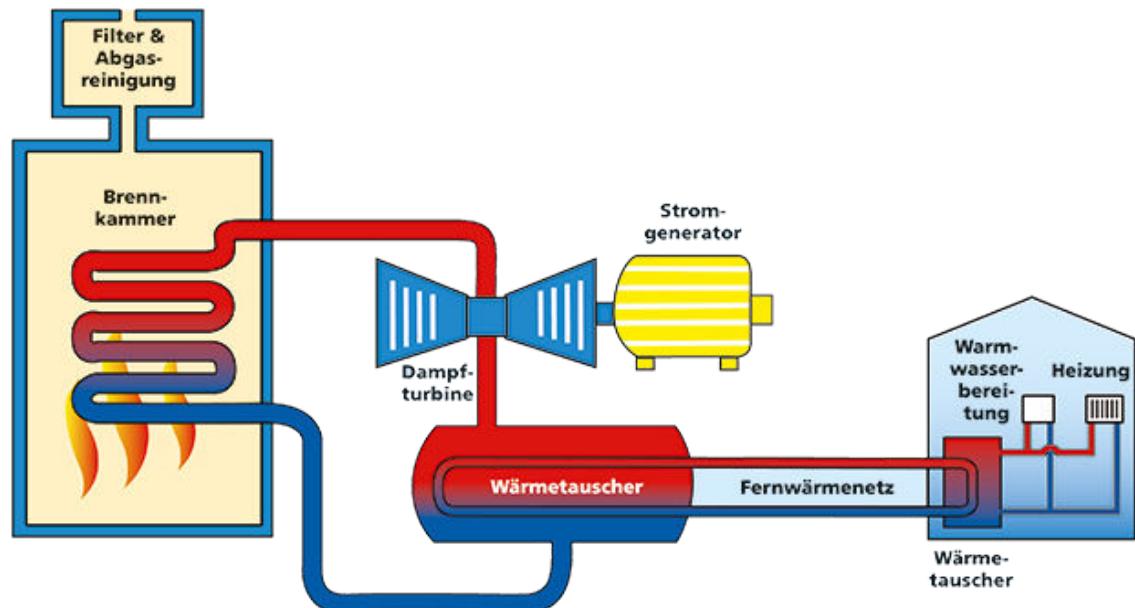
Nachträglich angebrachte Asbestisolierung

## 3. Generation – Die Warmwasserheizung

Seit den 1980iger Jahren haben sich vorisolierte Rohrsysteme etabliert. So müssen die Rohrleitungen nur noch verlegt werden, wodurch die Herstellungs- und Verlegekosten verringert und die Wärmedämmung und der Wirkungsgrad der Netze verbessert werden konnten.

### Prinzip:

Die Energieerzeugung erfolgt meist durch Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen. Über Rohrleitungen wird die Wärme zum Kunden transportiert, wo sie durch Wärmetauscher im Haus nutzbar gemacht wird.



Funktionsprinzip von Wärmenetzen

## 4. Generation – Niedertemperaturwärme

Durch den Einsatz von Niedertemperaturwärmenetzen, auch Low-Ex-Netze genannt, sollen mehr, besonders regenerative, Wärmequellen erschlossen und die Gesamteffizienz weiter gesteigert werden. Der Begriff ist nicht klar definiert. In Bezug auf Wärmenetze können Temperaturen von 30 – 70 °C als Niedertemperatur angesehen werden.

Wird das Netz mit noch niedrigeren Temperaturen betrieben, so wird im Allgemeinen von „Kaltnetzen“ gesprochen.

Diese Wärmenetze lassen sich auch in Gebieten geringerer Bebauung oder in Neubaugebieten mit hohem energetischem Standard wirtschaftlich realisieren.

## 4. Generation – Niedertemperaturwärme

### Vorteile

- sehr geringe Leitungsverluste
- Verwendbarkeit kostengünstiger Kunststoffleitungen
- Kostengünstiger Tiefbau
- Einbindung vieler unterschiedlicher Wärmequellen möglich
- Emissionsverringerung durch Einbindung regenerativer Erzeuger
- Kann im Sommer auch zur Kühlung verwendet werden

### Nachteile

- Wirtschaftliche Herausforderung bei geringer Bebauungsdichte und hohem energetischen Gebäudestandard
- Anschluss Unsicherheit
- Elektrische Nacherhitzer für Trinkwasserbereitung erforderlich

## Übertragung

Die unterschiedlichen Materialien der Rohre und die schwankenden Temperaturen innen und außen sorgen für Spannungen innerhalb des Rohres. Daher werden zur Entspannung Dehnungsbögen notwendig, welche sowohl unterirdisch als auch oberirdisch zu finden sind.

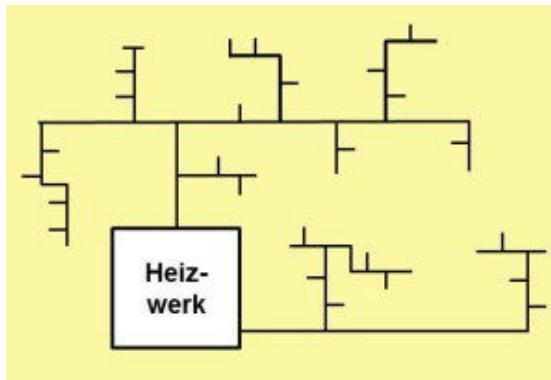


Isolierte Rohrleitungen des Typs KMR

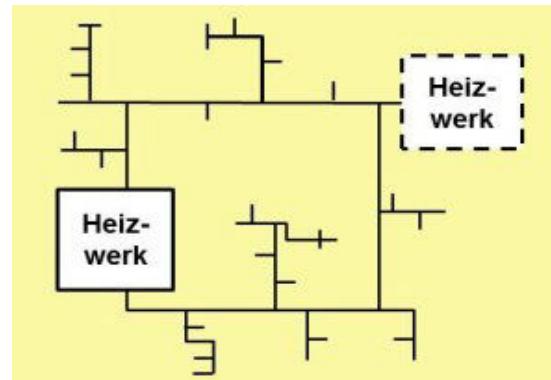
## Übertragung

Schematische Darstellung der Netzstrukturen

Strahlennetz



Ringnetz



Maschennetz

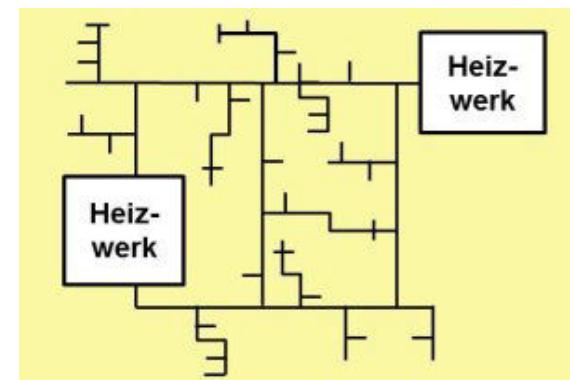


Abb. 6: Mögliche Netzstrukturen [10]

## Übertragung

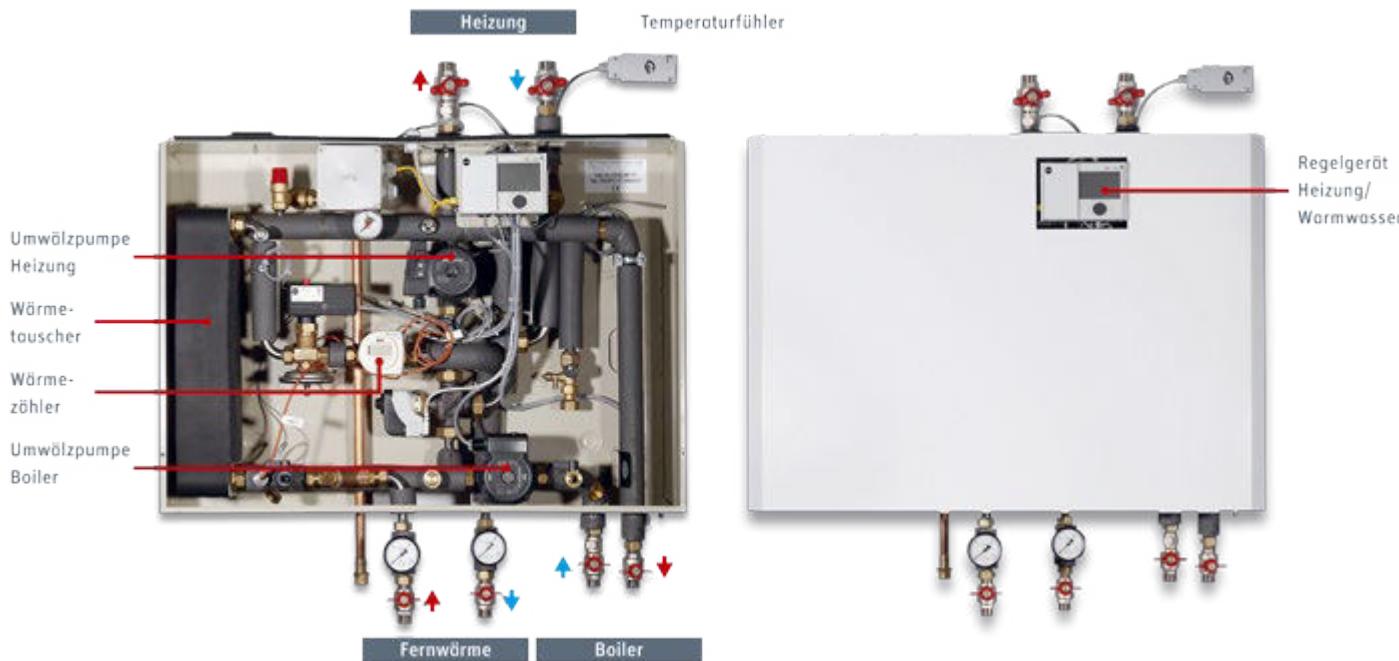
Als Netzstruktur gibt es, analog zu Stromnetzen, drei Netzformen. Generell gilt, je größer das Netz ist, desto vermaschter ist es.

	Strahlnetz	Ringnetz	Maschennetz
Investitionskosten	Niedrig	Mittel	Hoch
Versorgungssicherheit	Niedrig	Mittel	Hoch
Einbindung mehrerer Kraftwerke	Nein	Ja	Ja
Trassenlänge	Kurz	Mittel	Lang
Erweiterbarkeit	Schwierig	Mittel	Einfach

Vor- und Nachteile von Strahlen-, Ring- und Maschennetz

## Verbraucher

Auf der Abnehmerseite wird die Wärme mittels Hausstationen in das Haus übertragen. Hier ist die Messtechnik zur Abrechnung der Fernwärme untergebracht und es wird sichergestellt, dass die Rücklauftemperatur den Anforderungen des Versorgers entspricht.



Beispiel für eine Hausstation

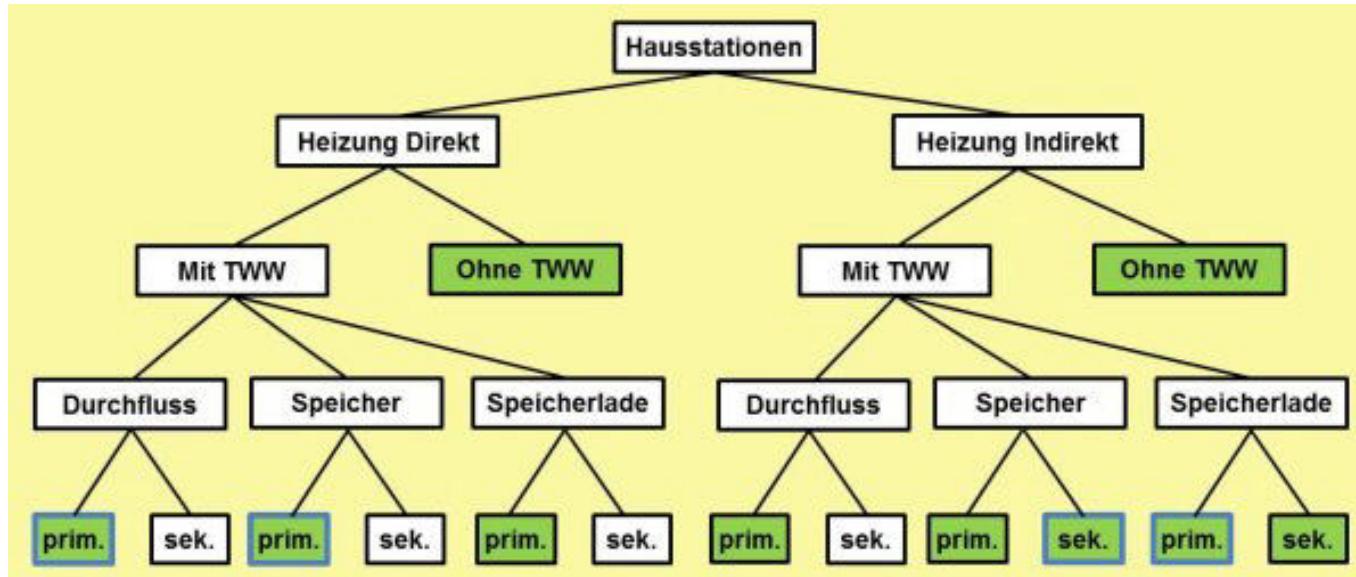
## Verbraucher

Das Heizsystem des versorgten Hauses kann direkt oder indirekt mit dem Wärmenetz gekoppelt sein. Beim direkten System werden die Heizungen direkt vom Heizmedium des Wärmenetzes durchströmt. In der Hausstation ist dann kein Wärmeübertrager vorhanden, wodurch dieser kleiner ausfällt. Das Hausnetz muss dann auf die Netzbedingungen (Druck und Temperatur) ausgelegt sein.

Bei indirekten Systemen befindet sich das Heizungswasser in einem geschlossenen Kreislauf und wird durch einen Wärmeübertrager vom Wärmenetz erhitzt.

Die Anschlussart wird vom Versorger vorgeschrieben. Sie hängt besonders von Druck und Temperatur ab. Bei niedrigen Temperaturen können direktdurchströmte Flächenheizungen sinnvoll sein, wobei dann eine Nachheizung oder entkoppelte Erwärmung des Trinkwassers nötig wird.

## Verbraucher

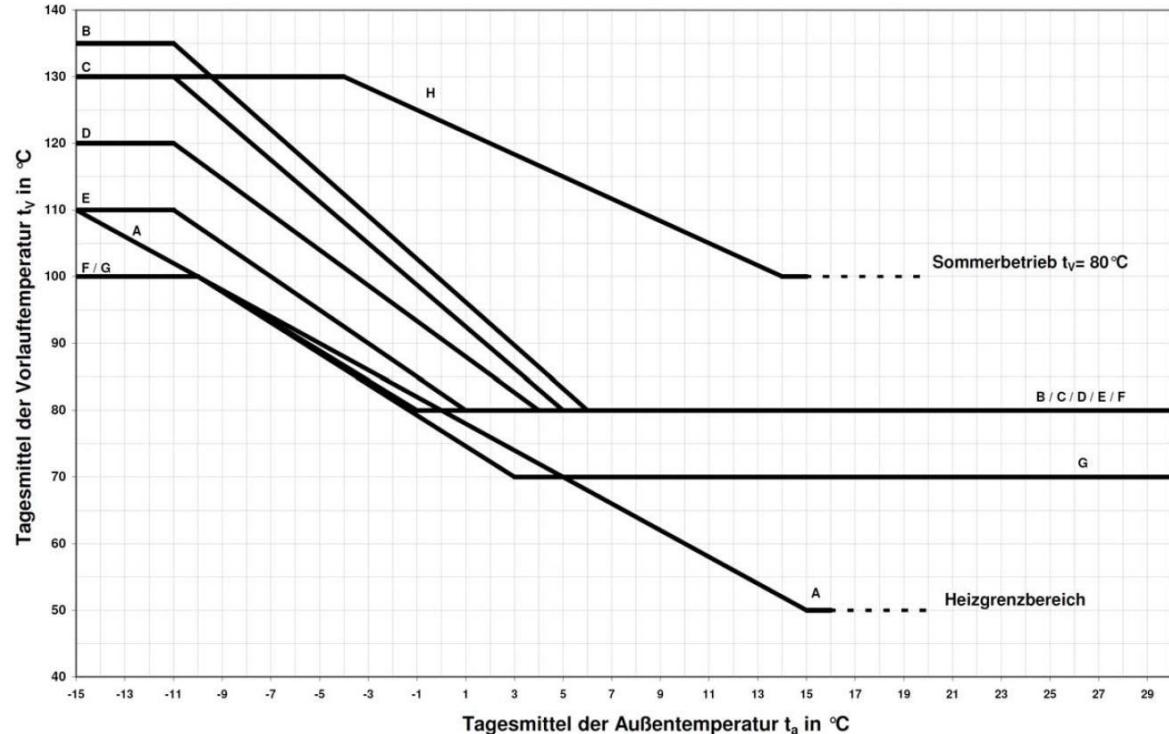


Aufbaumöglichkeiten von Hausstationen, in grün die üblichen Lösungen

Das Trinkwarmwasser kann primär (direkt) vom Fernwärmennetz über Wärmeübertrager (Durchfluss) oder im Speicher erwärmt werden. Wird die Heizung indirekt betrieben, so lässt sich auch mit dem Sekundärkreislauf das Wasser im Speicher erhitzen.

## Die großen Wärmenetze

- fallen ausnahmslos unter die zweite bzw. dritte Generation
- arbeiten mit Temperaturen von ca.  $70^{\circ}\text{C} \dots 135^{\circ}\text{C}$
- werden je nach Umgebungstemperatur mit unterschiedlich-en Temperaturen betrieben. Je kälter es ist, desto höher die Temperatur des Netzes. Orientiert wird sich an Fahr-kurven.



Fahrkurven Fernwärme Vattenfall Berlin

Die unterschiedlichen Umgebungs- und Vorlauftemperaturen führen über das Jahr verteilt zu unterschiedlich starken Wärmeverlusten. Niedrigere Vorlauftemperaturen an warmen Tagen führen zu niedrigeren Verlusten.

Auch die Wärmenachfrage sinkt an wärmeren Tagen, wodurch sich die Wärmedichte vermindert und es somit zu erhöhten Verlusten kommt.

Nach Auskunft der Fernwärmennetzbetreiber Nürnberg steigen im Sommer die relativen Wärmeverluste, die absoluten Verluste sinken aber [15].



