



Bundesamt für Energie
Office fédéral de l'énergie
Ufficio federale dell'energia
Uffizi federal d'energia

Programm Biomasse

Grundlagen der Abgaskondensation bei Holzfeuerungen

ausgearbeitet durch

Peter Neuenschwander

Jürgen Good

Thomas Nussbaumer

im Auftrag des

Bundesamtes für Energie



Bundesamt für Energie
Office fédéral de l'énergie
Ufficio federale dell'energia
Uffizi federal d'energia

Programm Biomasse

Grundlagen der Abgaskondensation bei Holzfeuerungen

ausgearbeitet durch

Peter Neuenschwander

Jürgen Good

Thomas Nussbaumer

Ingenieurbüro Verenum, Langmauerstrasse 109, CH - 8006 Zürich

im Auftrag des

Bundesamtes für Energie

Inhalt

Abstract	4
Zusammenfassung	5
Symbol- und Abkürzungsverzeichnis	6
1 Einleitung	7
1.1 Abgaskondensation	8
1.1.1 Energetischer Nutzen der Abgaskondensation	8
1.1.2 Ökonomische Auswirkungen der Abgaskondensation	9
1.2 Entschwaden des Abgases	10
1.2.1 Schwadenbildung und Prinzip der Entschwadung	10
1.2.2 Energieaufwand für die Entschwadung	12
1.2.3 Ökonomische Auswirkungen der Entschwadung	12
1.3 Staubabscheidung durch Abgaskondensation	12
1.4 Kondensateigenschaften	13
1.5 Anlagenkonzepte	14
1.5.1 Feuerung mit Zusatzwärmetauscher, Referenzfall	14
1.5.2 Direkte Abgaskondensation	15
1.5.3 Abgaskondensation mit vorgeschaltetem Quench	16
1.5.4 Verbrennungsluftbefeuchtung und -erwärmung	16
1.5.5 Verbrennungslufterwärmung mit einem Teilstrom des Heizwasserrücklaufs	17
1.5.6 Wärmepumpe und Abgaskondensation	18
1.5.7 Beispiele ausgeführter Anlagen	19
2 Wirkungsgrad von Heizungsanlagen	21
2.1 Einflussgrößen bei der Wirkungsgradberechnung	21
2.2 Modellieren des Verbrennungsvorganges	22
2.2.1 Brennstoffzusammensetzung	22
2.2.2 Verbrennungsgleichung	22
2.2.3 Brennwert, Heizwert	23
2.2.4 Verbrennungsluft	25
2.2.5 Verbrennungsgas	26
2.2.6 Sättigungsfeuchte	26
2.2.7 Asche	27

2.3 Energiebilanz der Verbrennungsanlage	27
2.3.1 Enthalpieströme der Verbrennungsanlage	27
2.3.2 Wärmeströme der Verbrennungsanlage	29
2.3.3 Hilfsenergie	29
2.4 Mollier-Diagramm für Verbrennungs- und Mischgas	31
2.5 Energiebilanz und Effizienz der Schwadenvermeidung	34
2.5.1 Tröpfchen im feuchten Gas	34
2.5.2 Enthalpieströme der Entschwadungsanlage	34
2.5.3 Wärmestrom in der Entschwadungsanlage	35
2.5.4 Mischungsvorgänge für die Schwadenvermeidung	35
2.5.5 Entschwadungsluft- und Entschwadungswärmebedarf	36
2.5.6 Hilfsenergiebedarf der Entschwadungsanlage	39
2.5.7 Optimale Entschwadungsluftmenge und Entschwadungstemperatur für minimalen Stromverbrauch	40
2.6 Wirkungsgrad	47
2.6.1 Ideale Wärmeausbeute	48
2.6.2 Effektive Wärmeausbeute	48
2.6.3 Wirkungsgraddiagramme für Verbrennungsanlage mit vollständiger Verbrennung, Betrieb ohne Hilfsenergie und ideal isoliertem Heizungsraum	49
2.7 Wirkungsgrad bei exergetisch gewichteter Berücksichtigung der Hilfsenergie	51
3 Anlagentypen im Vergleich	52
3.1 Apparate zur Verbrennungslufterwärmung und -befeuchtung durch Abgaskondensation	52
3.1.1 Regenerator zur Erwärmung von Verbrennungsluft und Entschwadungsluft	52
3.1.2 Regenerator zur Verbrennungslufterwärmung und -befeuchtung	53
3.1.3 Rohrbündel-, Taschen- oder Lamellenwärmetauscher	53
3.1.4 Wasserbadkondensator	53
3.1.5 Kondensator mit Wassereindüsung verbrennungsluftseitig	53
3.2 Aufwand / Ertrag energetisch im Vergleich	53
3.2.1 Einfluss der Verbrennungsluftkonditionierung	54
3.2.2 Verbrennungsanlage ohne Entschwadung und ohne Kondensation, Referenzfall	56
3.2.3 Verbrennungsanlage ohne Entschwadung und mit Kondensation	56
3.2.4 Verbrennungsanlage ohne Entschwadung, mit Kondensation und mit Wärmepumpe	57
3.2.5 Verbrennungsanlage mit Entschwadung und mit Kondensation	60
3.2.6 Verbrennungsanlage mit Entschwadung, Verbrennungs- und Entschwadungslufterwärmung mit einem Teilstrom des Heizwasserrücklaufs	61
3.2.7 Verbrennungsanlage mit Entschwadung, mit Kondensation und mit Wärmepumpe	61
3.3 Technischer Aufwand	62

4 Wirtschaftlichkeit	64
4.1.1 Verbrennungsanlage ohne Entschwadung und mit Kondensation	64
4.1.2 Verbrennungsanlage ohne Entschwadung, mit Kondensation und Wärmepumpe	65
4.1.3 Verbrennungsanlage mit Entschwadung, Verbrennungs- und Entschwadungslufferwärmung mit einem Teilstrom des Heizwasserrücklaufs	66
4.1.4 Verbrennungsanlage mit Entschwadung, mit Kondensation und Wärmepumpe	67
4.1.5 Einfluss der Art der Verbrennungsluftkonditionierung	69
4.1.6 Kosten ausgeführter Anlagen	70
5 Schlussfolgerungen	72
Literaturverzeichnis	76
Anhang, Wirkungsgraddiagramme	78

Abstract

Fundamentals of Flue Gas Condensation in Wood Combustion Plants

P. Neuenschwander, J. Good and Th. Nussbaumer

Verenum Research, Langmauerstrasse 109, CH - 8006 Zürich, SWITZERLAND

Flue gas condensation in wood combustion plants has a theoretical potential for efficiency improvement of up to 30% for wet wood. The emissions (NO_x , CO, hydrocarbons and particles) and the fuel costs are reduced with increasing efficiency and furthermore a certain particle separation can be achieved. Therefore flue gas condensation is a promising technology for wood combustion plants if wet wood is burned. However the efficiency improvement is reduced if measures to avoid condensation in the atmosphere are necessary.

The aim of the present investigation is a technical and economic evaluation of different flue gas condensation technologies with and without measures for condensation in the atmosphere. The report describes the thermodynamics of the flue gas condensation and it gives an assessment for different processes for flue gas condensation in wood combustion plants. A method to determine the overall efficiency of in function of the operation parameters (fuel humidity, excess air, return temperature etc.) is introduced and visualized with respective diagrams. Furthermore diagrams for the evaluation of the pay back time for investments for flue gas condensation units are presented. Different processes for the prevention of condensation in the atmosphere including air pre heating for mixing with flue gas, pre heating and saturation of combustion air, implementation of compression and absorption heat pumps are described and compared.

Zusammenfassung

Bei der Verbrennung von feuchtem Holz weist die Abgaskondensation ein theoretisches Potential zur Wirkungsgradverbesserung von bis zu 30% auf im Vergleich zu Holzfeuerungen mit Zusatzwärmetauscher. Proportional zur Effizienzsteigerung gehen die Emissionen (Stickoxide, Kohlenmonoxid, Kohlenwasserstoffe und Partikel) sowie die Brennstoffkosten zurück. Für Partikelemissionen ist eine zusätzliche Abscheidung möglich.

Die Wirtschaftlichkeit von Heizungsanlagen mit Abgaskondensation hängt massgeblich vom Brennstoffpreis und von der Brennstofffeuchtigkeit ab. Die Abgaskondensation ist besonders vorteilhaft, wenn feuchte Brennstoffe wie z.B. Waldhackschnitzel verfeuert werden sollen. Die wichtigsten betrieblichen Parameter sind Verbrennung bei kleiner Luftüberschusszahl, tiefe Rücklauftemperatur des Heiznetzes und grosse Volllastbetriebsstundenzahl der Kondensationseinheit.

Tiefe Rücklauftemperaturen vom Wärmeverbraucher zur Heizanlage ermöglichen hohe Wirkungsgrade mit einfacher Anlagentechnik. Ist die Rücklauftemperatur tief und der Brennstoff teuer, können die Zusatzaufwendungen sogar für trockenen Brennstoff amortisiert werden. Unterschreitet die Rücklauftemperatur den Taupunkt nur wenig, kommt die Installation einer Absorptionswärmepumpe in Frage, um die Energie des Verbrennungsgases besser zu nutzen. Diese Wärmepumpentechnik hat im Vergleich zu Kompressionswärmepumpen den Vorteil, fast keinen Strom zu benötigen. Dies ist wichtig, da Strom im Vergleich zu Holz meist teuer ist, und sich daher die Investitionen für eine Kompressionswärmepumpe wegen den höheren Betriebskosten schwieriger amortisieren lassen.

Die Amortisierbarkeit der Zusatzinvestitionen hängt direkt von der Betriebszeit des Kondensators und allenfalls der Wärmepumpe ab. Wird die Abgaskondensation nicht für Volllast der Feuerung ausgelegt, sinken die Investitionskosten und steigt die Anzahl Volllastbetriebsstunden. Zudem verbessert sich der Anlagenbetrieb, da Laständerungen sich weniger auf den Kondensationsteil auswirken. Obwohl bei dieser Auslegung der Wirkungsgrad bei Volllast der Feuerungen reduziert wird, ist der Jahresnutzungsgrad nur unwesentlich tiefer, da die Betriebszeit mit Volllast der Feuerungen nur einen kleinen Teil der gesamten Betriebszeit ausmacht.