## Kosten

- **Grundpreis**  
Kosten, die durch Bau, Verwaltung, Wartung und Reparatur der technischen Anlagenkomponenten anfallen. Der Grundpreis hängt lediglich von der Anschlussleistung ab und wird daher meist in €/kW berechnet.
- **Arbeitspreis**  
Kosten die für Brennstoff und für benötigten Strom für Pumpen benötigt werden. Der Arbeitspreis hängt damit von der vom Endkunden verbrauchten Wärmemenge ab und wird in €/kWh angegeben.
- **Dienstleistungspreis**  
Auch Messpreis genannt, Kosten, die durch Messungen und Abrechnungen anfallen. Dieser wird in €/a angegeben.

## Oberirdische Rohrleitungen

Dehnungsbogen an der oberirdischen Fernwärmeleitung im Wuhletal



Übergabestation im Wuhletal bei Kaulsdorf

## Definition

- Keine klare Definition
- Häufig genannte Grenze:  
 $\text{Vorlauf} < 60 \text{ }^{\circ}\text{C}$
- Werden Low-Ex-Netze genannt
- Kaltes Netz bei  $\text{Vorlauf} < 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$

## Beispiel Dänemark

In Dänemark werden viele Nahwärmenetze mit Solarthermieanlagen und großen saisonalen Speichern zur Erhöhung der solaren Deckung errichtet.



Solarthermie und saisonaler Speicher in Vojens, Dänemark

## Beispiel Dänemark

### Rahmendaten Vojens

- 70.000 m<sup>2</sup> Kollektorfläche
- Installierte Leistung: 49 MW
- Jährliche Energie: 28 GWh/a
- Solarer Deckungsgrad 45 %
- Versorgung von 2000 Haushalten
- Heizzentrale mit stromgeführter KWK-Anlage, einem Gas und Elektrodenkesse (PTH)
- Wärmekosten: 4,2 ct/kWh

### Speicher

- 200.000 m<sup>3</sup> Erdbecken
- Schwimmende Isolierung als Deckel (70 cm Stärke)
- Speichertemperatur am Ende des Sommers: 90 °C

## Ideensammlung zu den Themen:

- Bedarfssenkung, Effizienzerhöhung
- Heizwärmeerzeugung
- Heizwärmeverteilung
- Trinkwasser-Erwärmung
- Wohnungslüftung
- Allgemein- und ggf. Nutzerstromerzeugung

## Kombinationen zu Konzepten

## Aufgaben:

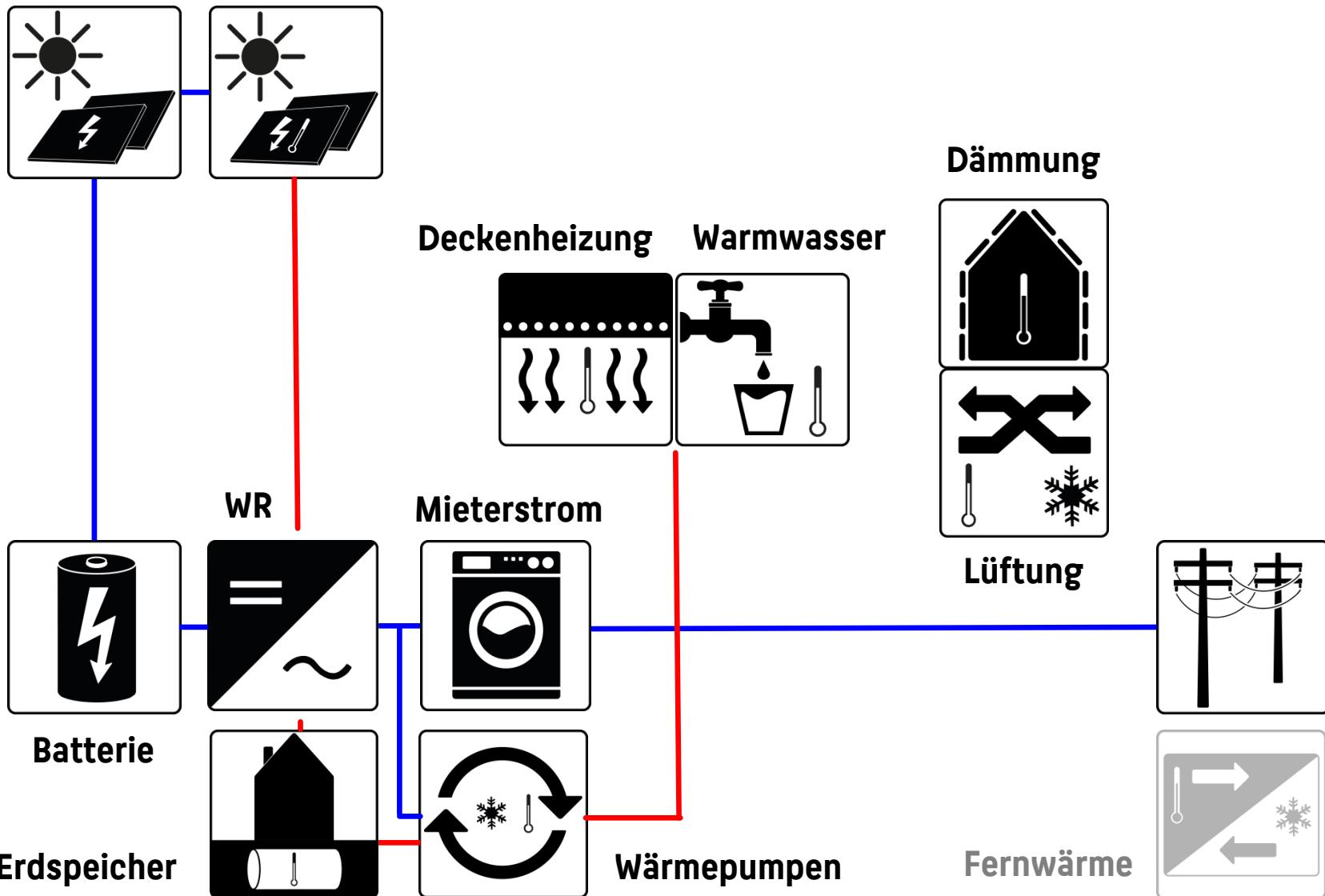
- Bedarf Heizwärme
- Bedarf Wärme für TWW
- Bedarf Strom TGA
- Bedarf Strom allgemein
- Bedarf Strom Nutzer
- Optionen Heizwärme:
  - Kessel (+ ST)
  - BHKW (+ ST)
  - WP (+ ST)
  - BHKW+WP (+ ST)
- Dimensionierung, Energiebedarf und ggf. -erzeugung
- Platzbedarf und -angebot für Solartechnik

## Aufgaben:

- Optionen TWW-Erwärmung:
  - zentral (TWW-Speicher + KS, WP, BHKW, ST)
  - dezentral (el., TWW-Station, DLE, Boiler)
  - Zirkulation
  - Hygiene
- Dimensionierung, Energiebedarf, Temp.niveau
- Optionen Lüftung
  - Fenster
  - mech. zentral
  - mech. dezentral (raum-, wohnungsweise)
  - reine Abluftanlagen
  - Wärmerückgewinnung (WT, WP)
  - natürlicher Antrieb

## Ziele:

- Energiekonzept bzw. -konzepte (Varianten)
- Schematische Darstellung
- Grobdimensionierung Leistung und Arbeit
- Beschreibende Darstellung
- Kostenschätzung
- Vergleich der Varianten hinsichtlich Energiebilanzen, Erreichbarkeit individueller Projektziele, Kosten



## Bedarf Heizwärme:

- ggf. Verbrauchsabrechnung Bestand
- Faustformeln zur Grobabschätzung Transmissions- und Lüftungswärmeverluste
  - auch zur Abschätzung von Einflüssen wie Kubatur, Fensterflächenanteil, Verhältnis Transmission/Lüftung
- EnEV-Programme
- Simulation (auf niederem Detaillierungsgrad)

## Faustformeln für Wärmeverluste:

### Transmissionswärmeverluste:

$$Q_T = 84 \cdot \sum_i (UA)_i \frac{\text{kWh}}{\text{a}}$$

### Lüftungswärmeverluste:

$$Q_V \cong 28 \cdot n_L \cdot V \cdot f_N \cdot (1 - WRG) \frac{\text{kWh}}{\text{a}}$$

Annahme:  $Gt = 3500 \text{ Kd}$  (typischer Wert in Deutschland)

## Höhe des Luftwechsels:

Welcher Luftvolumenstrom wird benötigt?

- max. Anzahl Personen
- multipliziert mit erforderlichem Volumenstrom pro Person
- dividiert durch Raumluftvolumen

## Übung:

CO<sub>2</sub>-Konzentration in Raumluft bei Personenbelegung und variierendem Außenluftzustrom

## Bedarf Trinkwassererwärmung:

- Menge (l/Person/Tag)
- Delta-T
- ggf. Profil

$$Q_{WW} = c \cdot m \cdot \Delta\vartheta$$

50 l/(P*d), 35 K:	741 kWh/(P*a)
40 l/(P*d), 45 K:	762 kWh/(P*a)
30 l/(P*d), 50 K:	635 kWh/(P*a)

## Trinkwasser-Profile:

Programm DHWCalc, Uni Kassel:

<https://www.uni-kassel.de/maschinenbau/institute/ite/fachgebieteleitung/solar-und-anlagentechnik/downloads.html>

### DHWcalc

- ◆ Computerprogramm zur Generierung von Trinkwasser-Zapfprofilen auf statistischer Basis
- ◆ Manual [PDF]
- ◆ Handbuch [PDF]

## Bedarf Strom TGA

- Hilfsstrom für Umwälzpumpen etc. eher pauschal
- Wichtig:  
Wärmepumpen, Lüftungsanlagen

## Bedarf Strom allgemein

- Treppenhausbeleuchtung etc. eher pauschal
- Wichtig: Aufzüge

## Bedarf Strom Nutzer

- Verbrauchsabrechnungen
- Standardlastprofile BDEW
- Referenzlastprofile nach VDI 4655

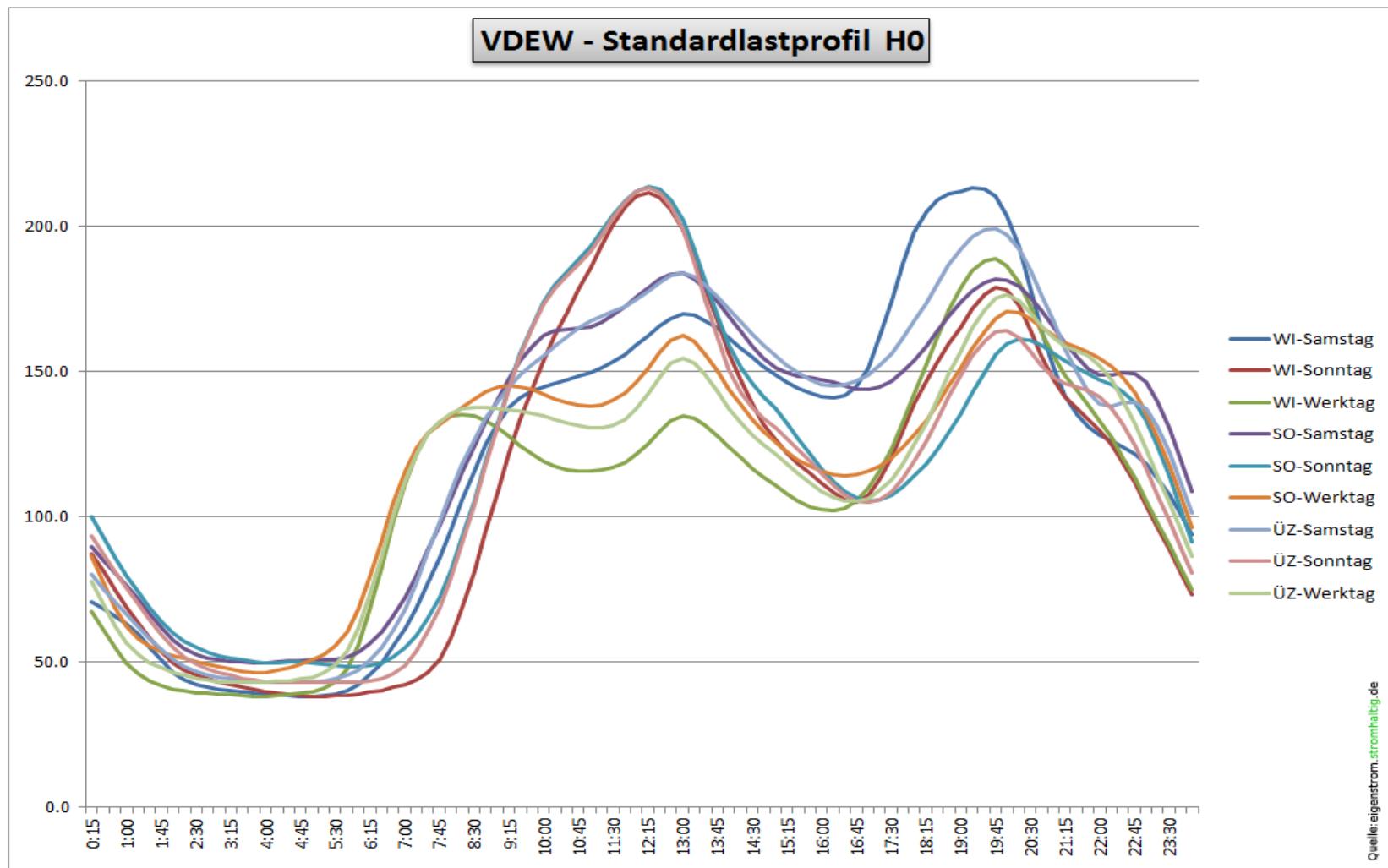
## BDEW Standardlastprofile

Quelle: <https://www.bdew.de/energie/standardlastprofile-strom/>

### Profiltyp      Kundengruppe/n

H0	Haushalt, Privatverbrauch
G0	Gewerbe allgemein
G1 – G6	Gewerbe, spezifischer
L0	Landwirtschaft allgemein

## BDEW Standardlastprofile



ICS 27.100, 91.140.10

## VDI-RICHTLINIEN

Mai 2008  
May 2008

VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE	Referenzlastprofile von Ein- und Mehrfamilienhäusern für den Einsatz von KWK-Anlagen  Reference load profiles of single-family and multi-family houses for the use of CHP systems	VDI 4655  Ausg. deutsch/englisch Issue German/English
-----------------------------------	---	--

## **Ein Beispiel: Das degewo Zukunftshaus (ZKH)**

### Ein nachhaltiges und übertragbares Sanierungskonzept für den Geschosswohnungsbau

Sanierung eines in den 1950er Jahren errichteten 8-stöckigen Mehrfamilienhauses mit 64 Wohneinheiten zum so genannten Zukunftshaus. Grundlegende Ziele sind ein möglichst hoher Anteil an Selbstversorgung und eine hohe Übertragbarkeit der konzeptionellen und technischen Lösungen auf andere Gebäude der Wohnungsgesellschaft.





## Mindest-Ziele hier:

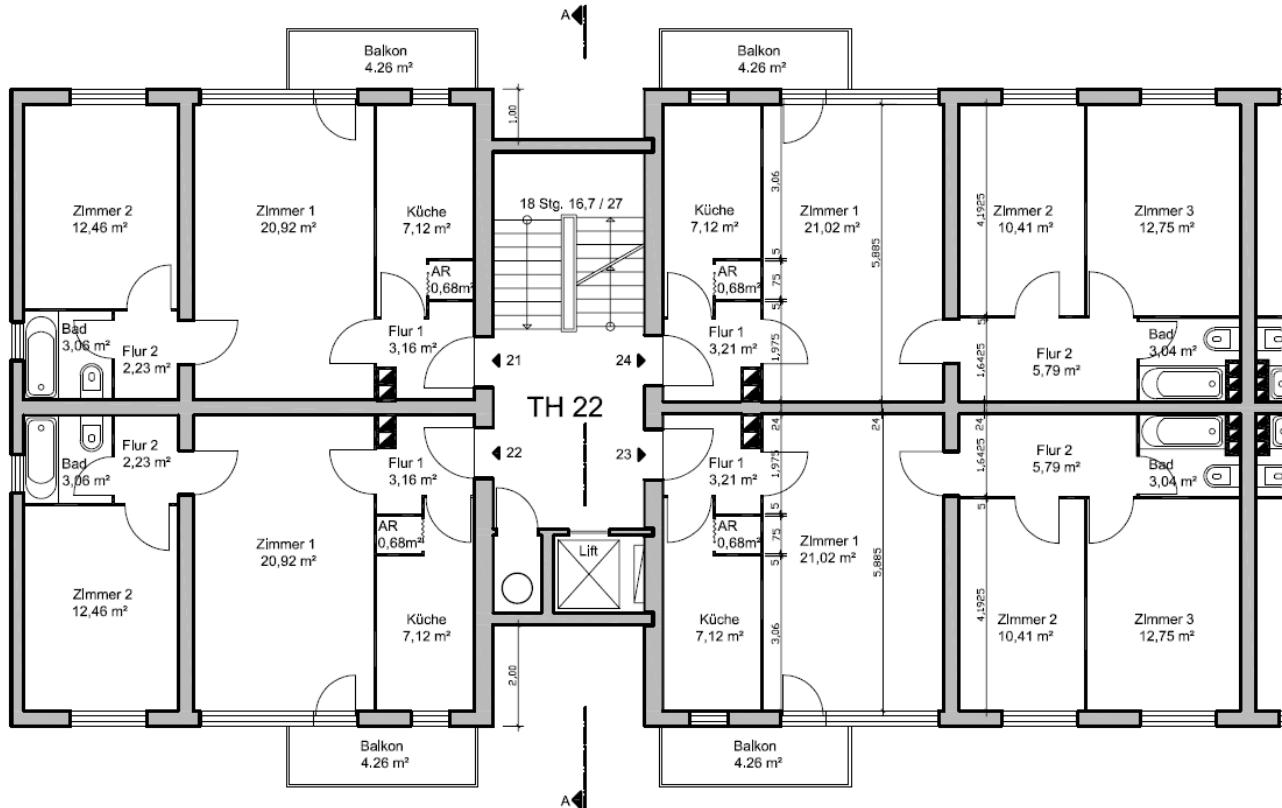
- Vollständig lokal erzeugte regenerative Versorgung des Gebäudebetriebs (ohne Nutzerstrom): Heizung, Lüftung, Allgemeinstrom
- Übertragbare (Teil-)Lösungen auf andere Objekte
- Wirtschaftlichkeit in 5 Jahren zu erwarten

## Optionale darüber hinausgehende Ziele hier:

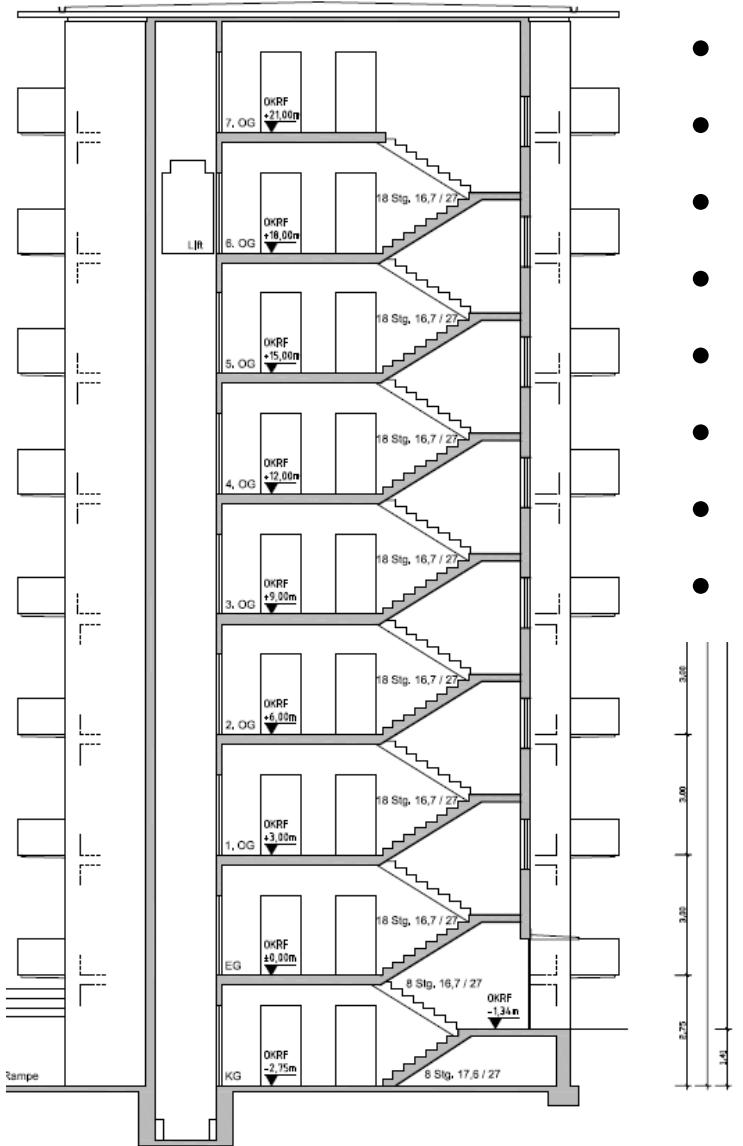
- Zusätzlich weitgehende, am besten vollständig lokal erzeugte regenerative Versorgung des Nutzerstroms
- Höchstmöglicher Anteil an selbst erzeugter Energie

## Einige Fakten:

- Baujahr 1954, 8 Geschosse, 64 Wohneinheiten (WE), Fassade gedämmt in den 1990ern (8 cm)
- 2-Zi-Whg:  $49,63 \text{ m}^2$ ; 3-Zi-Whg:  $64,02 \text{ m}^2$



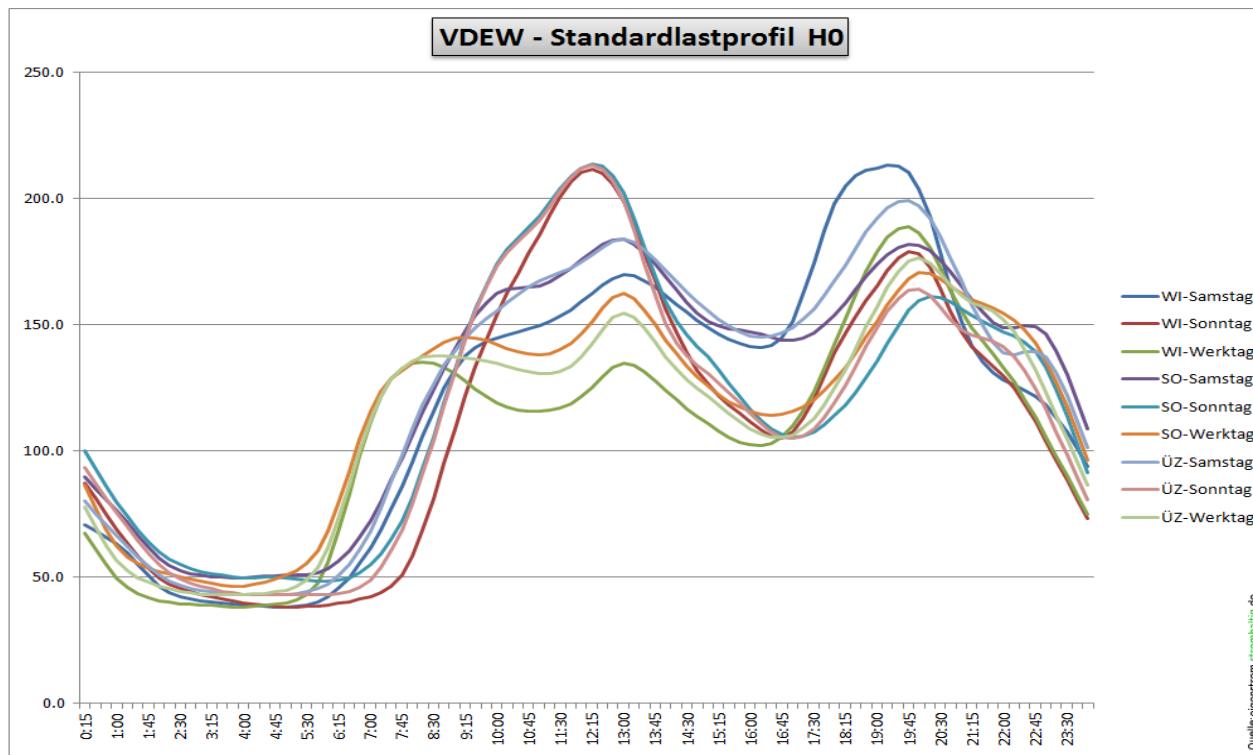
Geschoss-  
Grundriss  
eines  
Aufgangs



- Geschoss Höhe: 3 m
- Gesamthöhe: ca. 25 m
- Länge des Gebäudes: 49 m
- Breite des Gebäudes: 12 m
- Fassadenfläche opak: 2622 m<sup>2</sup>
- Fensterfläche: 723 m<sup>2</sup>
- Fernwärme-Versorgung
- Radiatorenheizung

## Einige (qualifizierte) Annahmen:

- Heizwärmebedarf Bestand:  $113 \text{ kWh}/(\text{m}^2\text{a})$
- Trinkwasserbedarf geschätzt:  $50 \text{ l}/(\text{d WE}), 35 \text{ K}$
- Strombedarf gemäß VDEW Standardlastprofil



## „Lösungen“: Bedarfssenkung, Effizienzerhöhung

Wärmedämmung: Aufdopplung auf 20 cm insgesamt

Wärmebrücken: Balkone abgesägt, neu vorgestellt

Fenster: ersetzt durch 3-fach-Verglasungen

Lüftung: mit WRG 85%

---

Heizwärmebedarf sinkt auf rund 20 kWh/(m<sup>2</sup>a)

(Ergebnis dynamische Gebäudesimulation mit TRNSYS)

Abschätzung mit Faustformeln liefert ähnliche Werte!

# „Lösungen“: Bedarfssenkung, Effizienzerhöhung

## Faustformeln ZKH

	Wohnfläche	3650	m <sup>2</sup>				
	Volumen	9855	m <sup>3</sup>				
	Fläche in m <sup>2</sup>	U-Wert alt/neu in W/(m <sup>2</sup> K)		Faktor	UA alt	UA neu	
Fassade opak	2622	0.39	0.16	1	1023	420	W/K
Fenster	723	2.6	1.1	1	1880	795	W/K
Dach	600	0.26	0.1	1	156	60	W/K
EG-Keller	600	3.4	0.2	0.5	1020	60	W/K
					4078	1335	W/K
Faustformel	Transmissionsverluste				94	31	kWh/(m <sup>2</sup> a)
Faustformel	Lüftungswärmeverluste	n in 1/h	0.5	38	6	6	kWh/(m <sup>2</sup> a)
		WRG-Grad	0.85	132	36	36	kWh/(m <sup>2</sup> a)
		Heiztage		240	210		
IWQ/WE	200	W		20	18	18	kWh/(m <sup>2</sup> a)
		Schätzung		111	19	19	kWh/(m <sup>2</sup> a)
		Simulation		113	20	20	kWh/(m <sup>2</sup> a)

## „Lösungen“: Heizwärmeerzeugung

### 1. Ergebnis:

Zukünftiger Wärmebedarf liegt bei mind. 73000 kWh/a

Bereitstellung: Konzepte für

- Kessel
- BHKW
- Wärmepumpe

## „Lösungen“: Heizwärmeerzeugung

### Kessel:

fossil: rund 7300 l Heizöl / m<sup>3</sup> Erdgas jährlich

Biomasse: rund 15 t Pellets jährlich

### BHKW 40%\_el / 50%\_th:

rund 14600 m<sup>3</sup> Erdgas jährlich

+ Erzeugung 58400 kWh Strom

## „Lösungen“: Heizwärmeerzeugung

### Wärmepumpe:

Senke 65°C	Quelle Luft:	JAZ= 2,39
Senke 65°C	Quelle Erde:	JAZ= 2,71
Senke 40°C	Quelle Luft:	JAZ= 3,65
Senke 40°C	Quelle Erde:	JAZ= 4,52

Wärme	kWh/a	73000			
COP	kWh/a	2.39	2.71	3.65	4.52
<b>W_el</b>	kWh/a	<b>30544</b>	<b>26937</b>	<b>20000</b>	<b>16150</b>
Q_entzogen	kWh/a	42456	46063	53000	56850

## „Lösungen“: Heizwärmeverteilung

**Kessel, BHKW:** Keine Temperaturanforderungen

**Wärmepumpe:**

JAZ > 3 nur bei niedrigen Senkentemperaturen

Reduzierung durch

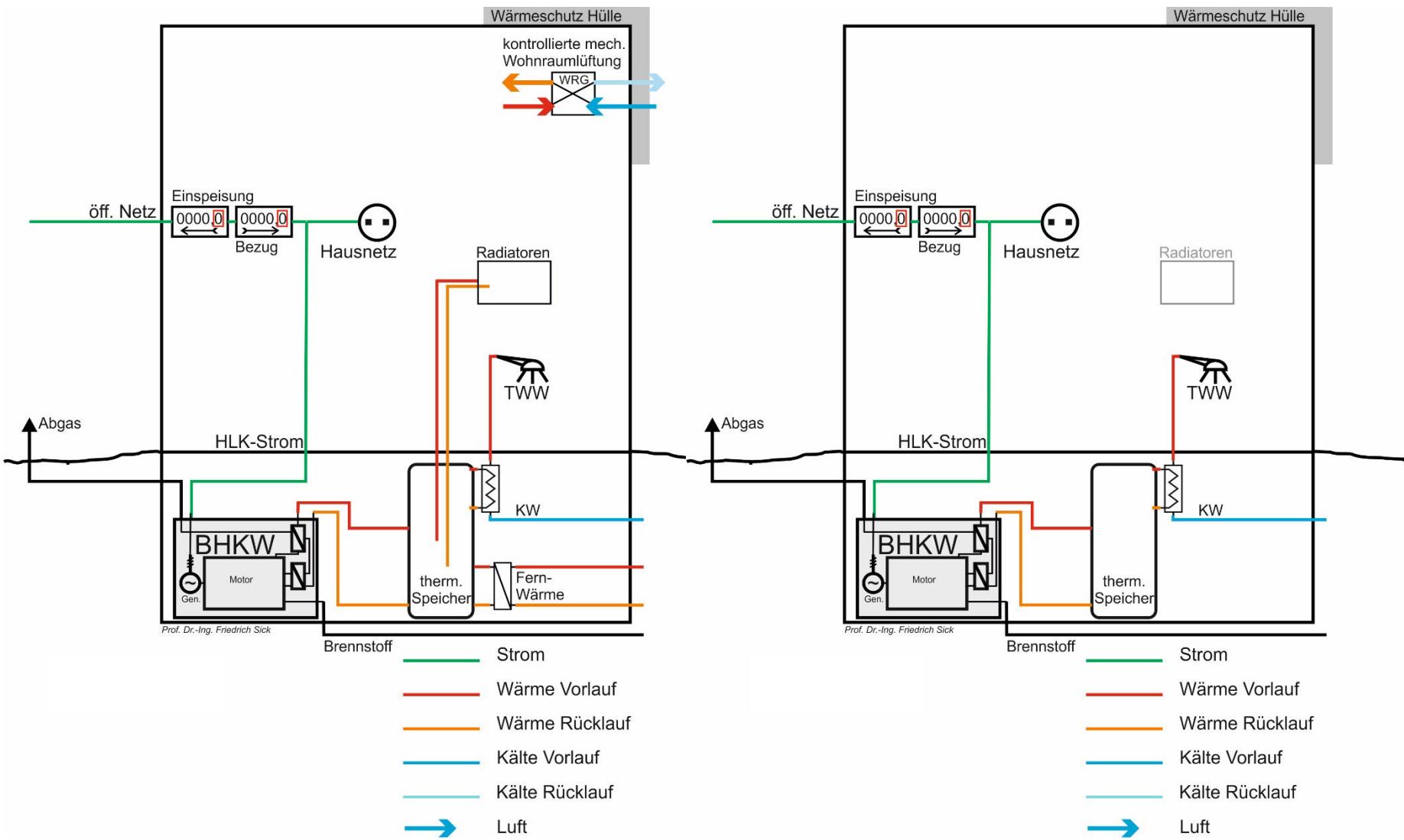
- Verminderung Transmissionsverluste (s. o.)
- Verminderung Lüftungsverluste (s. o.)
- Vergrößerung der abgebenden Heizfläche  
→ Flächenheizung: Fußboden, Decke, Wand,  
Bauteilaktivierung
- ggf. zusätzlich Anhebung der Quellentemperatur