Der Wasserdampf des Verbrennungsgases kondensiert nicht nur innerhalb einer Verbrennungsanlage aus. Mischt sich das Abgas mit kälterer Umgebungsluft, kondensiert der Wasserdampf ungewollt aus; dies gilt für alle Arten von Holzheizungen. Die so entstehenden Tröpfchen sind als weisse Kondensatfahne sichtbar. Die Kondensation von Wasserdampf in der Atmosphäre kann vermieden werden, wenn das Abgas mit trockener und warmer Luft gemischt wird, bevor es das Kamin verlässt. Wenn immer möglich sollte jedoch auf eine Entschwadung verzichtet werden, da Kondensatfahnen nur eine optische Einwirkung auf die Umgebung sind und die Entschwadung immer den Wirkungsgrad senkt und zusätzliche Investitionen erfordert. Aus ökologischer Sicht ist daher das Schwergewicht auf die Information der Bevölkerung zu legen.

Die erzielbare energetische Effizienzsteigerung dank Abgaskondensation kann bei bekannter Rücklauftemperatur mit Hilfe von Diagrammen dieses Berichtes bestimmt werden. Die zulässigen Investitionen für die Abgaskondensation sind für ein Set von Randbedingungen ebenfalls dargestellt. Aus den Diagrammen und Kostenbeispielen geht hervor, dass die Abgaskondensation rentabel ist, vorausgesetzt, die Kondensationsanlage ist im Vergleich zur Spitzenlast knapp dimensioniert, so dass z.B. 3000 Volllastbetriebsstunden des Kondensationsteils erreicht werden.

Symbol- und Abkürzungsverzeichnis

Ann	Annuität	%/a	ζ_{WP}	Gütegrad Wärmepumpe
$\bar{c}_p^0$	mittlere spezifische Wärmekapazität bezogen auf 0°C	J/(kg K)	ξ	Faktor für Überfeuchte eines Gases im Vergleich zu Sättigungsfeuchte
$\bar{c}_{H_2O\,fl}^0$	mittlere spez. Wärmekapazität von H ₂ O flüssig bezogen auf 0°C	J/(kg K)	Indices	
h	spezifische Enthalpie	J/kg	AG	Abgas
Δh_u	Heizwert	J/kg	abs	absorptions
Δh_{uatro}	Heizwert atro	J/kg	Br	Brennstoff
Δh_o	Brennwert	J/kg	C	Carnot
Δh_v	Verdampfungsenthalpie	J/kg	EA	Entschwadungsanlage
Δh_s	Schmelzenthalpie	J/kg	EL	Entschwadungsluft
K_{Br}	Brennstoffkosten	Rp/kWh	el	elektrisch
K_{el}	Stromkosten	Rp/kWh	HA	Heizungsanlage
K_{inv}	Investitionskosten	Fr/kW	i	in
M	Molmasse	kg/kmol	K	Kondensat
m	Masse	kg	Kond	Kondensator
P	Leistung	W	komp	kompressions
p	spezifische Leistung	J/kg	L	Luft
p	Druck	mbar	ML	Mischluft
$\dot{Q}$	Wärmestrom	W	max	maximal
q	spezifischer Wärmestrom	J/kg	m	mittler
T	Temperatur	°C	misch	mischen, gemischt
t_{voll}	Volllastbetriebsstunden	h/a	o	out
u	Brennstofffeuchte	kg/kg _{Brtr}	RL	Rücklauf
x	Gas- / Luftfeuchte	kg/kg _{Gastr}	ref	Referenz
w	Brennstoffwassergehalt	kg/kg _{Brf}	s	Sättigung
ε	Leistungszahl		U	Umgebung
η	Wirkungsgrad		VA	Verbrennungsanlage
Φ	Austauschgrad Kondensator oder Wärmetauscher		VG	Verbrennungsgas
φ	Relative Feuchte		VL	Verbrennungsluft
λ	Luftüberschusszahl		WP	Wärmepumpe
μ	Massenanteil bezogen auf trockenen und aschefreien Brennstoff		WT	Wärmetauscher
			zus	zusätzlich

1 Einleitung

Mehr Nutzen ohne Zusatzemissionen, dies bietet die Abgaskondensation. Der Wirkungsgradgewinn von Verbrennungsanlagen mit Abgaskondensation beträgt bei der Verbrennung von feuchtem Holz bis zu 30% im Vergleich zu Anlagen, welche nur mit einer Feuerung mit einem Zusatzwärmetauscher ausgerüstet sind. Diese Technik hat ein grosses Anwendungsgebiet, da in der Schweiz noch nicht das gesamte Potential an Energieholz aus dem Wald geerntet wird. Es können zusätzlich noch 20 PJ pro Jahr respektive 2.5 Mio m³ genutzt werden. Dieses Holz kann vor allem mit automatischen Waldhackschnitzelfeuerungen rationell für Heizzwecke verwertet werden. Voraussetzung dafür ist eine rationelle Versorgungskette aus dem Wald bis zum Wärmebezüger. Aus diesem Grund wird Waldholz vermehrt ohne kostenintensives Trocknen und Lagern direkt nach dem Schlagen als Waldhackschnitzel mit hohem Wassergehalt verfeuert. Moderne Feuerungssysteme mit Abgaskondensation können diesen Brennstoff effizient und mit geringen Emissionen nutzen.

Mit folgendem Effekt wird der Wirkungsgradvorteil erzielt:

Bei der Kondensation von Wasserdampf werden grosse Energiemengen freigesetzt. Die Gase aus der Verbrennung von Brennstoffen mit Wasserstoffverbindungen oder von der Verbrennung feuchter Brennstoffe wie zum Beispiel Holz enthalten Wasser. Wird das Verbrennungsgas genügend tief gekühlt, kondensiert der Wasserdampf und die Verdampfungsenthalpie des Wassers kann an das Heizwasser abgegeben werden. Heizungsanlagen, welche bei der Phasenänderung dampfförmig – flüssig freiwerdende Energie nutzen, heissen daher Heizungsanlagen mit Abgaskondensation.

Das Verbrauchsverhalten der Wärmebezüger ist für Heizungsanlagen mit Abgaskondensation besonders wichtig, denn die Abgaskondensation ist eng mit dem gesamten Heizsystem verknüpft. So sind die erwartete Rücklaufftemperatur des Heizwassers und der voraussichtliche Wärmeleistungsverlauf die wichtigsten Grössen für die Auslegung und Dimensionierung der Kondensationseinheit sowie für die allfällige Integration weiterer Komponenten wie z.B. einer Wärmepumpe. Wie sich Abweichungen zwischen geplantem und effektivem Betrieb auswirken, ist in Good et al. (1998) untersucht worden.

Feuerungsseitig hat die Luftüberschusszahl bei der Verbrennung einen grossen Einfluss auf die Abgaskondensation. Der Kondensationsgewinn, die Dimensionierung der Leitungsquerschnitte und die Baugrösse der Ventilatoren hängen direkt mit dieser Zahl zusammen.

Der Wasserdampf des Verbrennungsgases kondensiert jedoch nicht nur innerhalb einer Verbrennungsanlage aus. Mischt sich das Abgas mit kälterer Umgebungsluft, kondensiert der Wasserdampf ungewollt aus; dies gilt für alle Arten von Holzheizungen. Die so entstehenden Tröpfchen sind als weisse Kondensatfahne sichtbar. Die Kondensation von Wasserdampf in der Atmosphäre kann vermieden werden, wenn das Abgas mit trockener und warmer Luft gemischt wird, bevor es das Kamin verlässt. Die Massnahmen zur Prävention von Kondensation in der Atmosphäre werden als Entschwadung bezeichnet.

Um die Kondensationsenergie zu gewinnen und das Bilden von Schwaden zu vermeiden sind verschiedene Anlagenschaltungen entworfen worden. Trotz sehr unterschiedlicher Prozessführung lassen sich die Konzepte bei geschickter Wahl der Systemgrenzen für Betrachtungen der Effizienz einfach miteinander vergleichen. Wesentlich dabei ist, zwischen der eigentlichen Verbrennungsanlage – sie stellt den Nutzen für den Verbraucher bereit – und der Entschwadungsanlage – sie verhindert das Entstehen von Kondensatfahnen – zu unterscheiden (Abbildung 1.1).

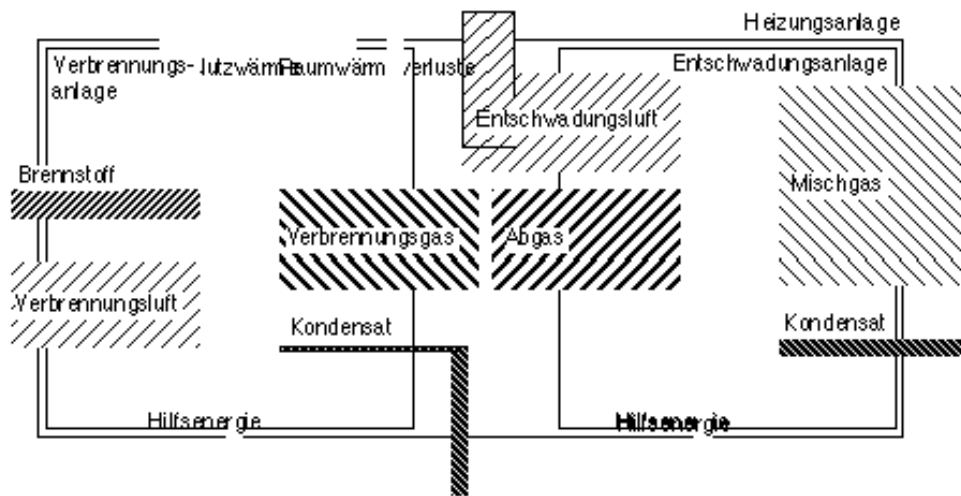


Abbildung 1.1: Bilanzgrenzen der Heizungsanlage respektive der Verbrennungs- und Entschwadungsanlage; Bezeichnung von Stoff- und Energieströmen.

Verbrennungsgas: Innerhalb und bis zum Verlassen der Verbrennungsanlage

Abgas: Vor der Entschwadung

Mischgas: "Abgas" der Entschwadungsanlage

Im folgenden wird das Gas, welches bei der Verbrennung von Brennstoff und Verbrennungsluft entsteht als Verbrennungsgas bezeichnet. Nachdem dem Verbrennungsgas die Energie für Heizzwecke entzogen worden ist, wird es Abgas genannt (Abbildung 1.1). Oft wird Wärme des Abgases für die Entschwadung genutzt, nämlich für die Erwärmung der Entschwadungsluft. Aus der Mischung von Abgas und Entschwadungsluft entsteht das Mischgas. Dieses mischt sich seinerseits mit der Umgebungsluft.