## Wärmepumpe:

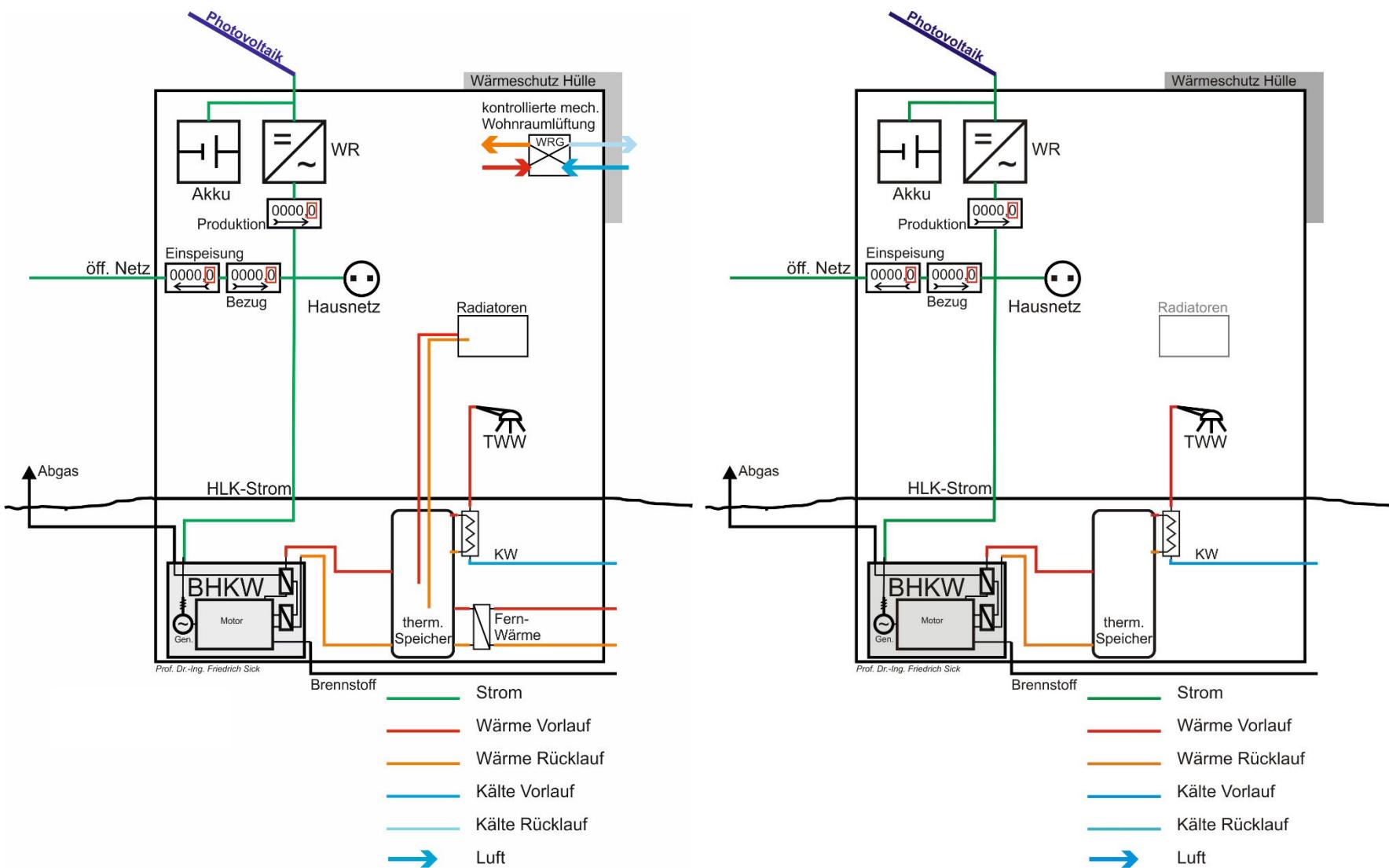
Stromerzeugung durch PV

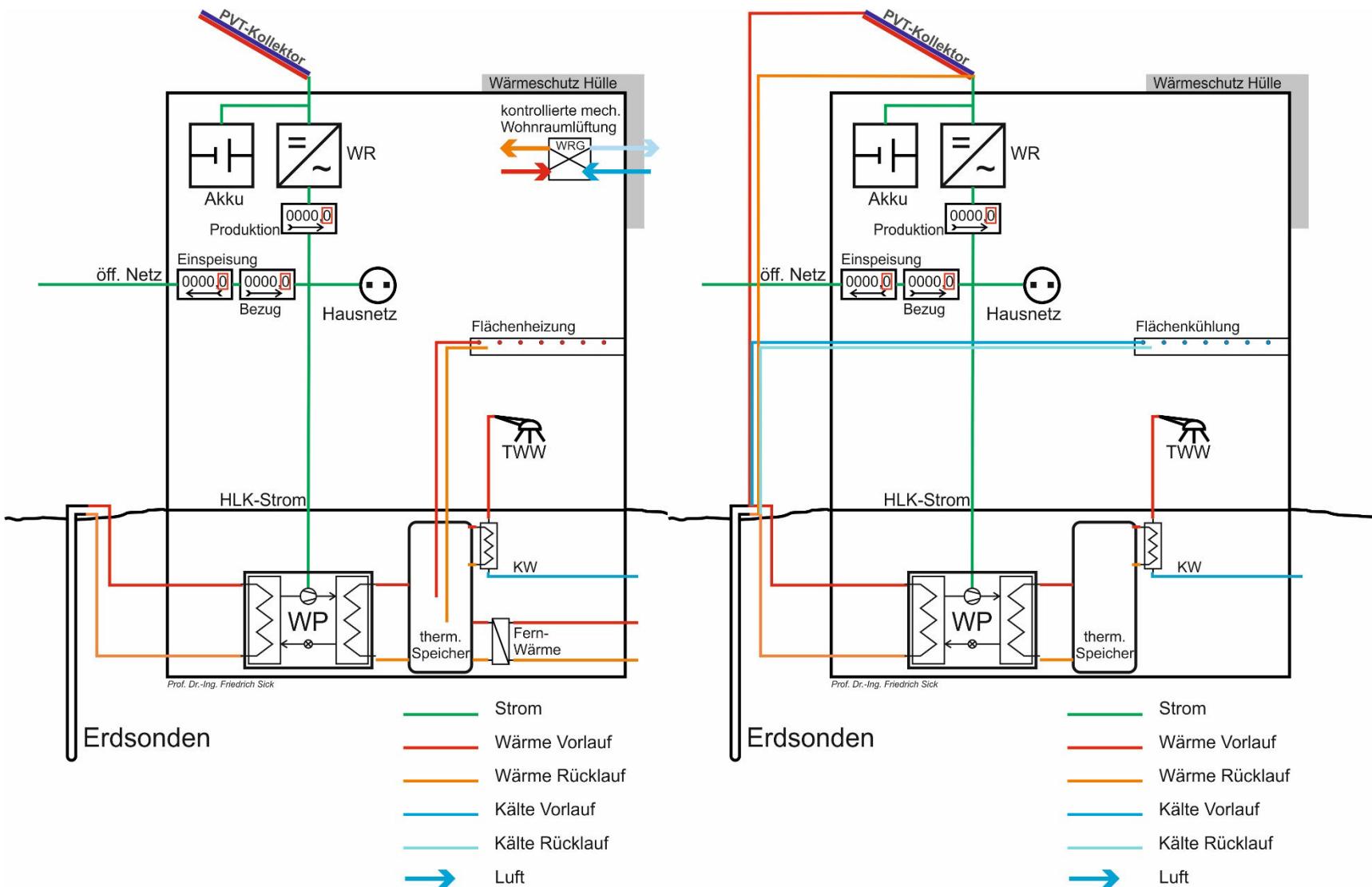
Verfügbare Flächen? brutto/netto, Wartung  
Leistung und/oder Ertrag pro m<sup>2</sup>  
→ 1. Abschätzung

Später: Zeitreihe mit PV\*SOL für Standort und Ausrichtung →  
Grundlage für Hochrechnung bei geänderter Fläche, Modulart, -  
wirkungsgrad etc.

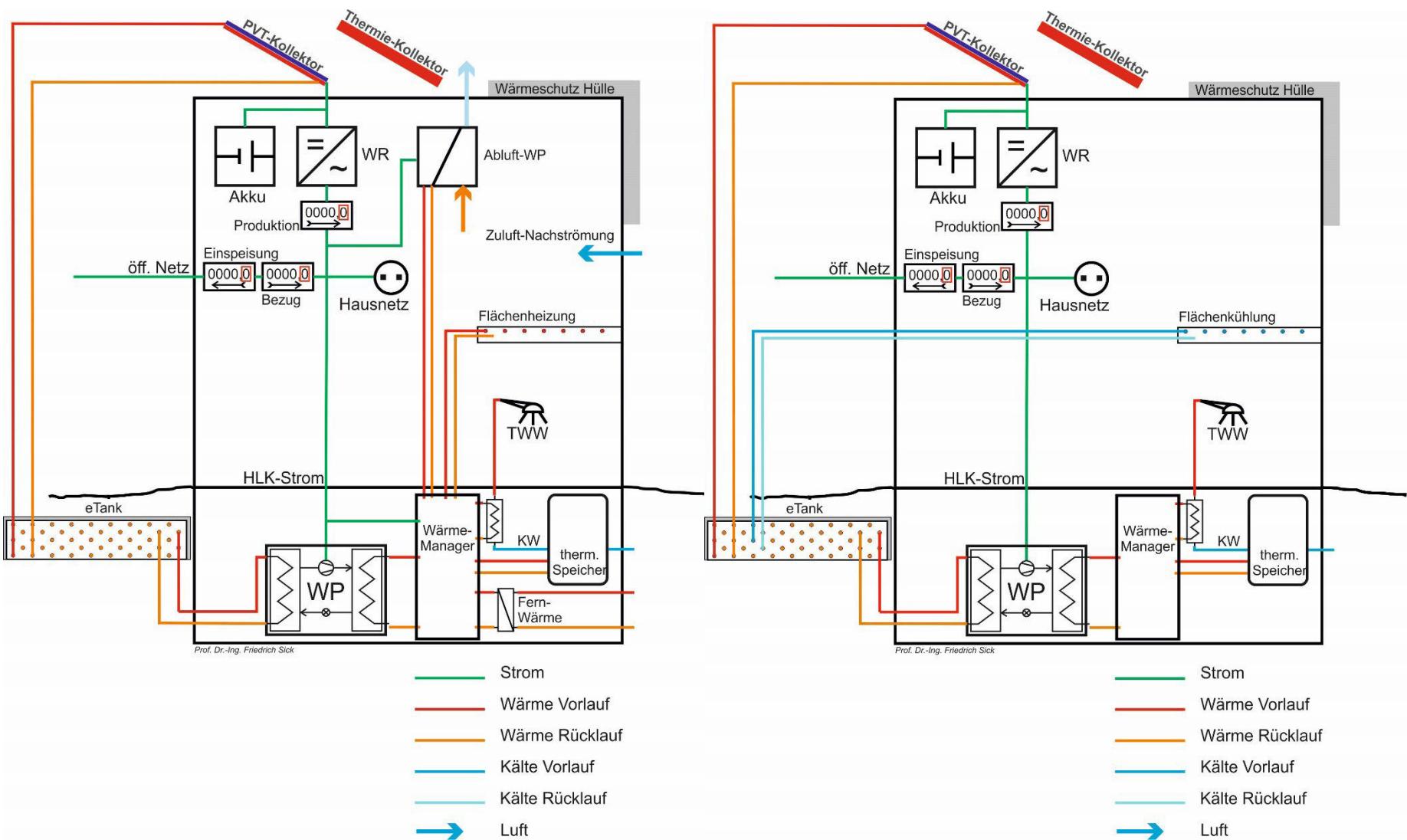


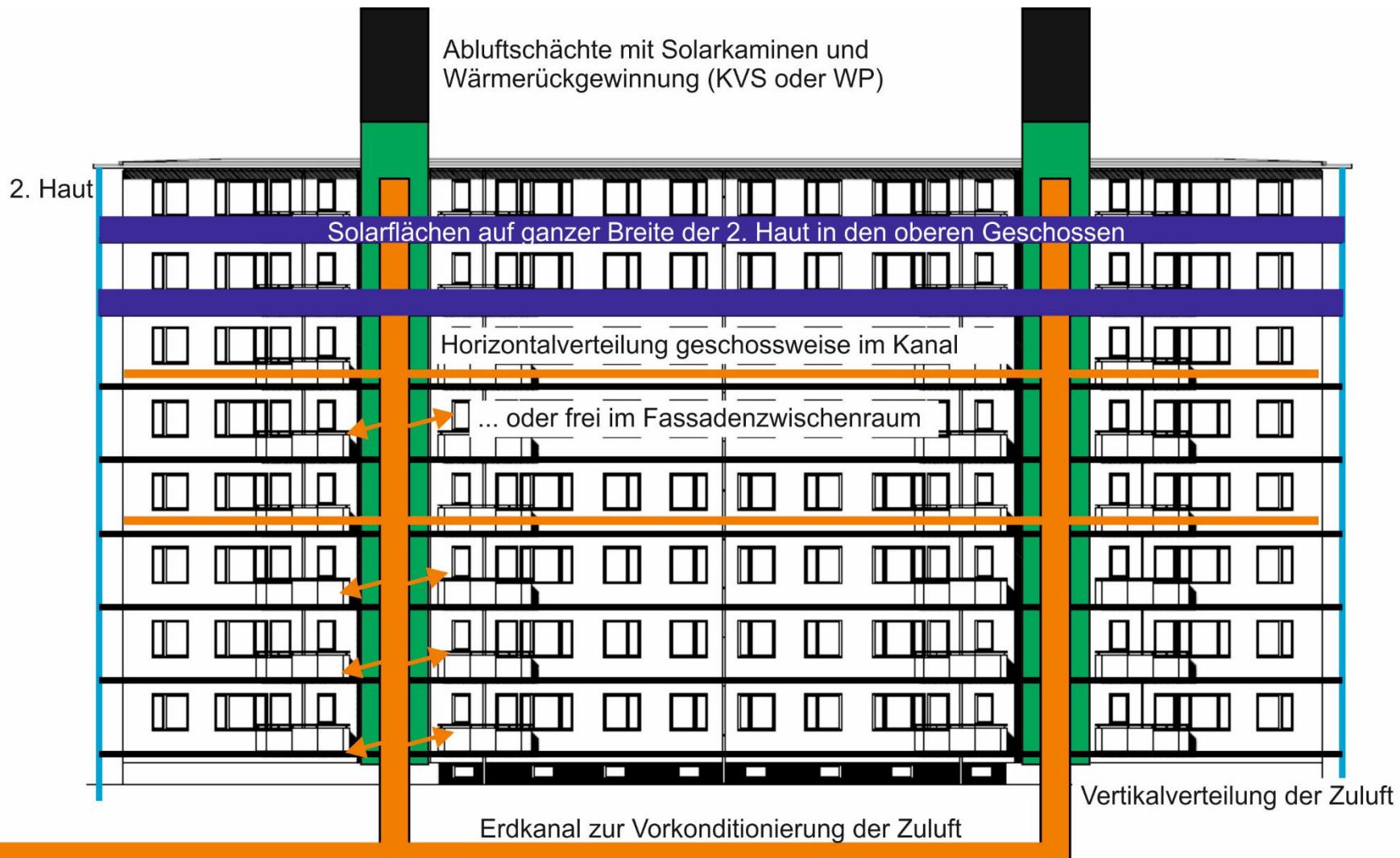
# degewo Zukunftshaus Varianten

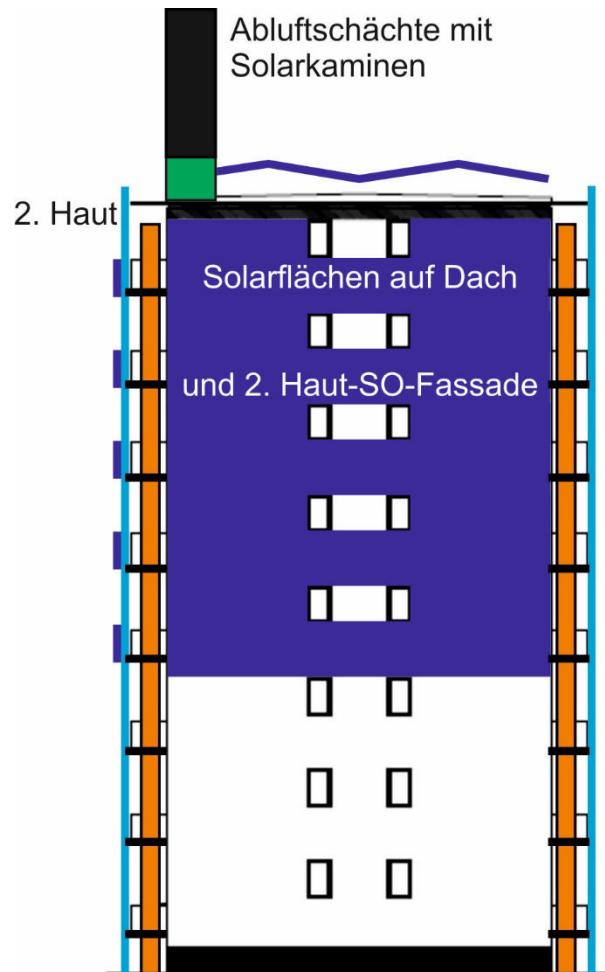




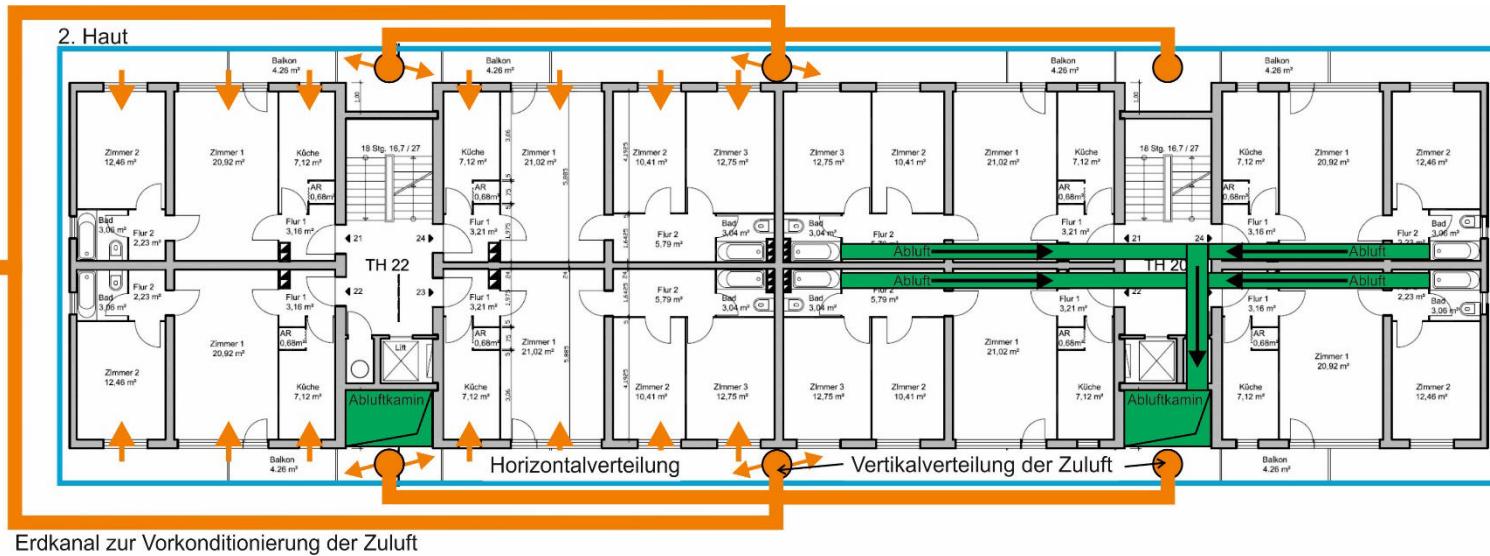
# degewo Zukunftshaus Varianten

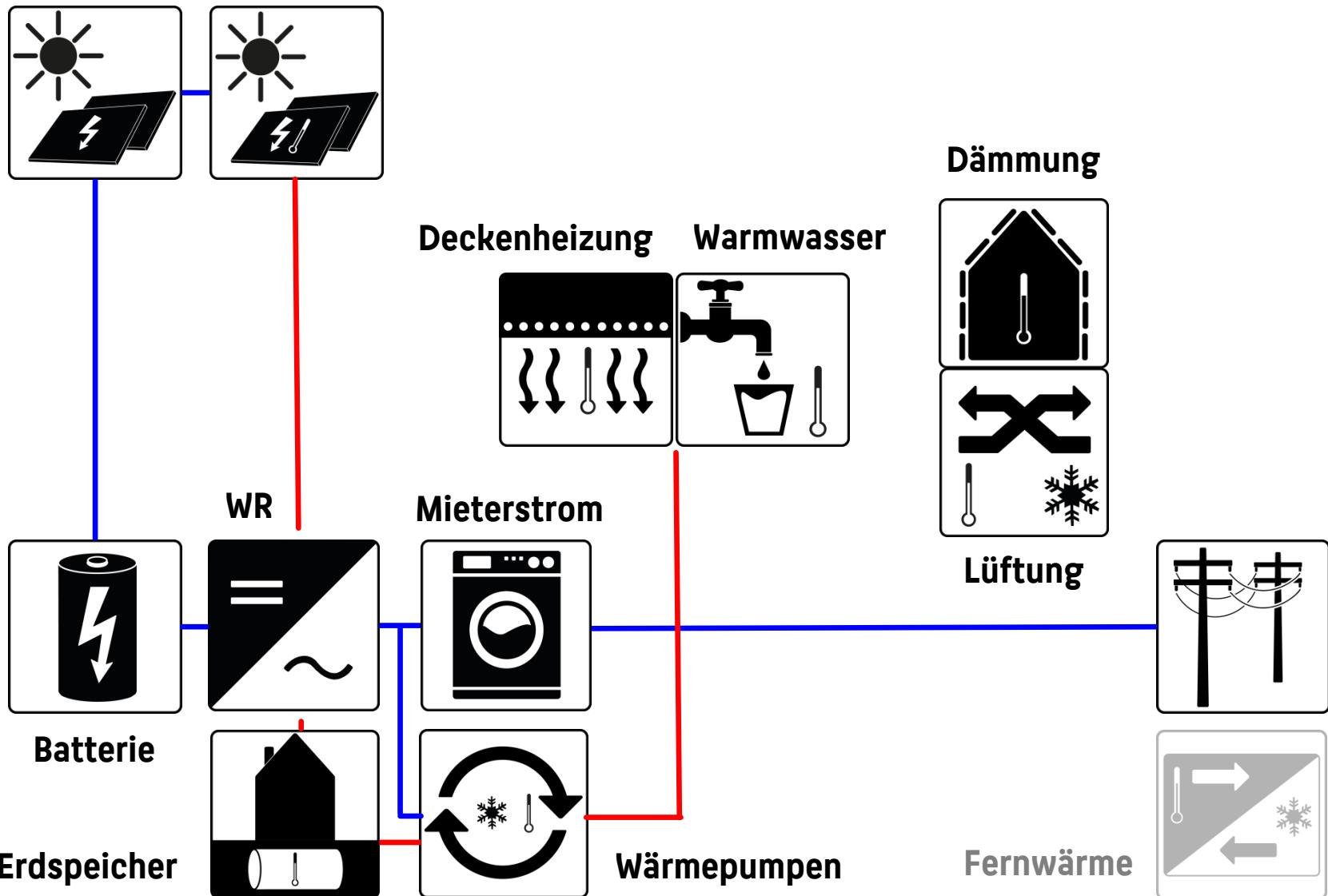






Ansaugung im Park

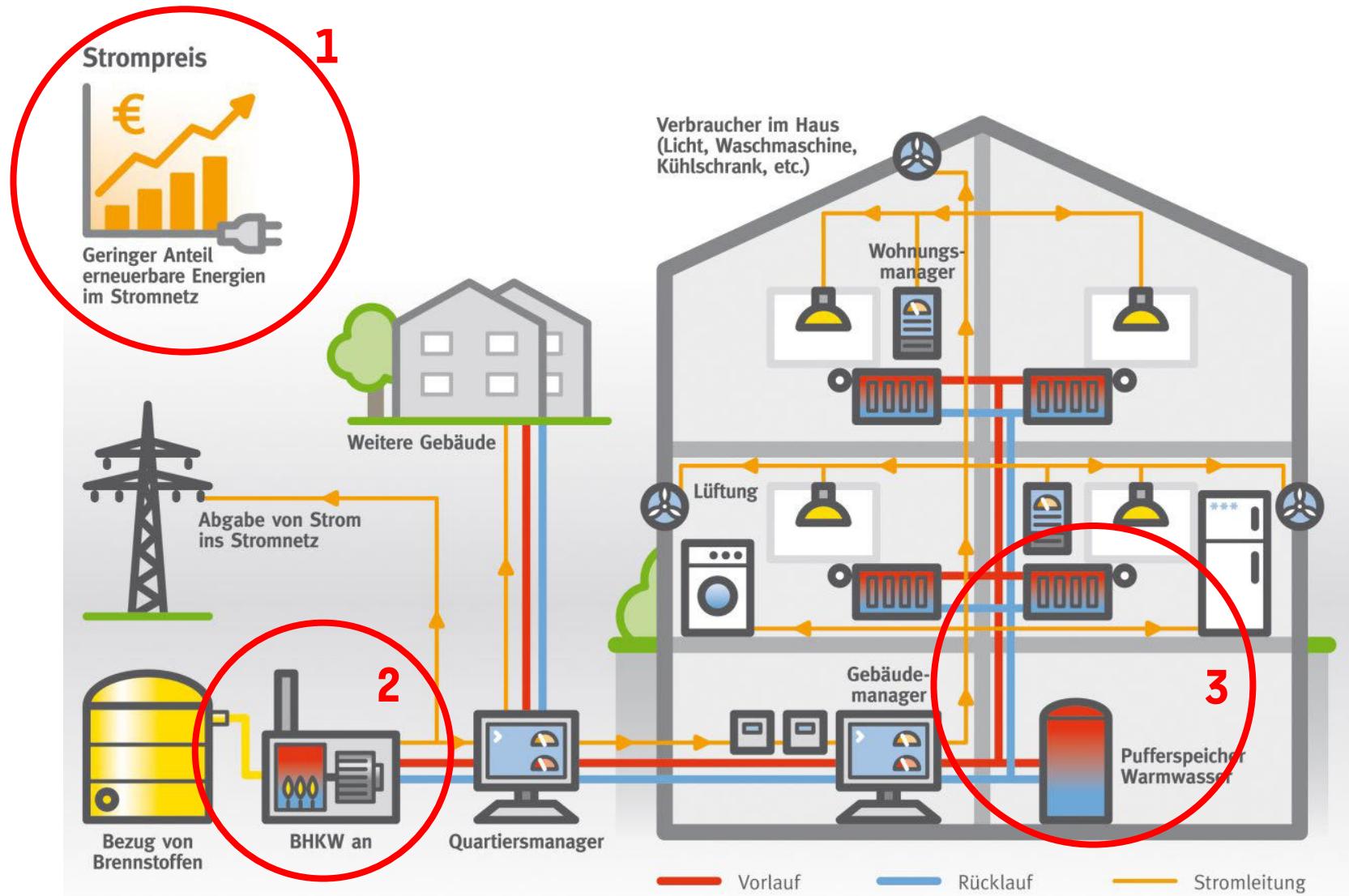




Bei:

- geringem Anteil Erneuerbarer Energien (EE) im Netz oder
  - vergleichsweise hoher Last oder
  - sinkender Netzfrequenz oder
  - hohem Strompreis
- 
- Erhöhte Eigenstromerzeugung durch das BHKW, ggf. auch bei bereits gedecktem Wärmebedarf,
  - Speicherung der zusätzlichen Wärme in thermischen Speichern und der Gebäudestruktur (Masse der Baumaterialien),
  - Immer unter Einhaltung des thermischen Komfortbereichs

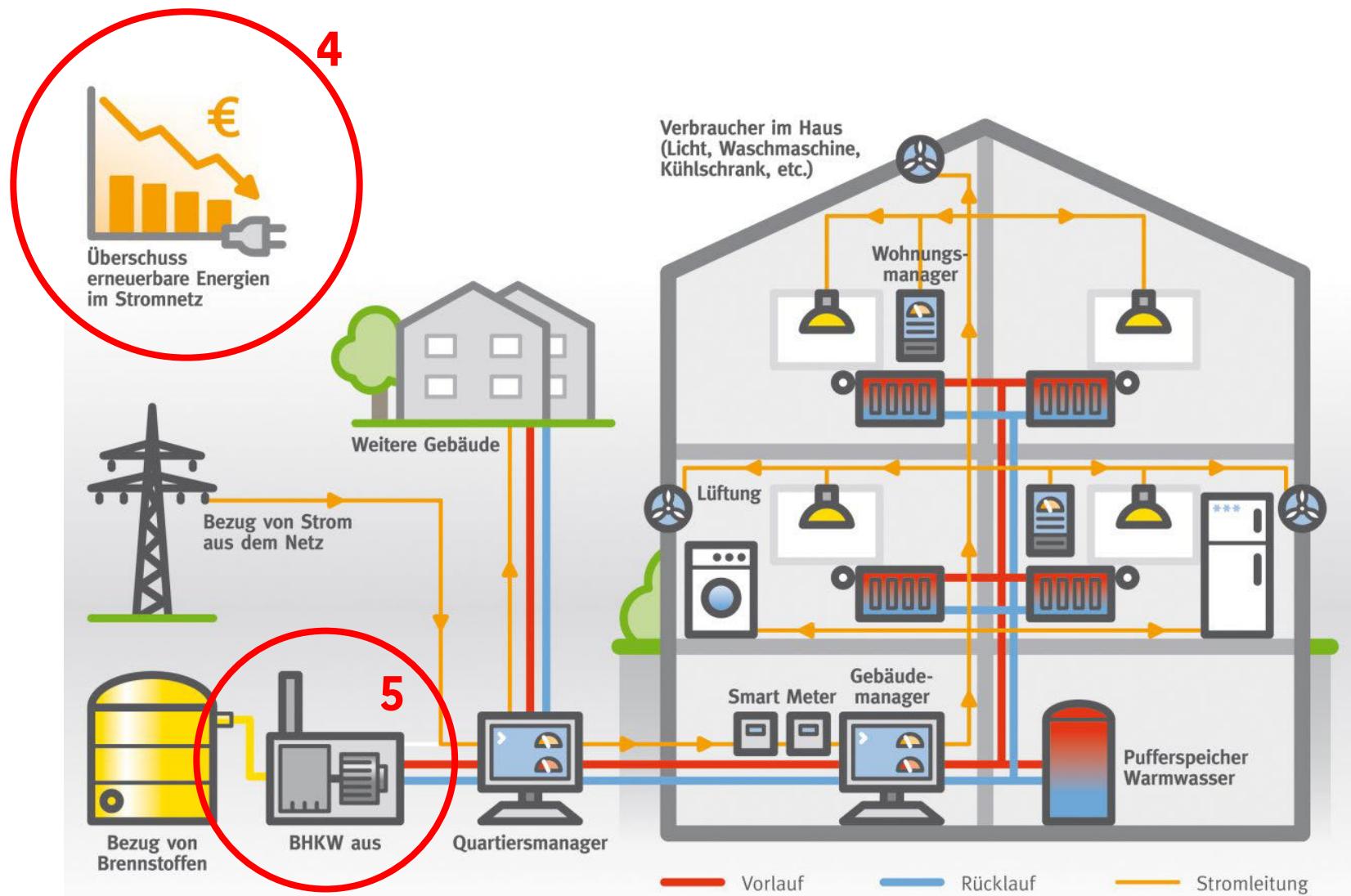
# Gebäude als Strom (?!)-Speicher

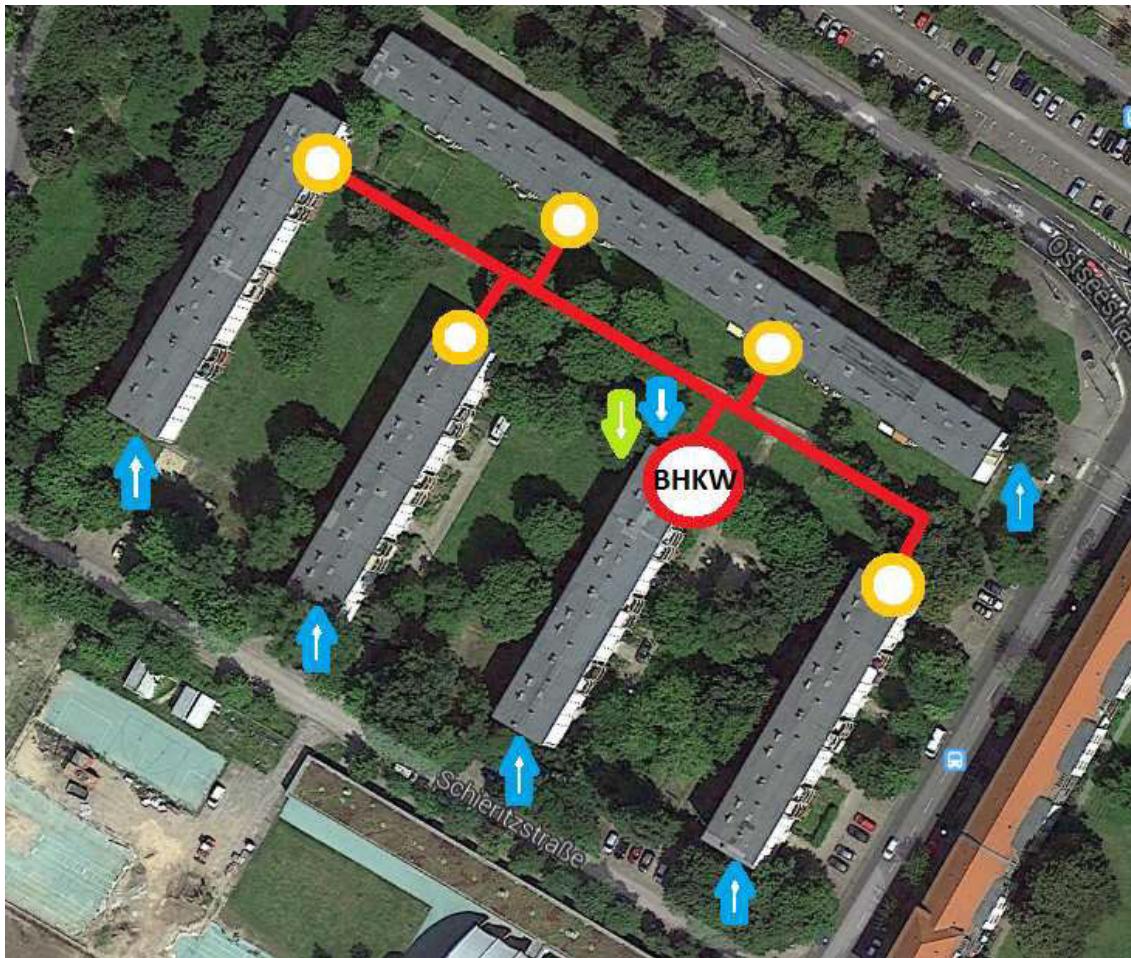


Bei:

- hohem Anteil EE im Netz oder
  - vergleichsweise niedriger Last oder
  - steigender Netzfrequenz oder
  - niedrigem Strompreis
- 
- Abschalten des BHKW, ggf. auch bei Wärmebedarf,
  - Nutzung der in der Gebäudestruktur gespeicherten Wärme zur Beheizung,
  - Immer unter Einhaltung des thermischen Komfortbereichs

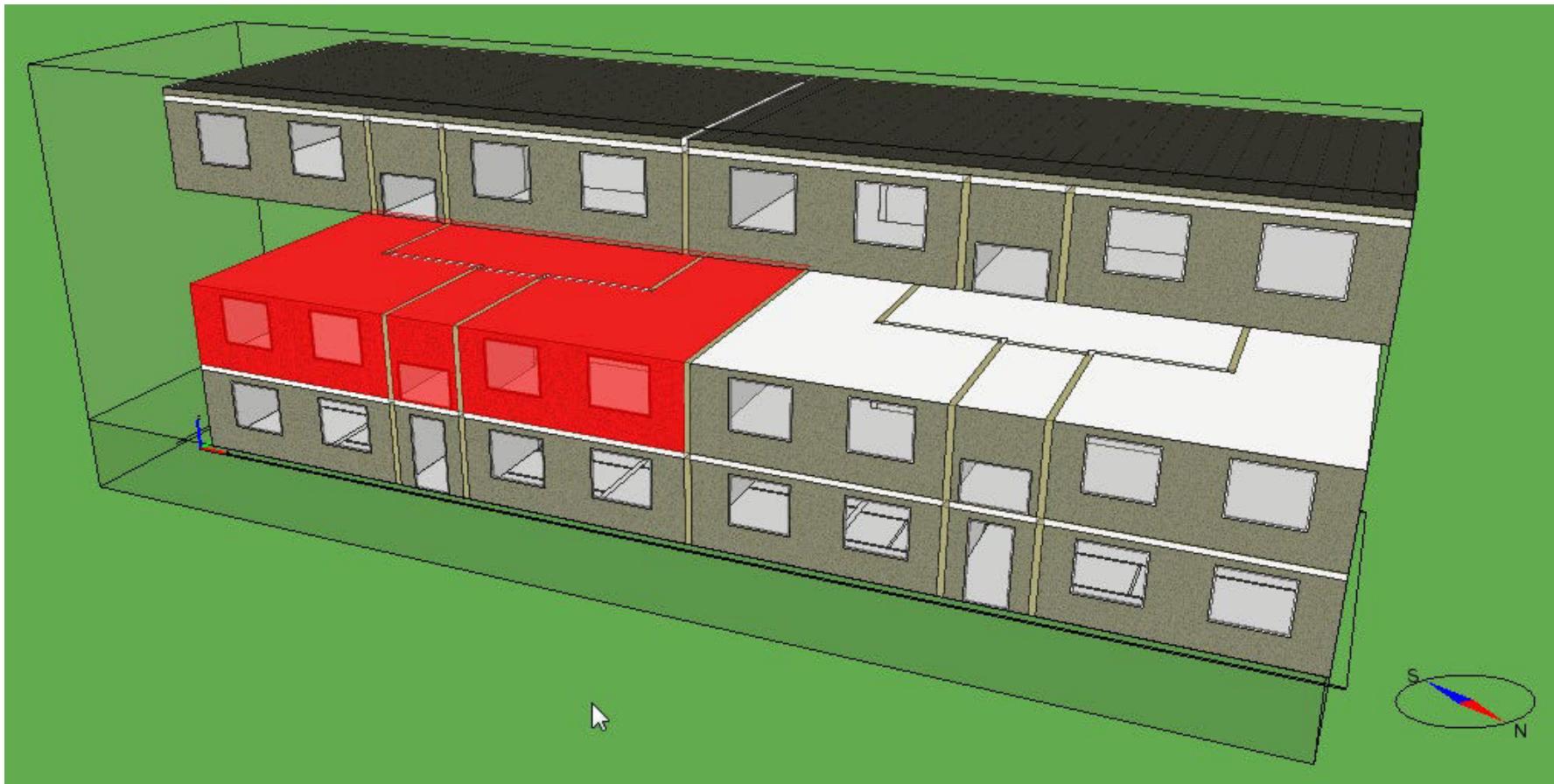
# Gebäude als Strom (?!)-Speicher





Quelle: Zentrum eG

Das untersuchte Quartier der  
Zentrum eG Wohnungsbaugenossenschaft



Simulationsmodell (Software IDA ICE) mit Aufteilung in Sektionen;  
hier Ausschnitt Gebäude an der Ostseestraße

## Fragestellung:

Wie groß ist das Potential einer stromorientierten Betriebsführung des BHKW, Wärme bei hohen Stromlasten in der Struktur der Gebäude zusätzlich zu speichern und zu Zeiten niedriger Lasten wieder zu nutzen?

## Ergänzungsfragen:

- Welches Potential würde die stromorientierte Betriebsweise einer Wärmepumpe zeigen (inverse Betriebsführung)?
- Welchen Einfluss hat die Bauweise (Masse, Dämmung)?