1.1 Abgaskondensation

Gas aus der Verbrennung von Holz enthält latente und fühlbare Wärme. Wird das Verbrennungsgas in einem Kondensator unter seine Taupunkttemperatur abgekühlt, wird neben der fühlbaren auch latente Wärme abgegeben. Wegen der grossen Verdampfungsenthalpie des Wassers ist die Wärmeabgabe nach dem Unterschreiten des Taupunkts im Vergleich zur Wärmeabgabe über dem Taupunkt überproportional gross. Dadurch kann die chemische Energie des Brennstoffes wesentlich besser genutzt werden. Dieser energetische Nutzen muss mit zusätzlichen Investitionen erkauft werden, so dass die Kapitalkosten des Kondensationsteils durch Kosteneinsparungen dank vermindertem Brennstoffverbrauch gedeckt werden müssen.

1.1.1 Energetischer Nutzen der Abgaskondensation

Die Verdampfungsenthalpie von Wasser ist sehr gross, um 1 kg Wasser zu verdampfen, werden 2500 kJ benötigt. Die gleiche Energie wird frei, wenn das Wasser wieder kondensiert. Im Vergleich dazu genügt 1 kJ um 1 kg Luft oder Verbrennungsgas um 1°C zu erwärmen. Wird ein Gemisch von Wasserdampf und Luft oder Verbrennungsgas unter den Taupunkt abgekühlt, kondensiert Wasser aus und es werden sehr grosse Energiemengen verfügbar.

Beispiel: Wird 1 kg gesättigte Luft von 45 auf 44°C abgekühlt, werden 8600 J latente und 1100 J fühlbare Wärme frei, gesamthaft also 9700 J. Wird die gesättigte Luft von 45 auf 46°C erwärmt, wird gesamthaft nur 1100 J benötigt, da kein Wasser verdampft werden muss.

Der Wirkungsgrad von Heizanlagen mit Kondensation hängt deshalb entscheidend vom Temperaturniveau der Kondensation ab. Dieses Temperaturniveau wird von der Rücklauftemperatur des Heiznetzes bestimmt. Heizanlagen ohne Kondensation reagieren dagegen viel weniger stark auf Änderungen des Temperaturniveaus der Nutzwärme (Abbildung 1.2). Falls ein Apparat zum Erwärmen der Verbrennungsluft oder eine Wärmepumpe installiert sind, hängt die Verbrennungsgastemperatur zusätzlich von diesen Einrichtungen ab.

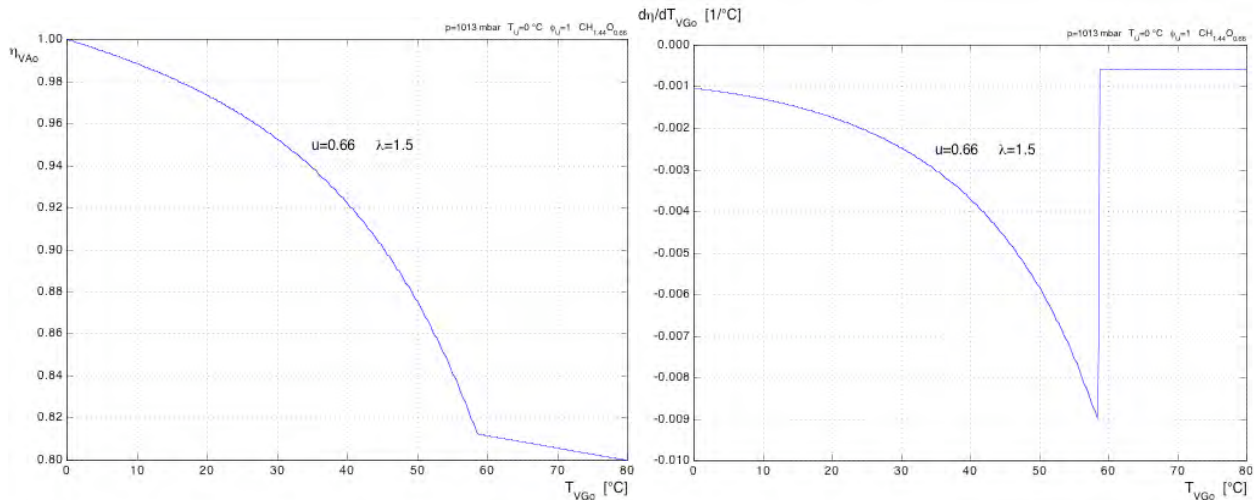


Abbildung 1.2: Wirkungsgrad (links) und Wirkungsgradänderung (rechts) in Funktion der Verbrennungsgastemperatur nach Abgaskondensation.

Das Potential des energetischen Nutzens der Abgaskondensation wird durch den Wasserstoffgehalt des Brennstoffes und seine Feuchtigkeit bestimmt. Die Verbrennungsgase von Holz enthalten Wasser aus der Verbrennung des Brennstoffes, Wasser aus der Feuchtigkeit des Holzes und Wasser aus der Feuchtigkeit der Luft. Die Holzfeuchtigkeit variiert je nach Herkunft des Holzes in einem weiten Bereich. Industrieabfälle sind meistens sehr trocken, so dass die Abgaskondensation nur einen kleinen energetischen Nutzen hat. Wird jedoch Waldholz mit einer Feuchtigkeit von 66% verbrannt, kann wegen der grossen Brennstofffeuchte mit der Abgaskondensation etwa 20% mehr Energie genutzt werden. Bei der Verbrennung von Erdgas lässt sich wegen des grossen Wasserstoffgehalts des Methans trotz trockenem Brennstoff mit der Abgaskondensation der Wirkungsgrad bis zu 10% erhöhen.

Das Potential des energetischen Nutzens der Abgaskondensation bei der Holzverbrennung ist sehr gross. Es lässt sich jedoch nur Nutzen, wenn die erforderlichen tiefen Temperaturen für die Kondensation des Wassers erreicht werden können. Zudem ist die Luftüberschusszahl für den praktischen Nutzen wichtig, denn bei gegebener Abgastemperatur erhöht sich der Wasserdampfanteil mit grösser werdender Luftüberschusszahl und der Kondensationsgewinn vermindert sich entsprechend.

1.1.2 Ökonomische Auswirkungen der Abgaskondensation

Verbrennungsanlagen mit Abgaskondensation sind energetisch effizienter als Anlagen, welche nur mit einem Zusatzwärmetauscher ausgerüstet sind. Dank Brennstoffeinsparungen sind die Betriebskosten bei Anlagen mit Abgaskondensation somit tiefer. Mit diesen Einsparungen müssen die Investitionen für die Abgaskondensation amortisiert werden. Das heisst, im Vergleich zu Feuerungen mit Zusatzwärmetauscher sind Anlagen mit zusätzlicher Abgaskondensation ökonomisch dann interessant, wenn die zusätzlich gewonnene Wärme günstiger ist, als die Wärme aus Anlagen ohne Abgaskondensation. Dies ist der Fall bei hohen Brennstoffkosten oder feuchtem Brennstoff; dann lohnen sich die Zusatzinvestitionen für

Wirkungsgradverbesserungen dank des Leistungsgewinns aus der Kondensation und dank der dadurch kleineren Feuerungen und kleineren Silos.

1.2 Entschwaden des Abgases

Nahezu alle Brennstoffe enthalten Wasserstoff. Die Brennstoffe Holz und Kohle sind zudem meist feucht. Bei der Verbrennung des Wasserstoffes entsteht Wasser. Dieses Wasser und das Wasser der Brennstofffeuchtigkeit sind im Abgas enthalten. Wird das Abgas mit Umgebungsluft gemischt, kann Wasserdampf auskondensieren und eine Kondensatfahne wird sichtbar. Dies kann im Strassenverkehr, bei Kehrlichtverbrennungsanlagen und bei Heizungsanlagen beobachtet werden. Die Kondensatfahnen selber sind für den Menschen und die Umwelt unschädlich. Für den Gesundheitsschutz ist das Vermeiden von Abgas-Kondensatschwaden daher nicht notwendig.

Kondensatschwaden sind vor allem ein ästhetisches Problem. In seltenen Fällen, bei ausserordentlichen klimatischen und topographischen Verhältnissen, kann sich der kondensierte Dampf über einem Dorf ansammeln, so dass die Sonneneinstrahlung vermindert wird und von einer tatsächlichen Beeinträchtigung der Anlagenumgebung gesprochen werden muss. Bei Temperaturen unter dem Gefrierpunkt kann zudem in der nahen Umgebung der Heizungsanlage vermehrte Reif gebildet werden.

Die Entschwadung oder genauer das Vermeiden der Schwadenbildung ist immer mit energetischem und ökonomischem Aufwand verbunden, welchem kein energetischer Nutzen gegenübersteht.

1.2.1 Schwadenbildung und Prinzip der Entschwadung

Im Mollier-Diagramm können die Mischungsprozesse von Gasen unterschiedlicher Temperatur und Feuchte dargestellt, und die Bildung von Schwaden beurteilt werden (Abbildung 1.3). Vorausgesetzt wird dabei, dass sich zu Beginn des Mischungsprozesses die verschiedenen Gase im thermodynamischen Gleichgewicht befinden. Kreuzt die Mischungsgerade das Zweiphasengebiet nicht, entstehen keine Schwaden. Andernfalls kondensiert ein Teil des Wasser als feine Tröpfchen aus, um später, bei genügender Verdünnung mit Umgebungsluft wieder zu verdampfen.

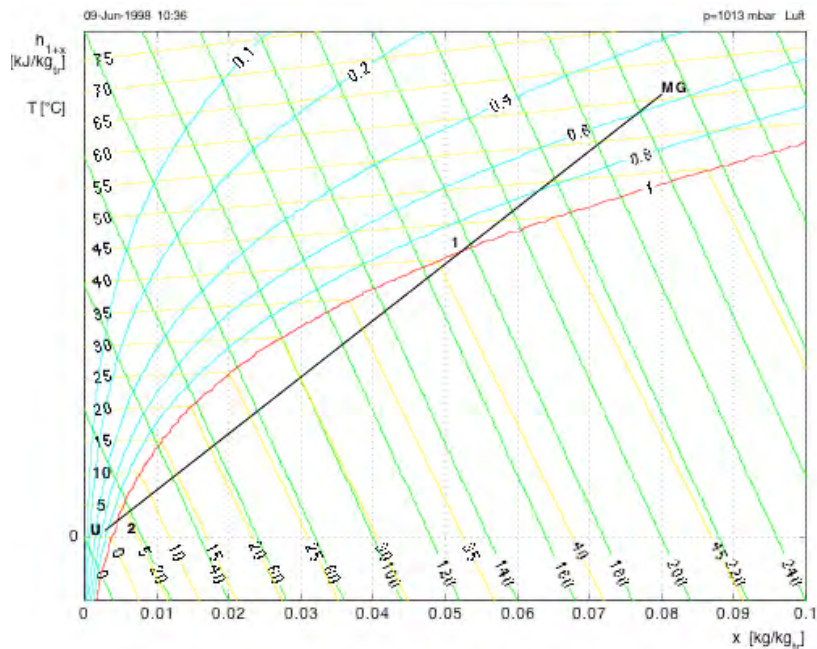


Abbildung 1.3: Darstellung der Schwadenbildung im Mollier-Diagramm (links). Kondensatfahne schematisch (rechts). Der Dichteunterschied von Luft und Abgas wurde vernachlässigt.