## Festlegung der Steuerkriterien:

- BDEW Standardlastprofil H0 (Wohnungsnutzung)
- Definition hohe und niedere Last:  
150 W bzw. 100 W bez. auf 1000 kWh/a
- + 1 K bei > 150 W; -1 K bei < 100 W

	> 150 W				< 100 W	
	von	bis	von	bis	von	bis
<b>WI-Samstag</b>	11:00	14:45	17:00	21:00	23:45	08:00
<b>WI-Sonntag</b>	09:45	14:00	18:15	20:45	23:00	08:45
<b>WI-Werktag</b>	xxx	xxx	18:00	21:00	23:00	06:45
<b>SO-Samstag</b>	09:15	15:00	17:30	21:45	00:00	07:45
<b>SO-Sonntag</b>	09:15	14:15	19:30	21:30	23:45	08:15
<b>SO-Werktag</b>	12:00	13:45	18:45	22:15	23:45	06:30
<b>ÜZ-Samstag</b>	09:30	15:15	17:00	21:15	00:00	07:45
<b>ÜZ-Sonntag</b>	09:15	14:00	19:00	20:45	23:15	08:15
<b>ÜZ-Werktag</b>	12:30	13:15	18:30	22:00	23:30	06:45

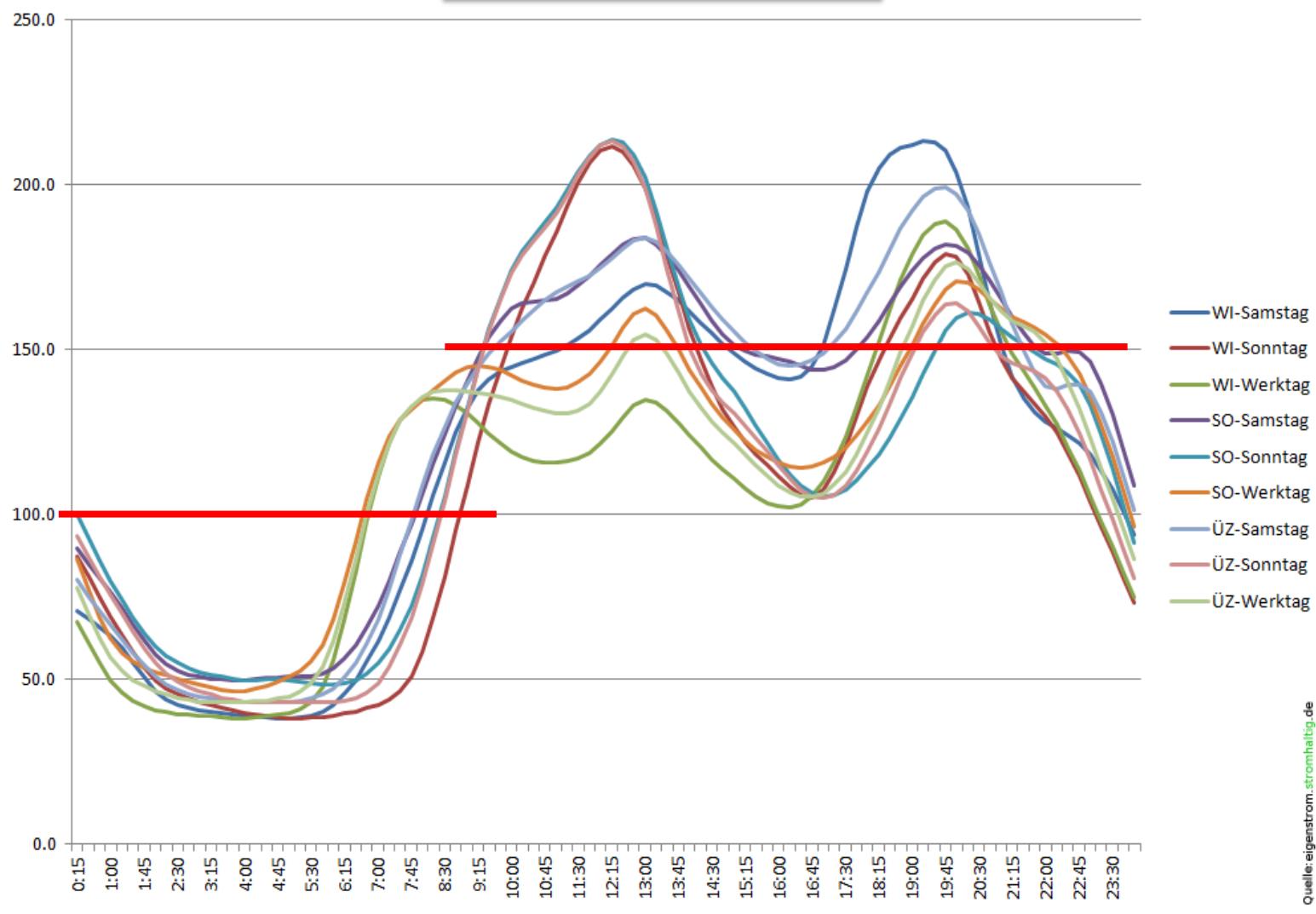
Legende:

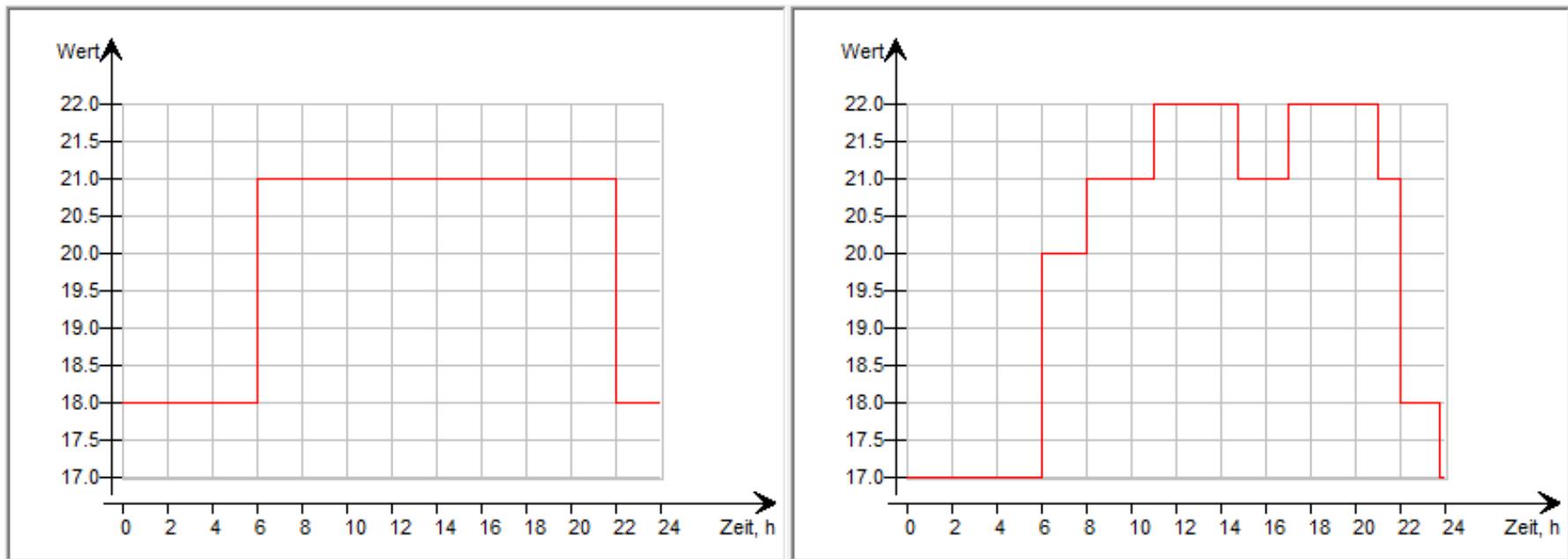
WI: Winter

SO: Sommer

ÜZ: Übergangszeit

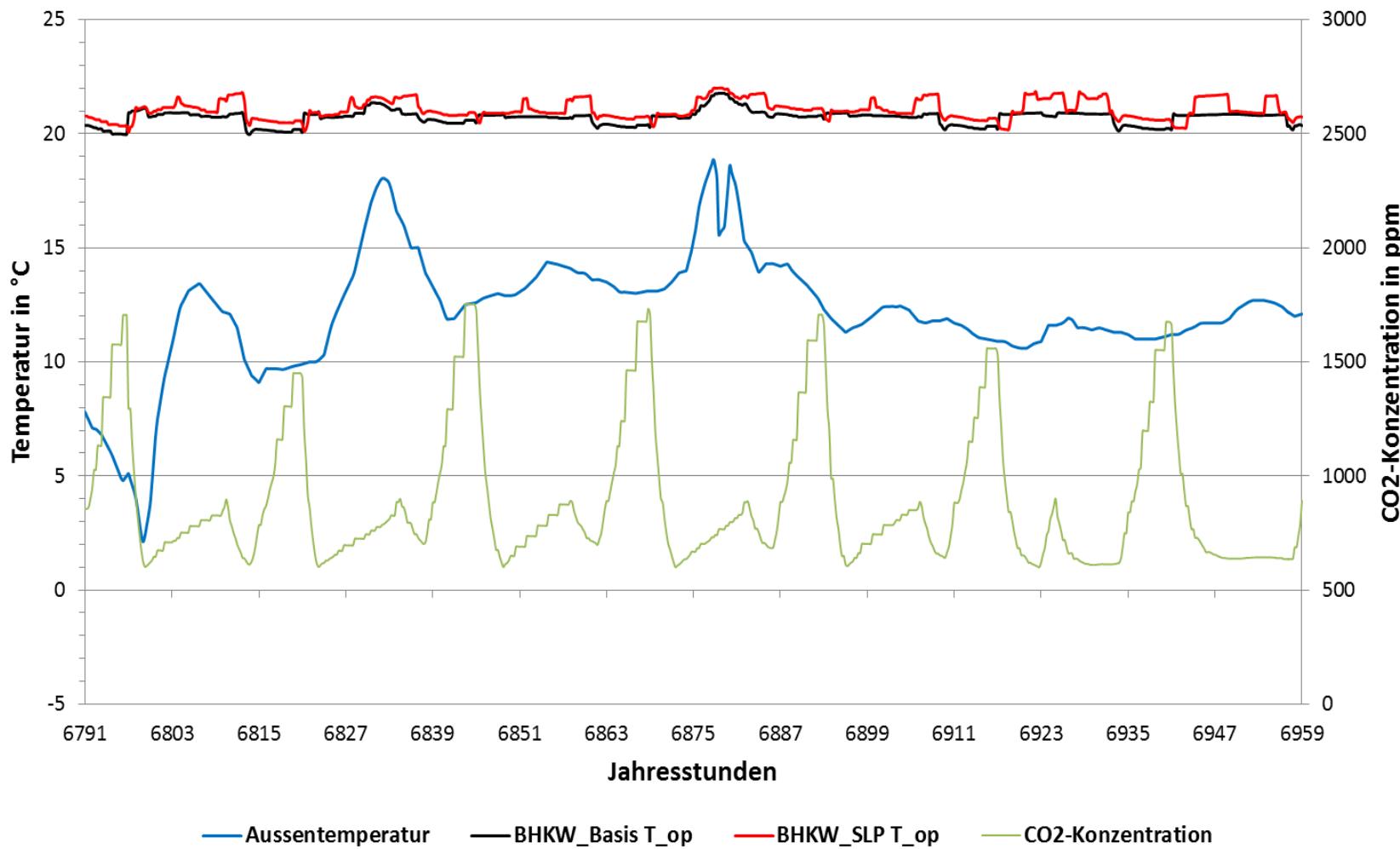
VDEW - Standardlastprofil H0



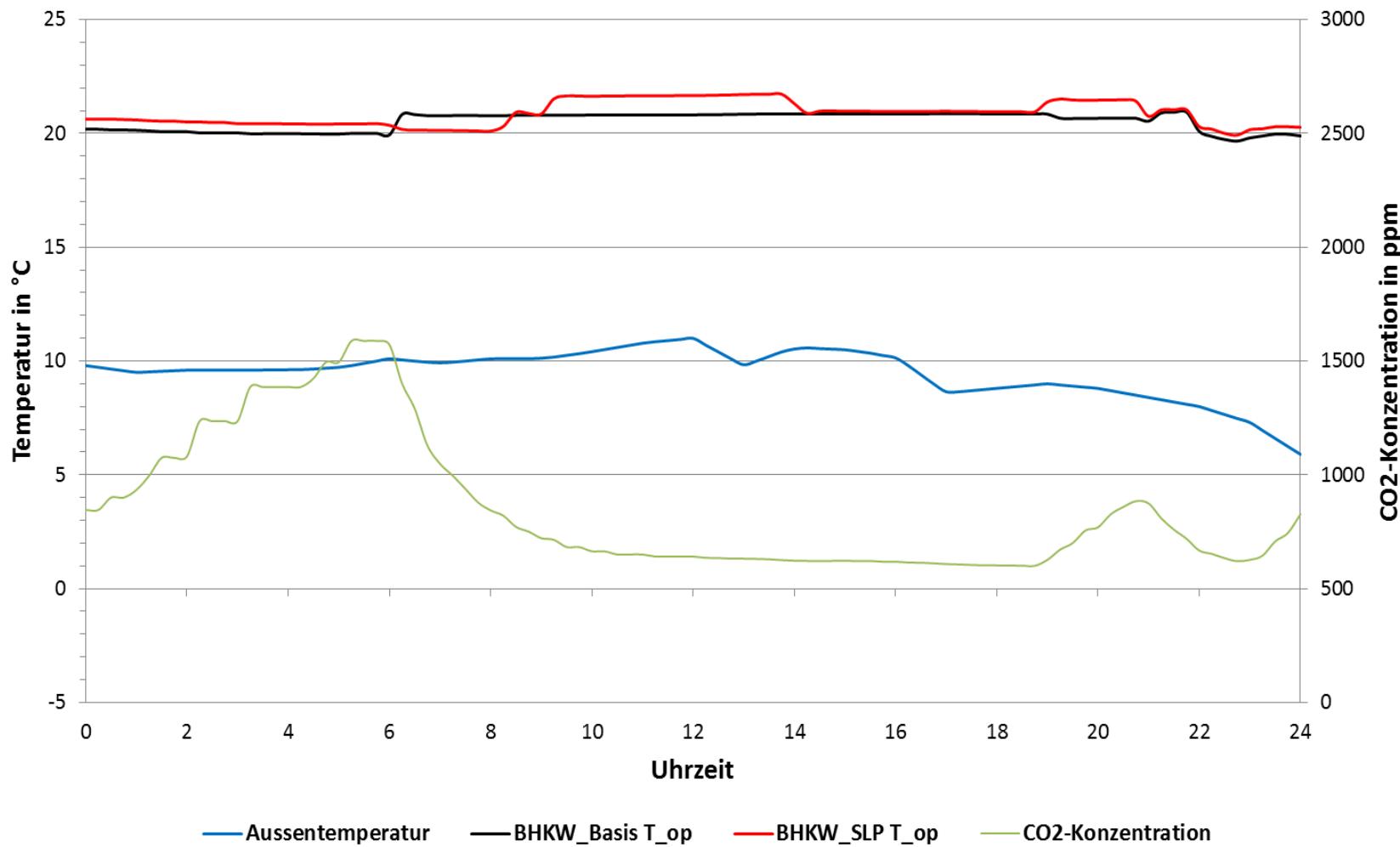


Verändertes Betriebsführungsprofil

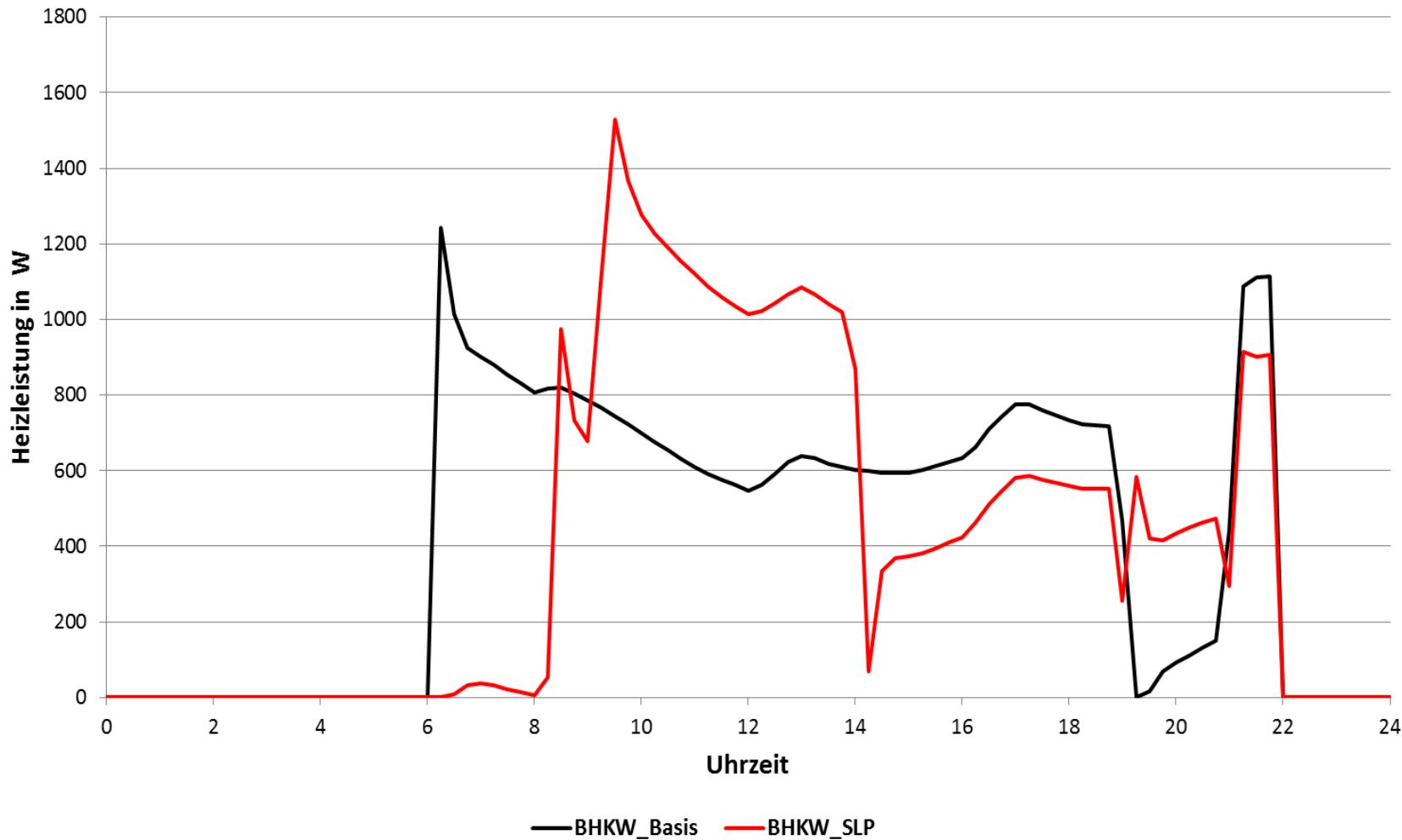
## Vergleich der operativen Temperatur im Verlauf einer Übergangswoche (10.10. - 16.10.)