Um Schwaden zu vermeiden, wird das Abgas mit vorgewärmter und vergleichsweise trockener Entschwadungsluft gemischt, wodurch die Mischungsgerade Mischungsgas – Umgebungsluft das Zweiphasengebiet nicht mehr schneidet (Abbildung 1.4).

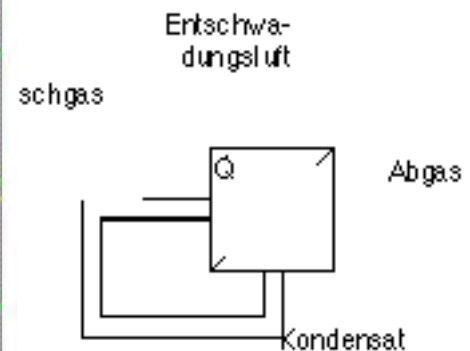
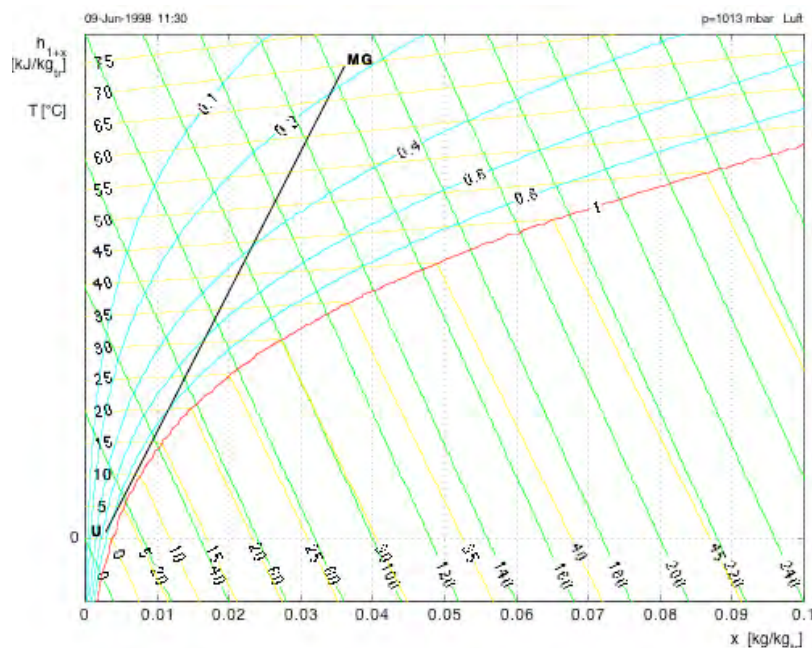


Abbildung 1.4: Darstellung der Entschwadung im Mollier-Diagramm (links). Entschwadungsapparat schematisch (rechts). Der Dichteunterschied der Gase wurde vernachlässigt.

Bei der Mischung von Abgas mit Luft ergeben sich zusätzliche Schwierigkeiten im Vergleich zur üblichen Anwendung von Mollier-Diagrammen. Eine prinzipielle Schwierigkeit wird durch die unterschiedliche Dichte-

te des Abgases, des Mischgases und der Umgebungsluft verursacht, da ein bestimmtes Mollier-Diagramm nur für ein Gas bestimmter Molmasse gültig ist.

Mollier-Diagramme hängen nicht nur von der Gaszusammensetzung sondern auch vom Druck ab. Der Gasdruck wird von der Höhe des Anlagestandortes, vom Wetter und allenfalls von Druckdifferenzen gegenüber der Umgebung beeinflusst. Druckdifferenzen gegenüber der Umgebung können durch Ventilatoren erzeugt respektive durch Strömungswiderstände verursacht werden.

1.2.2 Energieaufwand für die Entschwadung

Der energetische Aufwand für die Entschwadung hängt von der Umgebungstemperatur, für welche Schwadenfreiheit gewährleistet werden muss, sowie von der Prozessführung, der Luftüberschusszahl und der heizwasserseitigen Kondensatoreintrittstemperatur, respektive von der Rücklauftemperatur des Heizsystems ab. Meistens wird die Entschwadungsluft mit Hilfe des Abgases vorgewärmt, so dass nur elektrische Energie für die Ventilatoren von Aussen zugeführt werden muss. Diese Hilfsenergiemenge kann aber beträchtlich sein, da die umzuwälzende Entschwadungsluftmenge um ein mehrfaches grösser als die Abgasmenge sein kann.

1.2.3 Ökonomische Auswirkungen der Entschwadung

Die Entschwadung erfordert zusätzliche Investitionen für Kondensatoren und Ventilatoren. Da das Abgas feucht ist und korrosiv sein kann, werden in der Regel Apparate aus Glas, Kunststoff oder korrosionsresistentem Stahl eingesetzt werden. Neben den Kapitalkosten für die Zusatzinvestitionen fallen Hilfsenergie- und Instandhaltungskosten und allenfalls Kosten für die Entsorgung des Kondensats an.

1.3 Staubabscheidung durch Abgaskondensation

Bei der Verbrennung von Biomasse kann der Verbrennungsgasstrom je nach Feuerungsart und eingesetztem Brennstoffsortiment aus dem Glutbett Partikel mitreissen. Diese gröberen Partikel ($> 5 \mu\text{m}$) sind auf unverbrannten Kohlenstoff zurückzuführen (Baumbach, 1995). Submikrone Partikel, sogenannte Aerosole, entstehen vermutlich durch Kondensation von dampfförmigen anorganischen Verbindungen, z.B. Kaliumsalze. Untersuchungen über Partikelgrössenverteilungen an Biomassefeuerungen zeigen, dass über 80% der Partikelmasse im Grössenbereich $< 1 \mu\text{m}$ vorliegt (Hasler und Nussbaumer, 1997). Die höchsten Partikeldichten liegen im Grössenbereich von $0.1 \mu\text{m}$. Eine Ausnahme bildet Rinde, bei der lediglich 50% der Partikelmasse im Submikronbereich vorliegen und bei der die Partikelgrössenverteilung bimodal ist mit Maxima bei $0.1 \mu\text{m}$ und ca. $6 \mu\text{m}$.

Im Abgaskondensator sinkt die Temperatur des Verbrennungsgases unter den Taupunkt. Partikel wirken als Kondensationskeime, um die sich feine Tröpfchen bilden, welche sich wiederum zu grösseren Tropfen zusammenschliessen. Die Tropfen waschen weitere, gut benetzbare Partikel aus, währenddem die schlecht benetzbaren nicht eingefangen werden. Auf den Wärmetauscherflächen bildet sich ein Wasserfilm, über den ein Teil der Tropfen mit samt den enthaltenen Partikeln abgeschieden werden. Mittels Tropfenabscheider können weitere Tropfen abgeschieden werden.

Verschiedene Faktoren wie Partikelgrösse, Druckverlust, Konstruktion und Betrieb eines Kondensators beeinflussen den Abscheidegrad. Ein hoher Partikelabscheidegrad wird dann erreicht, wenn vor dem Kondensator grosse Partikel vorhanden sind, was hauptsächlich bei Rinde der Fall ist oder wenn beispielsweise kein Multizyklonabscheider vorhanden ist. Je höher der Anteil der aerosolförmigen Partikel ist, desto geringer ist der Abscheidegrad im Kondensator. Über den möglichen Einfluss von Druckverlust, Konstruktion oder Betriebsweise eines Kondensators liegen zur Zeit keine Angaben vor.

Zur Partikelabscheidung bei Rostfeuerungen liegen einige Untersuchungen vor (Tabelle 1.1):

- An einer dänischen Rostfeuerung wurde der Abscheidegrad eines Kondensators für Partikel mit einem Durchmesser grösser und kleiner $10\ \mu\text{m}$ untersucht (Jakobsen, 1991). Die Nennleistung der Anlage beträgt 4 MW. Das Abgas wird in einem Multizyklon entstaubt und anschliessend einem Kondensator mit einer Nennleistung von 0.65 MW geführt. Der Abscheidegrad in diesem Kondensator beträgt insgesamt ca. 91%. Partikel $> 10\ \mu\text{m}$ werden zu 100% abgeschieden, während Partikel $< 10\ \mu\text{m}$ zu ca. 67 % abgeschieden werden.
- An einer österreichischen, hauptsächlich mit Rinde betriebenen Rostfeuerung wurde der Abscheidegrad eines Kondensators bei Nennleistung (ca. 1 MW) und im Teillastbetrieb untersucht, wobei das Abgas vor dem Kondensator nur mittels Einfachzyklon entstaubt wurde (Stiglbrunner et al., 1995). Bei Nennleistung werden die Staubemissionen im Kondensator um 85%, bei Teillast um ca. 50% vermindert. Die Staubreduktion von 85% ist plausibel, da in der Anlage vorwiegend nasse Rinde verbrannt wird, welche grosse Partikel verursacht. Ausserdem war die Feuerung nur mit einem Einfachzyklon ausgestattet, der nachträglich durch einen Multizyklon ersetzt wurde.
- An einer schweizerischen Rostfeuerung mit einer Nennleistung von 2.4 MW wurde der Abscheidegrad eines Kondensators mit vorgeschaltetem Multizyklon untersucht (Good et al., 1998). Bei Nennleistung wird ca. 30% des Staubs abgeschieden. Da Multizyklone für Partikelgrössen über ca. $2\ \mu\text{m}$ ein gutes Abscheideverhalten aufweisen, gelangen nur noch Partikel mit einem Durchmesser $< 2\ \mu\text{m}$ in den Kondensator. Die geringe Abscheidegrad ist somit auf einen hohen Anteil an aerosolförmigen Partikeln mit einem Durchmesser $< 1\ \mu\text{m}$ zurückzuführen.

Quelle	O ₂ Vol.-%	Staubgehalt Kondensator				Abscheidegrad		
		total mg/Nm ³	vor		nach	total %	< 10 μm %	> 10 μm %
			< 10 μm mg/Nm ³	> 10 μm mg/Nm ³	total mg/Nm ³			
Jakobsen (1991)	12	196	54	142	18	91	67	100
Stiglbrunner et al. (1995), Volllast	13	720			105	85		
Stiglbrunner et al. (1995), Teillast	13	90			45	50		
Good et al. (1998)	11	234			166	30		

Tabelle 1.1: Staubabscheidung in Abgaskondensatoren von Rostfeuerungen

1.4 Kondensateigenschaften

Im Kondensat sind die Partikel enthalten, welche als Kondensationskeime dienten oder welche ausgewaschen wurden. Ihre Zusammensetzung kann Jenni und Wiget (1995) sowie Obernberger und Panholzer (1996) entnommen werden. Zusätzlich können im Kondensatwasser Stoffe gelöst sein, welche zuvor im Verbrennungsgas gasförmig transportiert wurden.

1.5 Anlagenkonzepte

Für Heizungsanlagen mit Abgaskondensation kommen verschiedene Anlagenkonzepte in Frage, je nach Anforderungen an Emissionen und Schwadenbildung. Die Anlagengröße unterscheidet sich je nach Region ebenfalls stark; in Skandinavien sind viele Heizanlagen mit einer Leistung von 10 MW in Betrieb, in den Alpenländern liegt die Anlagengröße dagegen im Bereich von 5 MW.

Alle untersuchten Heizungsanlagen sind mit einem Kessel und Zusatzwärmetauscher ausgerüstet. Auf dieser Grundkonfiguration basierend werden folgende Varianten verglichen:

Verbrennungsluftkonditionierung:

- a) keine Verbrennungsluftbehandlung
- b) Verbrennungsluftwärmerückgewinnung
- c) Verbrennungsluftwärmerückgewinnung und -befeuchtung

Anlagenumfang:

- 1. Feuerung mit Zusatzwärmetauscher ohne Entschwädung und ohne Kondensation, Referenzfall
- 2. Feuerung mit Zusatzwärmetauscher ohne Entschwädung und mit Kondensation
- 3. Feuerung mit Zusatzwärmetauscher ohne Entschwädung, mit Kondensation und mit Wärmepumpe
- 4. Feuerung mit Zusatzwärmetauscher mit Entschwädung und mit Kondensation
- 5. Feuerung mit Zusatzwärmetauscher mit Entschwädung, mit Kondensation, Luftwärmerückgewinnung mit einem Teilstrom des Heizwasserrücklaufs
- 6. Feuerung mit Zusatzwärmetauscher mit Entschwädung, mit Kondensation und mit Wärmepumpe

Die Abgaskondensation und Verbrennungsluftkonditionierung kann mit verschiedenen Apparatetypen verwirklicht werden:

- 1. Regenerator zur Verbrennungsluft- und Entschwädungsluftwärmerückgewinnung
- 2. Regenerator zur Verbrennungsluftwärmerückgewinnung und -befeuchtung
- 3. Rohrbündel-, Taschen- oder Lamellenwärmetauscher für die Abgaskondensation
- 4. Wasserbadkondensator
- 5. Kondensator mit Wassereindüsung verbrennungsluftseitig

Vor und Nachteile dieser Varianten werden in Kapitel 3 diskutiert.

1.5.1 Feuerung mit Zusatzwärmetauscher, Referenzfall

Für die energetischen und ökonomischen Betrachtungen wird eine Verbrennungsanlage mit Feuerung und Zusatzwärmetauscher als Referenzanlage verwendet (Abbildung 1.5 links). Oft wird der Zusatzwärmetauscher als zusätzlicher Rauchzug in die Feuerung integriert und nicht als separater Apparat installiert (Abbildung 1.5 rechts). Für das Anfahren und die verschiedenen Lastzustände ist ein Bypass zum Zusatzwärmetauscher installiert.

Für den Referenzfall wird angenommen, dass das Verbrennungsgas bis auf 120°C abgekühlt wird, bevor es die Verbrennungsanlage als Abgas verlässt.

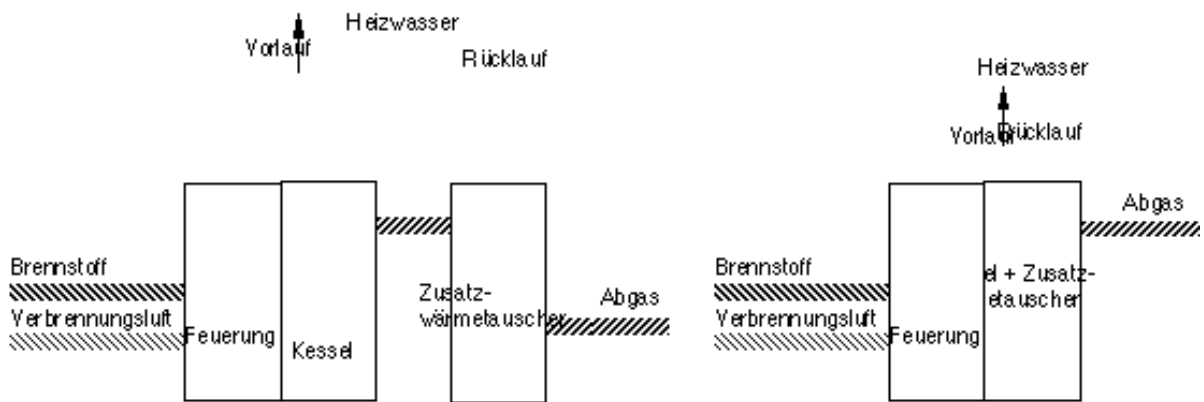


Abbildung 1.5: Feuerung mit Zusatzwärmetauscher als Referenz für den Vergleich mit Verbrennungsanlagen mit Abgaskondensation.

1.5.2 Direkte Abgaskondensation

Bei der direkten Abgaskondensation wird das Verbrennungsgas in einem Wärmetauscher / Kondensator bis unter den Taupunkt abgekühlt. Dabei ist nicht eindeutig, welche Teile des Apparates feucht und welche trocken betrieben werden. Je nach Brennstofffeuchte und Betriebsbedingungen verändern sich die Anteile der trockenen und feuchten Flächen (Abbildung 1.6). Dies kann zu Korrosions- und Ablagerungsproblemen führen.

Zusätzlich kann latente Energie des Verbrennungsgases mittels eines weiteren Kondensators an die Verbrennungsluft und allenfalls auch an die Entschwadungsluft übertragen werden. Dies kann mittels separater Apparate erfolgen, wie in Abbildung 1.6 gezeigt oder im gleichen Apparat. Deshalb wird die Trennung in Verbrennungs- und Entschwadungsanlage nur noch gedanklich möglich (Abbildung 1.7).

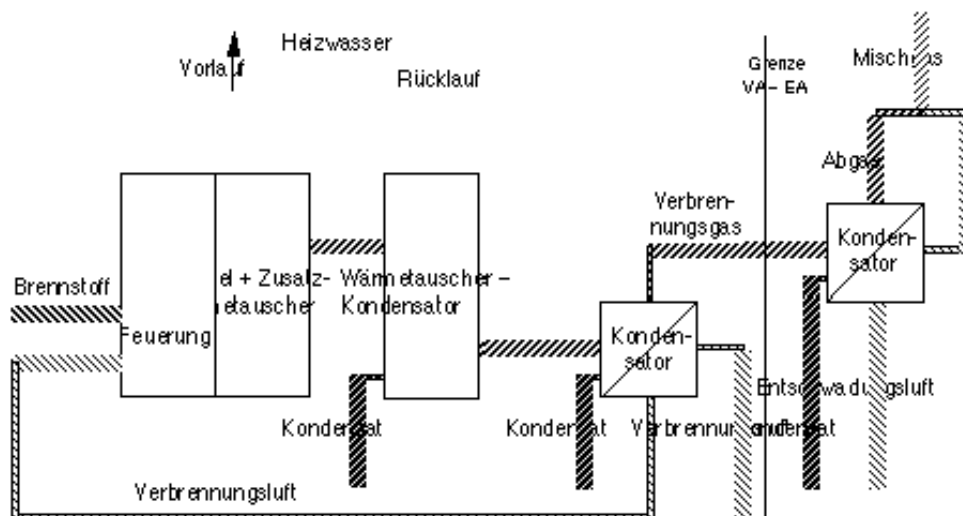


Abbildung 1.6: Heizungsanlage mit direkter Abgaskondensation und Abgasentschwädung.

1.5.3 Abgaskondensation mit vorgeschaltetem Quench

Bei der direkten Abgaskondensation können sich wegen abwechselnd feuchter und trockener Wärmeübertragungsflächen Korrosionsprobleme ergeben. Wird dem Verbrennungsgas nach der Feuerung bis zu seiner Sättigung Wasser zugegeben, sind die Betriebsbedingungen des nachfolgenden Apparates eindeutig festgelegt, seine Wärmeübertragungsflächen werden immer feucht sein. Bei der Anlage nach Abbildung 1.7 erfolgt dies durch Verdampfen von Wasser im Quench. Dabei wird Wasser im Überschuss eingedüst.

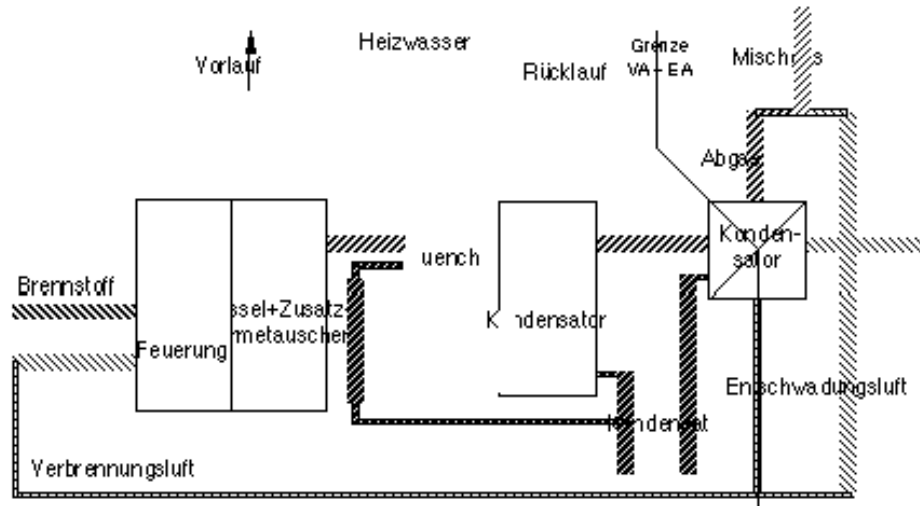


Abbildung 1.7: Heizungsanlage mit Quench und Abgasentschwädung.