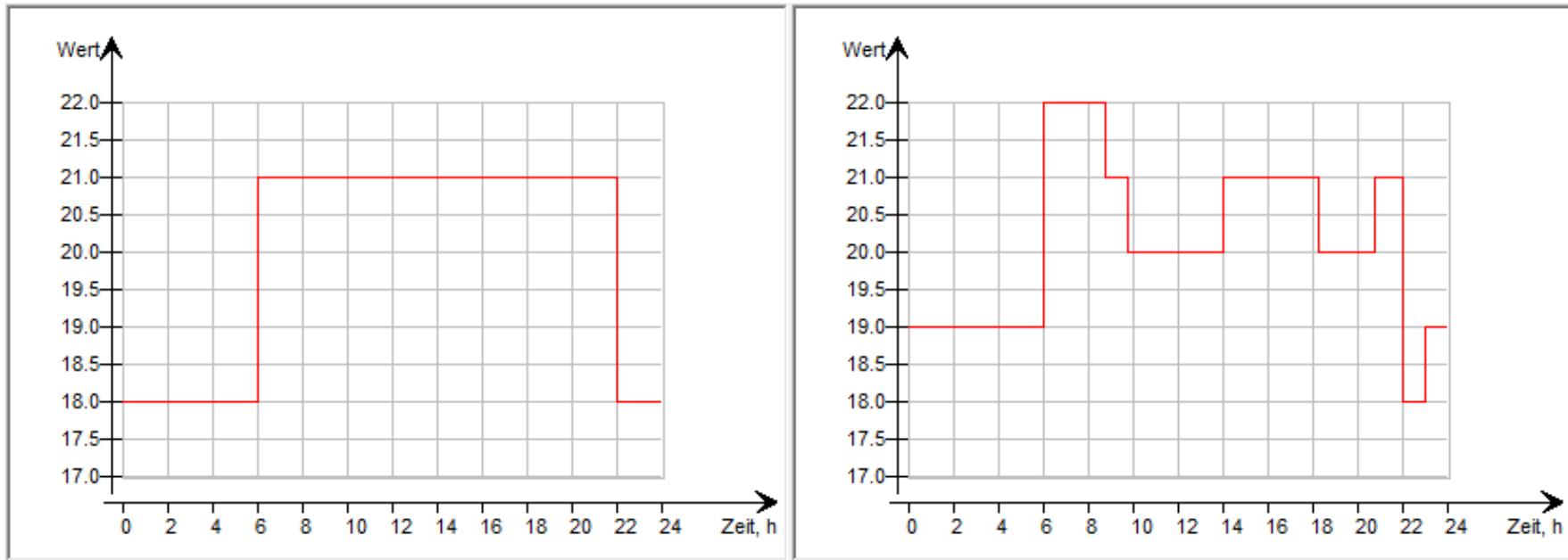


## Vergleich der operativen Temperatur im Verlauf eines Übergangstages (Sonntag 23.10.)



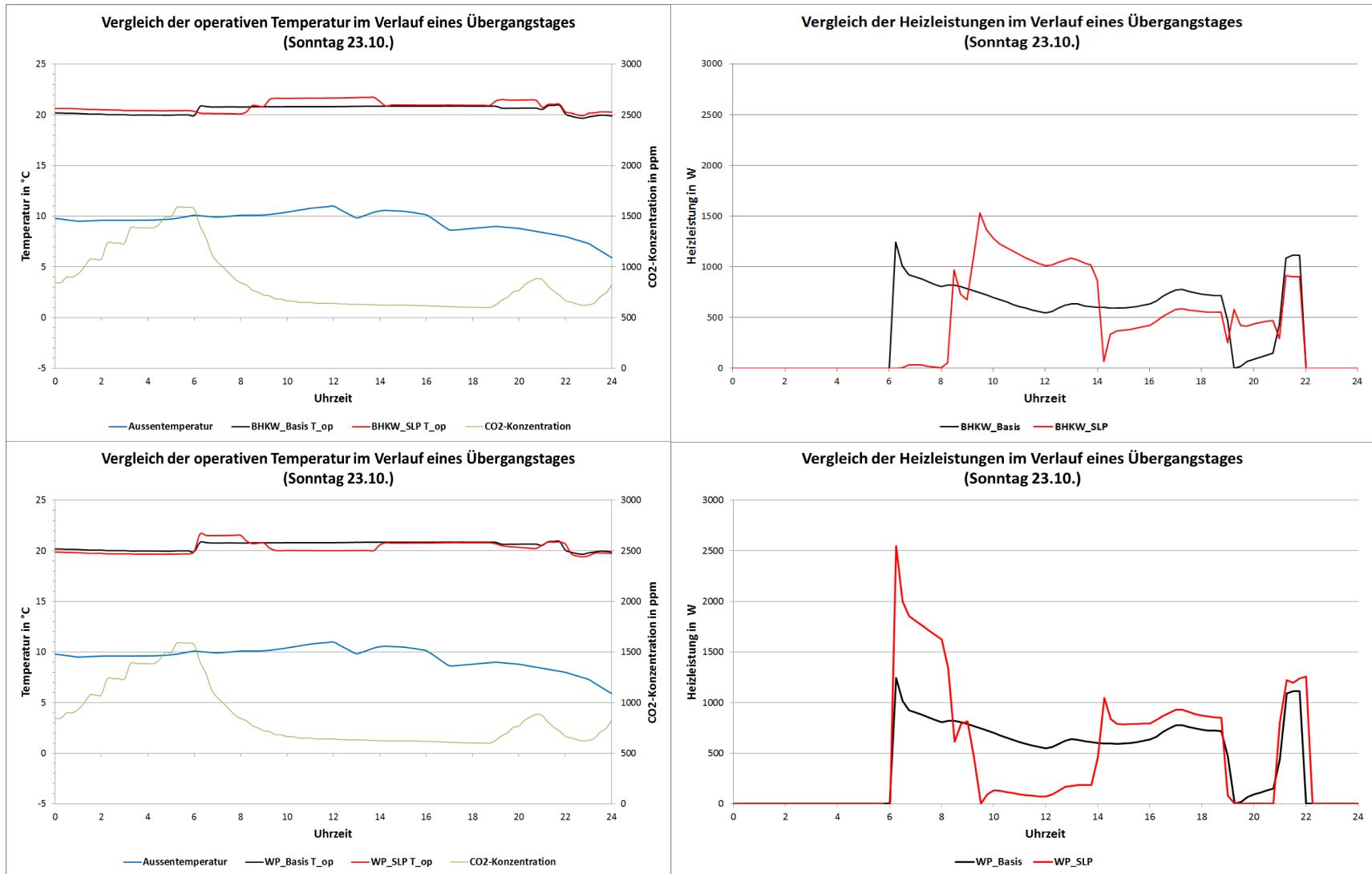
## Vergleich der Heizleistungen im Verlauf eines Übergangstages (Sonntag 23.10.)



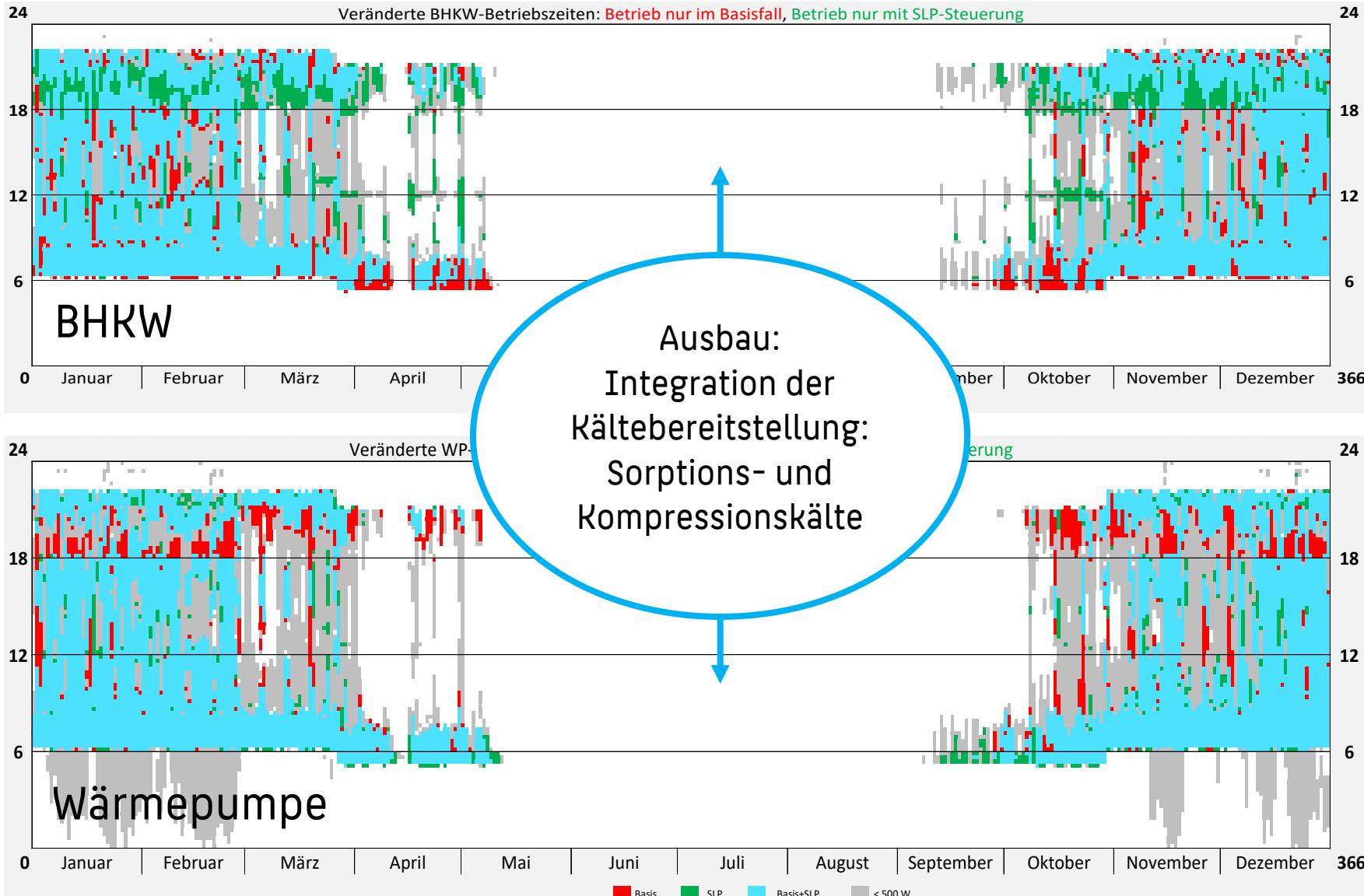


Wärmepumpenbetrieb:  
Verändertes Betriebsführungsprofil

# Gebäude als Strom (?!)-Speicher



oben: BHKW-, unten: Wärmepumpenbetrieb



<b>Vergleich</b>											
<b>Repräsentative Sektion</b>											
<b>140,13 m<sup>2</sup></b>											

Heizwärmemenge						Verschobene Wärmemenge					
Basis		SLP-Steuerung		% Abw.		In die Struktur			Aus der Struktur		
Normale Bauweise											
kWh	kWh/m <sup>2</sup>	kWh	kWh/m <sup>2</sup>	%		kWh	kWh/m <sup>2</sup>	%	kWh	kWh/m <sup>2</sup>	%
BHKW	6916	49.4	7169	51.2	103.7	1353	9.7	19.6	-1099	-7.8	-15.9
WP	6916	49.4	6826	48.7	98.7	1014	7.2	14.7	-1105	-7.9	-16.0
Schwere Bauweise											
BHKW	3109	22.2	3266	23.3	105.0	997	7.1	32.1	-840	-6.0	-27.0
WP	3109	22.2	3089	22.0	99.4	677	4.8	21.8	-696	-5.0	-22.4

<b>Hochrechnung Gesamtliegenschaft</b>						<b>9335 m<sup>2</sup></b>					
Heizwärmemenge						Verschobene Wärmemenge					
Basis		SLP-Steuerung		% Abw.		In die Struktur			Aus der Struktur		
Normale Bauweise											
kWh	kWh/m <sup>2</sup>	kWh	kWh/m <sup>2</sup>	%		kWh	kWh/m <sup>2</sup>	%	kWh	kWh/m <sup>2</sup>	%
BHKW	460705	49.4	477585	51.2	103.7	90111	9.7	19.6	-73231	-7.8	-15.9

## Fazit zur stromorientierten Fahrweise im Quartier:

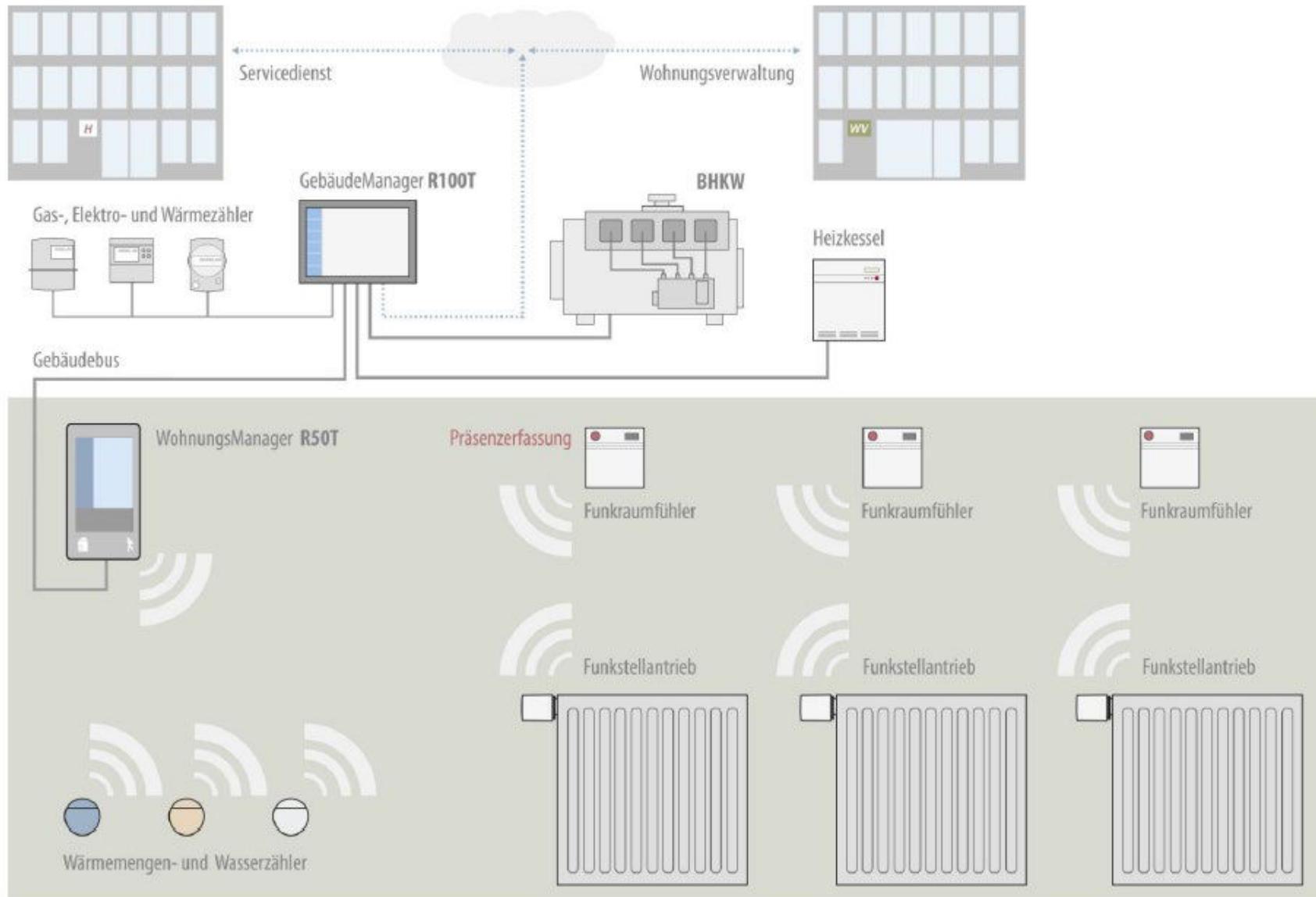
### Potential:

- Bis zu ca. 16% des jährlichen Heizwärmebedarfs können in die Gebäudestruktur verschoben und wieder genutzt werden
- Das sind ca.  $8 \text{ kWh}_{\text{th}}/(\text{m}^2\text{a})$  oder etwa  $73 \text{ MWh}_{\text{th}}/\text{a}$
- elektrische Regelenergie: ca.  $34 \text{ MWh}_{\text{el}}/\text{a}$