1.5.4 Verbrennungsluftbefeuchtung und -erwärmung

Bei Heizungen ist die Rücklauftemperatur des Wassers oft so hoch, dass die latente Energie des Verbrennungsgases nur zu einem kleinen Teil genutzt werden kann. Wird das Verbrennungsgas neben dem eigentlichen Heizen auch zum Vorwärmen der Verbrennungsluft genutzt, kann ein weiterer Teil der latenten Energie indirekt ins Heizsystem eingespiesen werden. Wegen der geringen Wärmekapazität der Verbrennungsluft kann jedoch nur ein kleiner Teil der noch vorhandenen latenten Energie des Verbrennungsgases genutzt werden. Wird in die Verbrennungsluft jedoch Wasser eingedüst oder wird Feuchte des Verbrennungsgases mit Rotorsystemen an die Verbrennungsluft übertragen, gleichen sich die Wärmekapazitätsströme der beiden Medien an, so dass das Verbrennungsgas stärker abgekühlt und seine Energie besser genutzt werden kann (Abbildung 1.8).

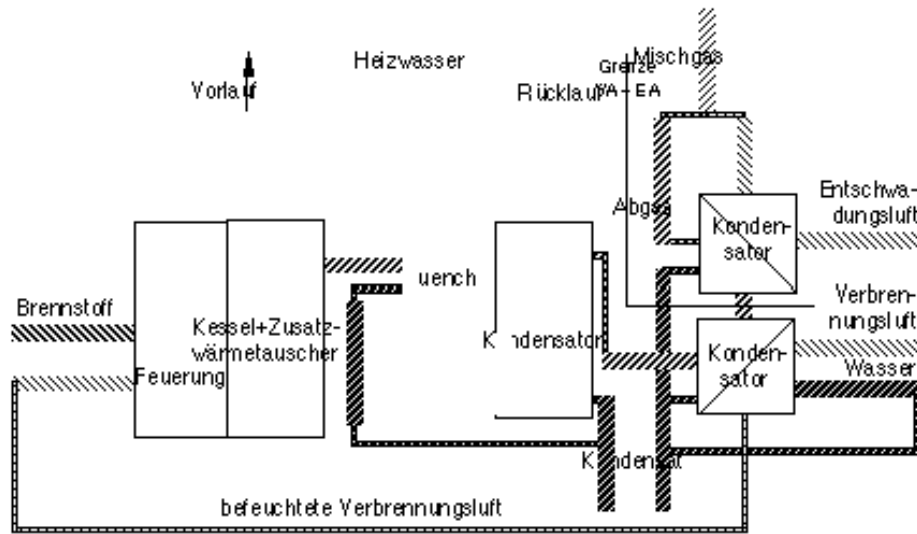


Abbildung 1.8: Heizungsanlage mit Verbrennungsluftbefeuchtung und Verbrennungsluftwärmerückgewinnung sowie Abgasentschädigung.

1.5.5 Verbrennungsluftwärmerückgewinnung mit einem Teilstrom des Heizwasserrücklaufs

Wird die Verbrennungs- und Entschädigungsluft mit dem Verbrennungsgas erwärmt, sind in der Regel korrosionsresistente Austauschflächen notwendig. Wird hingegen die Luft mit einem Teil des rücklaufenden Heizwassers erwärmt, können handelsübliche Taschen- oder Lamellenwärmetauscher eingesetzt werden. Durch die Erwärmung der Verbrennungs- und Entschädigungsluft sinkt die Rücklaufetemperatur vor dem Kondensatoreintritt, so dass in diesem Apparat mehr Energie vom Verbrennungsgas ans Heizwasser übertragen wird, als im Vergleich zu einer Schaltung ohne Luft – Heizwasserwärmetauscher.

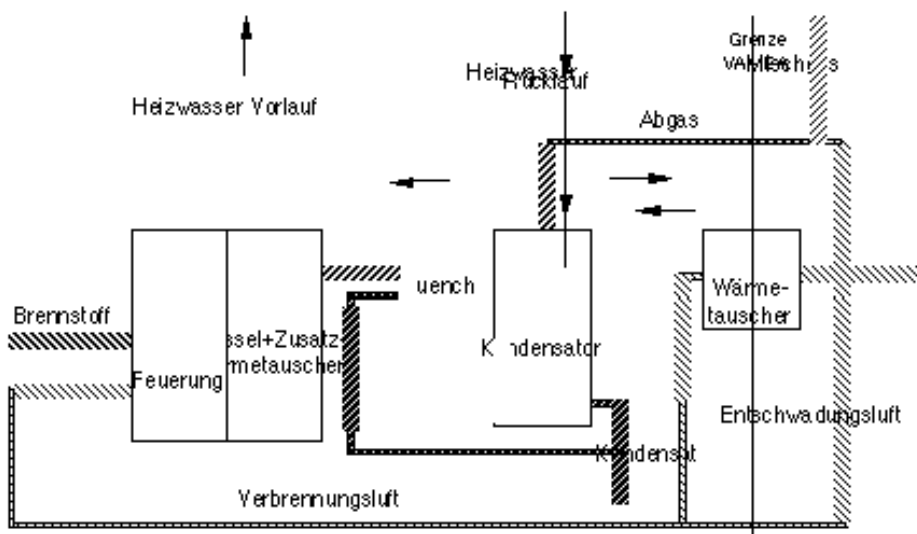


Abbildung 1.9: Verbrennungs- und Entschädigungsluftwärmerückgewinnung mit einem Teilstrom des Heizwasserrücklaufs.

1.5.6 Wärmepumpe und Abgaskondensation

Ist die Rücklauftemperatur bei einer Heizung zu hoch, um die latente Energie des Verbrennungsgases nutzen zu können, kann das Verbrennungsgas mit einer Wärmepumpe abgekühlt werden, so dass die latente Energie des feuchten Gases frei wird. Diese Energie wird auf einem höheren Temperaturniveau in den Rücklauf des Heizsystems eingebracht.

Als Apparate können sowohl Kompressionswärmepumpen (Abbildung 1.10) als auch Absorptionswärmepumpen (Abbildung 1.11) eingesetzt werden.

Für die Wirtschaftlichkeit des Systems Kompressionswärmepumpe – Abgaskondensation ist neben den Kapitalkosten das Verhältnis zwischen Strompreis und Brennstoffkosten entscheidend. Dieses Verhältnis muss deutlich kleiner als die Leistungszahl sein. Wird eine Absorptionswärmepumpe eingesetzt, müssen die spezifischen Kapitalkosten im Vergleich zu den spezifischen Brennstoffkosten gering sein, um die Installation zu rechtfertigen, da bei diesen Apparaten nur wenig Strom zugeführt werden muss.

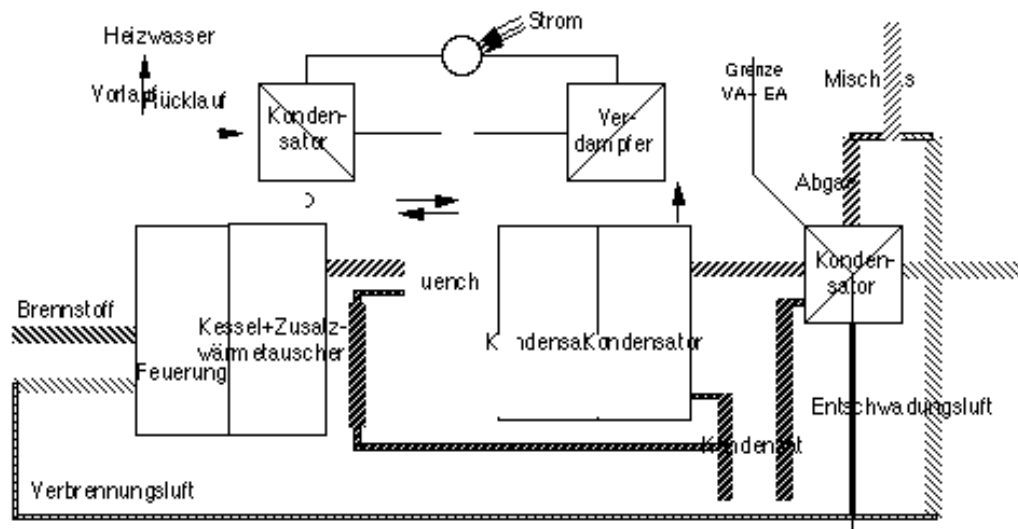


Abbildung 1.10: Heizungsanlage mit Kompressionswärmepumpe und Abgaskondensation sowie Abgasentschwadung. Hilfskreis zwischen Abgaskondensator und Wärmepumpenverdampfer.

Entweder wird das Kältemittel der Wärmepumpe direkt durch den Kondensator geleitet, oder der Kondensator und der Verdampfer der Wärmepumpe werden mit einem Hilfskreis verbunden (Abbildung 1.10). Bei der direkten Variante ist der Wirkungsgrad theoretisch besser. Die Variante mit Hilfskreis bietet jedoch betriebliche Vorteile.

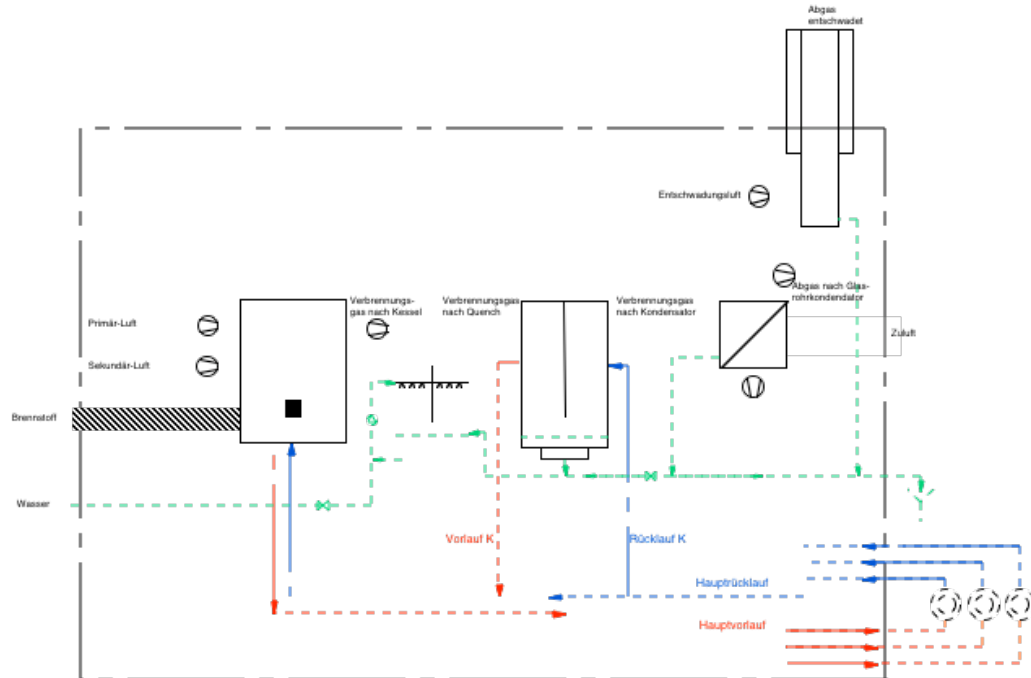


Abbildung 1.13: Heizanlage der Heizgenossenschaft Affoltern am Albis (CH) mit Lufterwärmung und Abgasentschwadung. Dem Kondensator ist ein Quench vorgeschaltet.

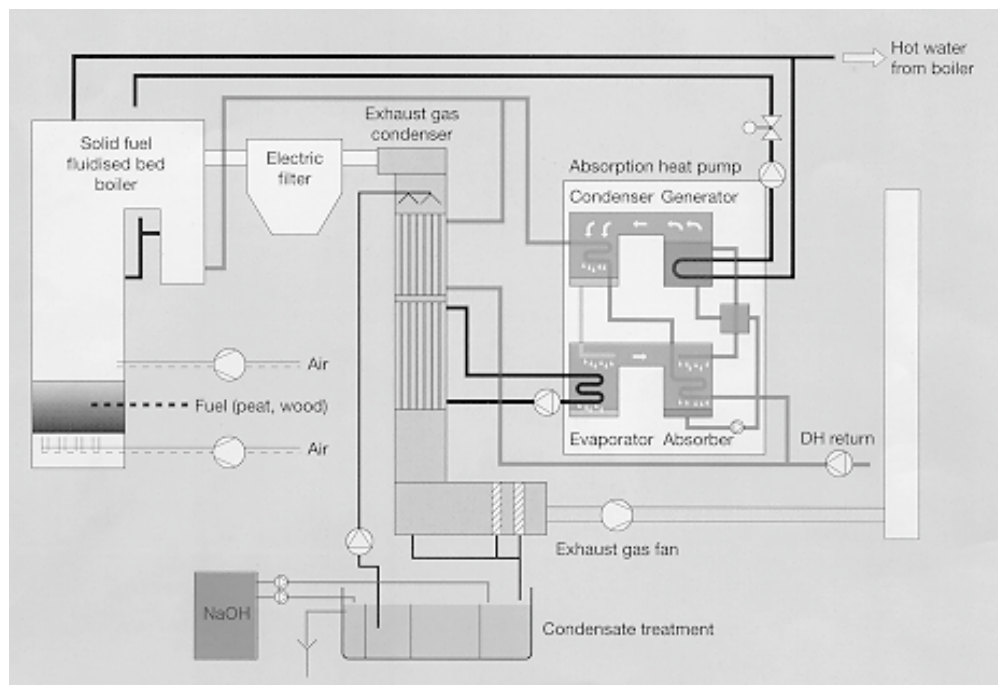


Abbildung 1.14: Heizwerk in Saarijärvi (SF) mit Absorptionswärmepumpe. Dem Kondensator ist ein Quench vorgeschaltet (Caddet, 1998).

2 Wirkungsgrad von Heizungsanlagen

Der energetische Ertrag einer Heizungsanlage ist die an das Heizungsnetz abgegebene Wärme. Dieser Ertrag erfordert Aufwand an Brennstoff und Hilfsenergie. Hilfsenergie wird benötigt zum:

- Brennstoffaustrag aus dem Silo, Beschicken der Feuerung mit Brennstoff und Austragen der Asche aus der Feuerung
- Einblasen der Primär- und Sekundärluft in die Feuerung sowie Absaugen der Verbrennungsgase aus der Feuerung
- Pumpen des Heizungswassers durch den Kessel und die Wärmetauscher
- Ansaugen der Verbrennungs- und Entschwadungsluft aus der Umgebung und Ausblasen des Abgases und der Entschwadungsluft durch den Kamin
- Eventuell Eindüsen von Wasser in die Verbrennungsluft, Bewegen der Regeneratoren
- Messen, Steuern und Regeln der Anlage

2.1 Einflussgrößen bei der Wirkungsgradberechnung

Die Wirkungsgradberechnung wird von drei Arten von Parametern beeinflusst. Die erste Gruppe umfasst Parameter, welche nicht von der Anlagenbauart und vom Anlagenbetrieb sondern durch den Brennstoff und die Umgebungsbedingungen beeinflusst werden, die zweite Parameter welche durch das Heizsystem und die Verbraucher bestimmt sind und die dritte anlagentypabhängige Parameter:

1) Von der Anlagenbauart und vom Anlagenbetrieb unabhängige Parameter:

- Holzzusammensetzung und damit Heizwert und Brennwert
- Holzfeuchte,
- Holztemperatur,
- Umgebungstemperatur,
- Umgebungsfeuchte,
- Umgebungsdruck.

2) Heizsystem- und verbraucherabhängige Parameter:

- Rücklauftemperatur,
- Wärmeleistungsbedarf.

3) Anlagentypabhängige Parameter:

- Luftüberschusszahl,
- Ausbrandqualität,
- Kesselverluste und Raumwärmeverluste,
- Verbrennungsgastemperatur,
- Kondensattemperatur,
- Art der Verbrennungsluft erwärmung und -befeuchtung,
- Hilfsantriebe,
- Vorhandensein und Art der Entschwadungsanlage.

Der Anlagenwirkungsgrad muss so beurteilt werden, dass Auswirkungen von Parameteränderungen der ersten und zweiten Gruppe nicht der Anlage angelastet werden. Alle Einflüsse der dritten Gruppe sind jedoch anlagenspezifisch, so dass sie in Beziehung zur Anlagenqualität stehen.

2.2 Modellieren des Verbrennungsvorganges

Am Verbrennungsvorgang sind die Edukte Brennstoff und Verbrennungsluft beteiligt. Damit der gesamte Brennstoff oxidiert werden kann, muss mindestens die stöchiometrische Luftmenge zur Verfügung stehen. Die Produkte des Verbrennungsvorganges sind das Verbrennungsgas und die Asche. Für die Berechnung der Stoffwerte des Verbrennungsgases wird von einer vollständigen Verbrennung ausgegangen.

2.2.1 Brennstoffzusammensetzung

Als Brennstoff in Holzfeuerungen kann das eigentliche Holz oder Rinde verwendet werden. Holz ist im Gegensatz zu Luft kein homogener Stoff, es besteht aus zahlreichen chemischen Verbindungen. Seine chemischen Eigenschaften hängen von der Baumart und der Lagerdauer nach dem Einschlag ab. Zudem kann Holz grosse Mengen von Wasser enthalten. Frisch geschlagenes Holz enthält auf das trocken Gewicht bezogen ca. 100% Wasser. Dieser Wert sinkt bei der Lagerung rasch auf 60%.

Die Hauptbestandteile des trockenen Holzes sind Kohlenstoff, Wasserstoff und Sauerstoff. Zudem enthält es auch Spuren von Stickstoff und Schwefel sowie Mineralstoffe. In Tabelle 2.1 ist die elementare Zusammensetzung der wichtigsten Holzarten aufgeführt. Für Anwendungen in der Feuerungstechnik wird $\text{CH}_{1.44}\text{O}_{0.66}$ als typische Holzzusammensetzung verwendet.

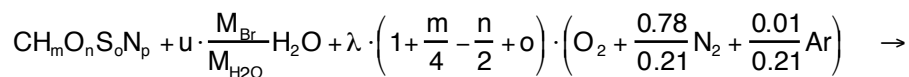
Holzart	Element	Kohlenstoff Massenanteil	Wasserstoff Massenanteil	Sauerstoff Massenanteil	Rest Massenanteil
Birke		0.485	0.059	0.453	0.003
Rotbuche		0.483	0.061	0.453	0.003
Eiche		0.495	0.059	0.444	0.004
Fichte		0.506	0.060	0.432	0.002
Lärche		0.520	0.064	0.414	0.002
Tanne		0.510	0.063	0.425	0.002
Laubholz mittel		0.490	0.060	0.446	0.004
Nadelholz mittel		0.507	0.062	0.429	0.002
Holz typisch $\text{CH}_{1.44}\text{O}_{0.66}$		0.500	0.060	0.440	0.000

Tabelle 2.1: Elementare Zusammensetzung verschiedener Holzarten gemäss Bossel und Gunold (1982)

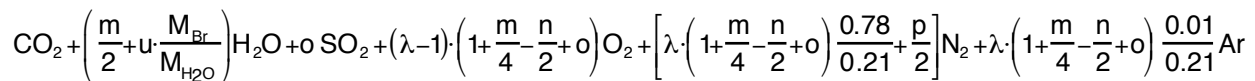
Angaben zur Brennstoffmasse oder zum Brennstoffmassenstrom und zum Heiz- oder Brennwert sind im Folgenden immer auf trockenen und aschefreien Brennstoff bezogen. Die Brennstofffeuchte wird als Masseanteil u des trockenen und aschefreien Brennstoff angegeben. Die anderen auf den trockenen und aschefreien Brennstoff bezogenen Massenverhältnisse werden mit μ bezeichnet.

2.2.2 Verbrennungsgleichung

Die Reaktionsgleichung für die Verbrennung von feuchtem, aschefreiem Brennstoff mit trockener Luft lautet:



Gl. 2.1



Der Schwefelgehalt von Holz und Halmgütern ist so klein, dass er bei den folgenden Betrachtungen vernachlässigt wird.