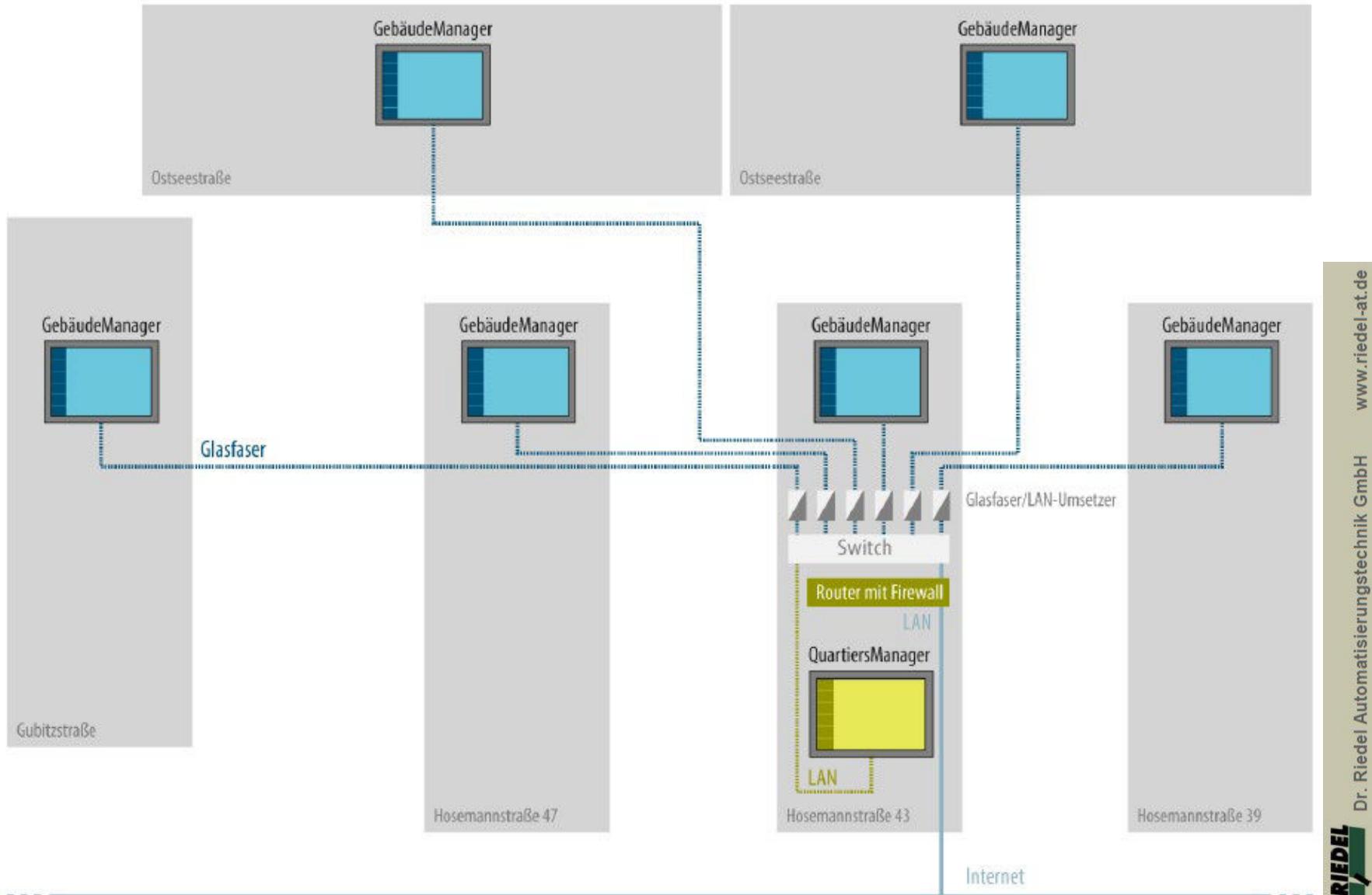
### Optionen:

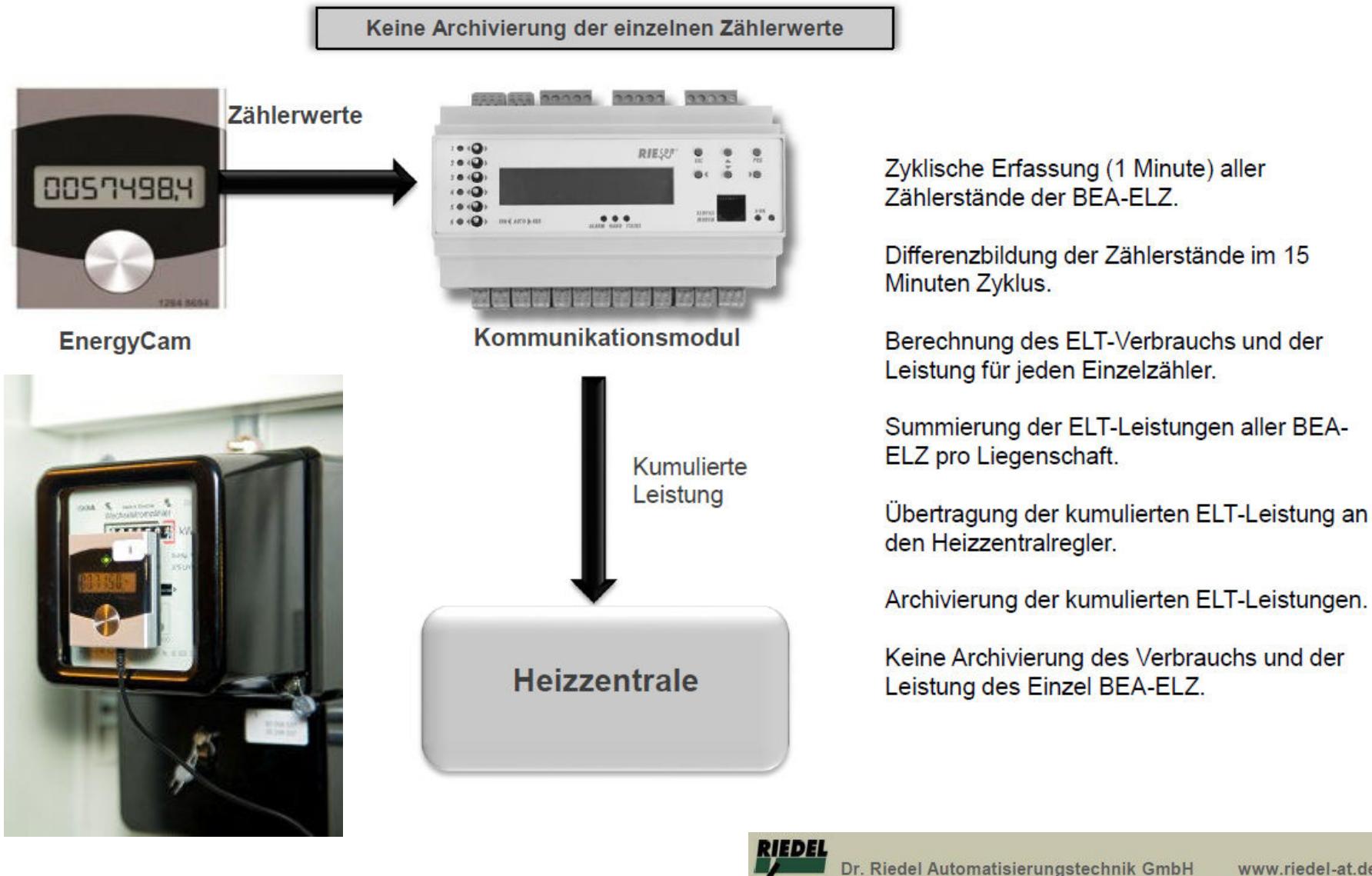
- In größeren Quartieren Kopplung von BHKW und Wärmepumpen
- Kopplung mit sommerlicher Kühlung führt zu ganzjähriger Netzdienlichkeit von Gebäuden

# Gebäude als Strom (?!)-Speicher



# Gebäude als Strom (?!)-Speicher





RaumSensor



Temperaturfühler



Stellantrieb



WohnungsManager



Fensterkontakt



Wärmemengenzähler



Steckdosenschalter



Wasserzähler warm



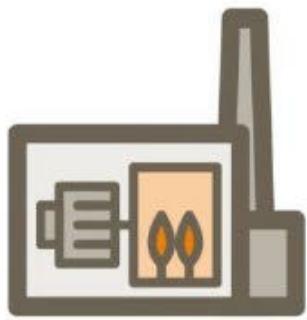
Wasserzähler kalt



Wetterstation



BHKW



Gaskessel



GebäudeManager



Elektrozähler



Wärmemengenzähler



Gaszähler



Wasserzähler

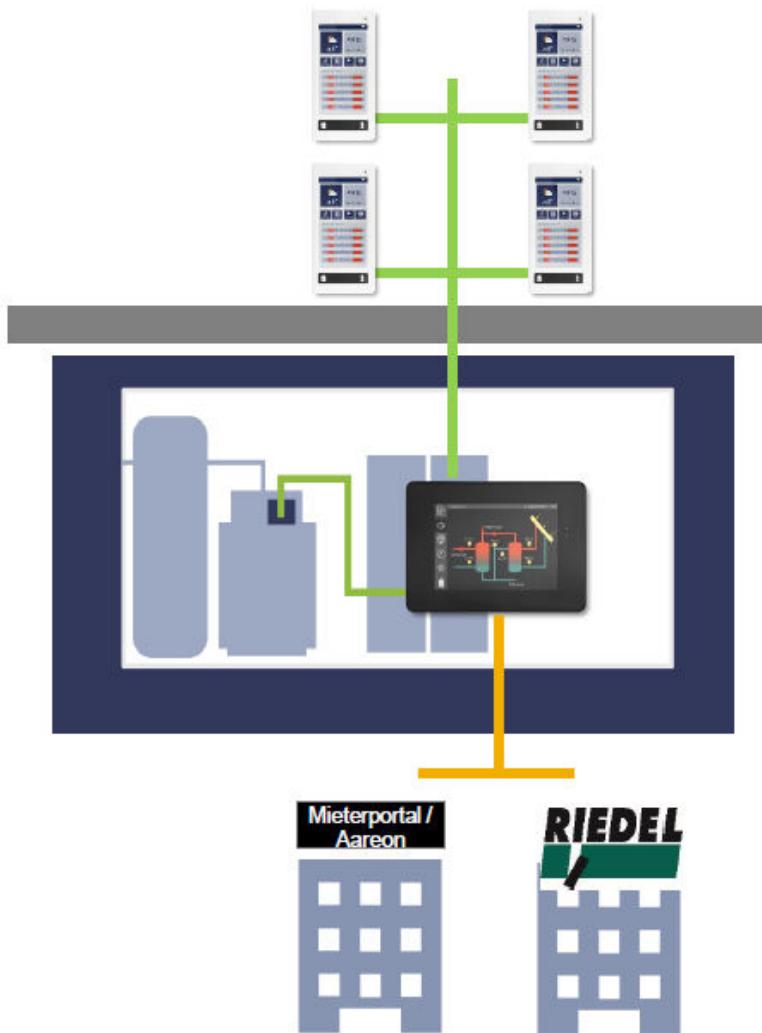


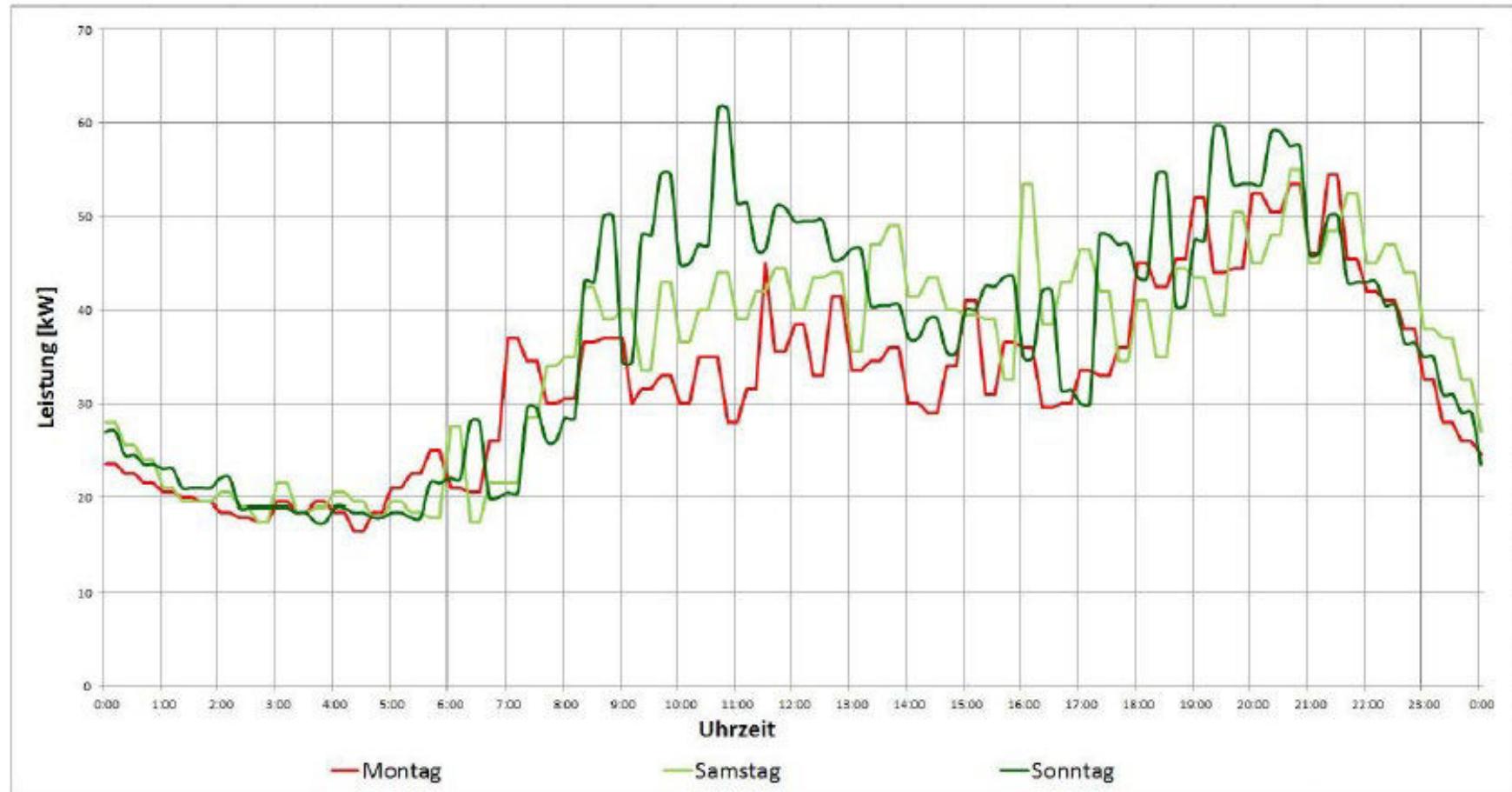
Aggregiert alle Wohnungsdaten zur Steuerung der Heizzentrale

Übergibt die Zielwertvorgaben an das BHKW und die Spitzenlastkessel

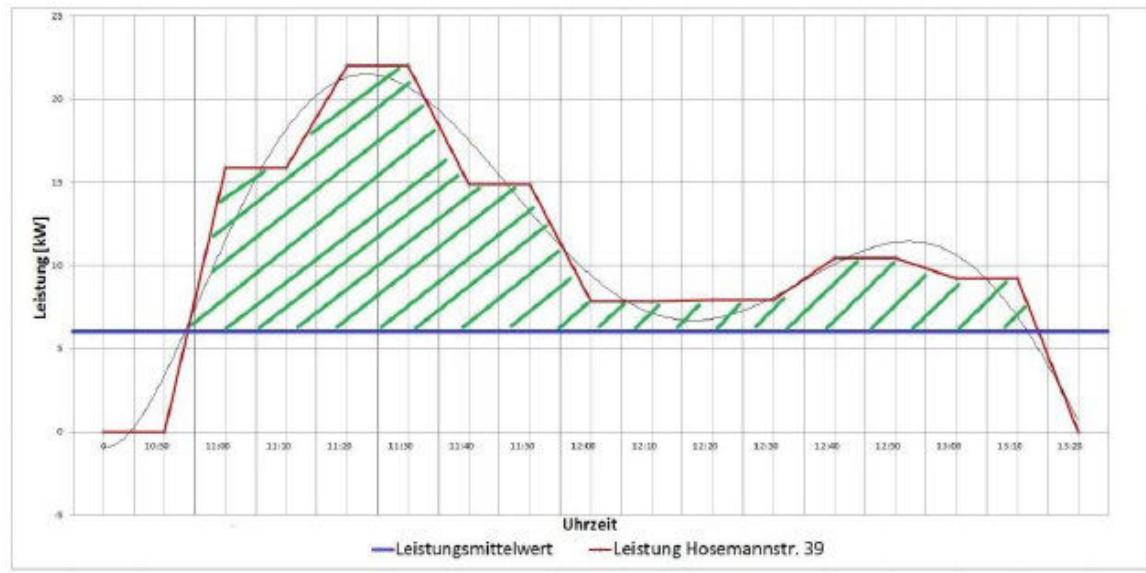
Archiviert alle gebäudezentralen Verbrauchsdaten für Wärme, Strom, Gas und Wasser

Aggregiert und verteilt Nachrichten für alle Servicedienstleister

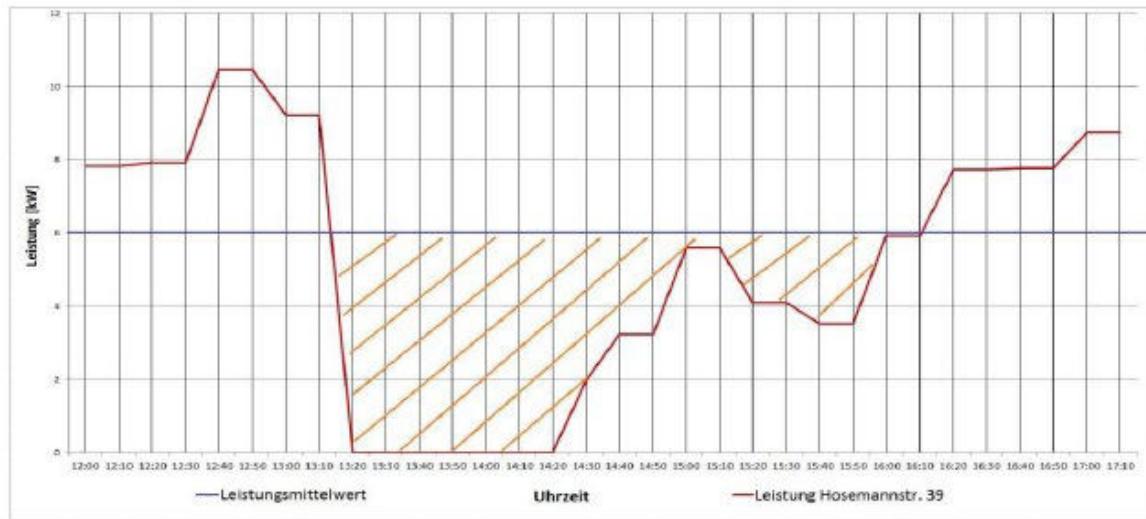




# Gebäude als Strom (?!)-Speicher



Einspeicherung: 100%



Ausspeicherung: 97,7%