2.2.3 Brennwert, Heizwert

Nach Baehr (1992) ist der spezifische Heizwert der auf die Masse des Brennstoffes bezogene Enthalpieunterschied zwischen dem Brennstoff-Luft-Gemisch und dem Verbrennungsgas bei derselben Temperatur. Beim Heizwert ist das H₂O der Verbrennungsgase gasförmig. Wird hingegen die Enthalpiedifferenz zwischen dem Brennstoff-Luft-Gemisch und den Verbrennungsprodukten mit flüssigem H₂O betrachtet, wird vom Brennwert gesprochen. Der Heizwert ist temperaturabhängig, diese Abhängigkeit ist jedoch gemäss Baehr (1992) sehr klein. Sie ist ungefähr gleich der Genauigkeit, mit welcher der Heizwert aus dem experimentell bestimmten Brennwert ermittelt werden kann, so dass die Temperaturabhängigkeit des Heizwertes für den Temperaturbereich zwischen 0 und 100°C vernachlässigt werden darf.

Die repräsentative Bestimmung des Brenn- respektive Heizwertes von Holz ist aufwendig. Um aussagekräftige Resultate zu erhalten, müssen mehrere Proben genommen und analysiert werden. Aus diesem Grund kann nicht für jede Wirkungsgradberechnung und Brennstoffkostenabrechnung der Energiegehalt des effektiv verbrannten Holzes experimentell bestimmt werden. Als Alternative wird daher in der Praxis der Heizwert des feuchten Holzes mit einer Messung der Brennstofffeuchte und Angaben aus der Literatur zum Atro-Heizwert für typisches Holz oder der gerade verbrannten Holzart bestimmt. Die Literaturangaben zu Heiz- und Brennwert differieren für Holz je nach Quelle um ca. 2%. Für Rinde sind die Differenzen grösser (ca. 10%). Der Heizwert variiert je nach Baumart von 17.5 – 20.7 MJ/kg atro (Abbildung 2.1).

Boie (1957) hat eine Formel hergeleitet, welche es gestattet, aus der elementaren Zusammensetzung des Brennstoffes den Heizwert zu berechnen (Gl. 2.2).

$$\begin{aligned}\Delta h_u &= 34.8 \cdot \mu_{\text{CBr}} + 93.9 \cdot \mu_{\text{HBr}} + 10.5 \cdot \mu_{\text{SBr}} + 6.3 \cdot \mu_{\text{NBr}} - 10.8 \cdot \mu_{\text{OBr}} - u \cdot h_v & \left[\frac{\text{J}}{\text{kg}} \right] \\ \Delta h_{\text{uatro}} &= 34.8 \cdot \mu_{\text{CBr}} + 93.9 \cdot \mu_{\text{HBr}} + 10.5 \cdot \mu_{\text{SBr}} + 6.3 \cdot \mu_{\text{NBr}} - 10.8 \cdot \mu_{\text{OBr}} & \left[\frac{\text{J}}{\text{kg}} \right]\end{aligned}\quad \text{Gl. 2.2}$$

Die so berechneten Werte sind 0 – 4% kleiner als die kalorimetrisch bestimmten von Jenkins und Ebeling (1985) und Schmidt et al. (1993). Wird die Methode von Boie auf die Daten von Bossel und Gunold (1982) angewandt, ergeben mit sich Ausnahme der Birke Differenzen von -1 – +3% zwischen berechneten und gemessenen Werten (Tabelle 2.2, Abbildung 2.1).

Bei der Umrechnung von Heiz- in Brennwert werden die Brennstofffeuchte und der Wasserstoffgehalt des Brennstoffes berücksichtigt (Gl. 2.3). Die Verdampfungsenthalpie ist temperaturabhängig. Die Feuchte der Verbrennungsluft und die Sättigungsfeuchte des Verbrennungsgases bei Umgebungstemperatur werden bei dieser Umrechnung nicht beachtet.

$$\begin{aligned}\Delta h_o &= \Delta h_u + \left(u + \mu_{\text{HBr}} \cdot \frac{M_{\text{H}_2\text{O}}}{2 \cdot M_{\text{H}}} \right) \cdot \Delta h_v & \left[\frac{\text{J}}{\text{kg}} \right] \\ \Delta h_v &= 2.5 \cdot 10^6 \quad (T = 0 \text{ [}^\circ\text{C]}) & \left[\frac{\text{J}}{\text{kg}} \right]\end{aligned}\quad \text{Gl. 2.3}$$

Holzart	Bossel und Gunold		Boie		Bossel und Gunold / Boie
	h_{uatro} MJ/kg	h_o MJ/kg	h_{uatro} MJ/kg	h_o MJ/kg	
Birke	18.9	20.3	17.6	18.9	1.08
Rotbuche	17.5	18.9	17.7	19.1	0.99
Eiche	17.8	19.2	18.0	19.4	0.99
Fichte	19.2	20.6	18.6	20.0	1.03
Kiefer	18.6	–	–	–	–
Tanne	19.3	20.8	19.1	20.5	1.01
Laubholz mittel ¹	18.1	19.5	17.9 ²	19.3	1.01
Nadelholz mittel ¹	19.4 / 19.0 ³	20.8 / 20.4 ³	18.9 ²	20.3	1.03 / 1.01
Holz typisch $\text{CH}_{1.44}\text{O}_{0.66}$			18.3	19.6	

Tabelle 2.2: Heiz- und Brennwertangaben aus Bossel und Gunold (1982) im Vergleich zu Werten, welche mit der Methode von Boie (1957) berechnet sind.

Bezugsgrösse: Brennstoffmasse trocken und aschefrei

¹Bossel und Gunold (1982) stützen sich auf ältere Literatur, vermutlich Kollmann (1951), welche wiederum auf älteren Experimenten beruht, die zum Teil zu Beginn des 20. Jahrhunderts durchgeführt wurden. Kollmann (1951) berechnete die durchschnittliche Zusammensetzung und den durchschnittlichen Heizwert für mittleres Laubholz und mittleres Nadelholz als Mittelwert der ihm zur Verfügung stehenden Daten. Da Bossel und Gunold (1982) nicht den genau gleichen Datensatz wie Kollmann (1951) verwenden, sind der Heiz- und Brennwert des “Nadelholz mittel” grösser als die Werte von Fichte, Kiefer und Tanne.

²Die Berechnungen mit der Methode von Boie (1957) stützen sich auf die Elementarzusammensetzung des Holzes gemäss Tabelle 2.1. Die berechneten Werte für “Laubholz mittel” und “Nadelholz mittel” fügen sich gut in die Werte der einzelnen Holzarten ein.

³Auf Grund dieser Beobachtung ist der aus Messungen gemittelte Heiz- respektive Brennwert für “Nadelholz mittel” zu hoch. Plausibler sind die Zahlen 19.0 MJ/kg für den Heizwert und 20.4 MJ/kg für den Brennwert.

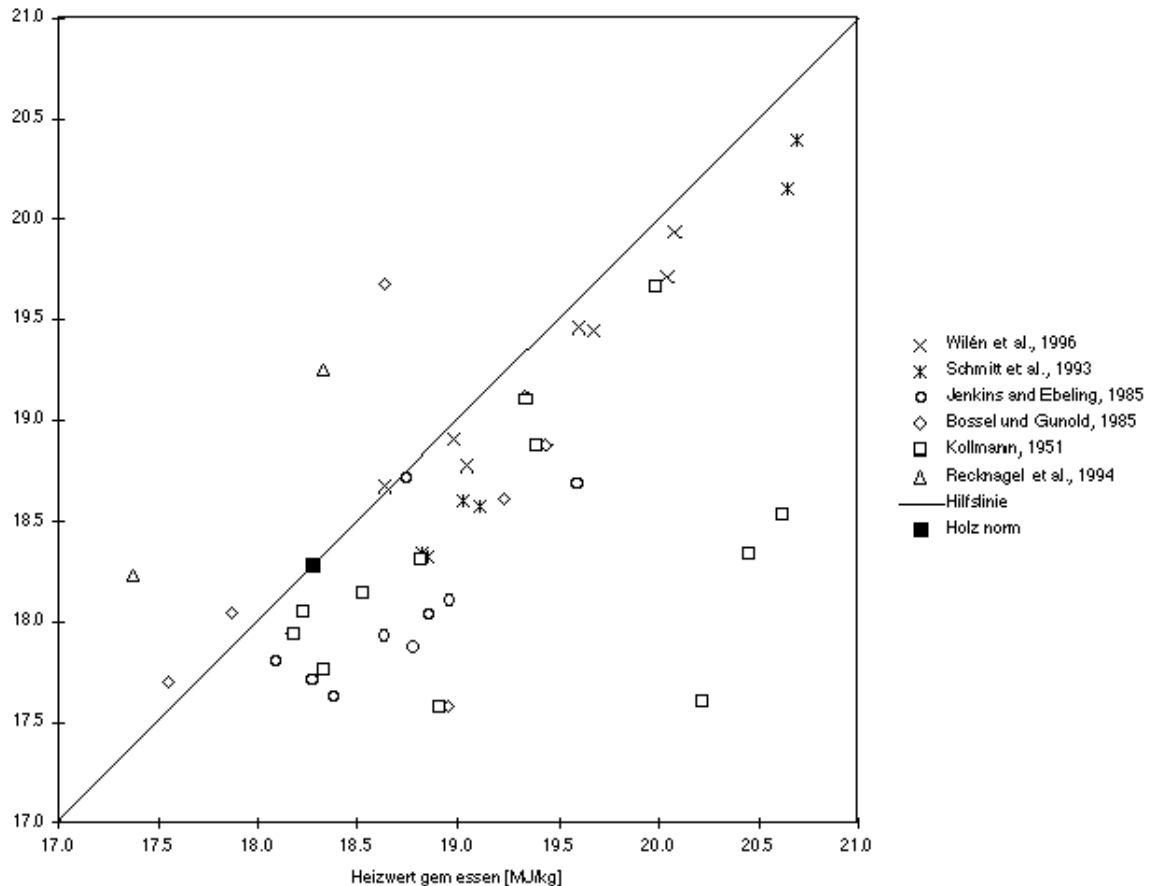


Abbildung 2.1: Vergleich von gemessenen und nach Boie (1957) berechneten Heizwerten.
 Die Daten aus neuen Quellen ergeben eine bessere Übereinstimmung für das Modell von Boie (1957) als Daten alter Experimente.
 Folgende Unsicherheiten beeinflussen den Vergleich:

1. Feuchtemessung des Holzes
2. Kalorimetrische Bestimmung der freiwerdenden Wärme
3. Bestimmen des Ascheanteils
4. Analyse der Elemente (wird für die Methode von Boie benötigt)
5. Modellfehler der Methode von Boie

Die Ergebnisse der neuesten Experimente (Wilén et al., 1996) stimmen gut mit der Methode von Boie (1957) überein, so dass es zweckmässig ist, den Heiz- respektive Brennwert mit dieser Methode zu berechnen, sofern eine repräsentative Elementaranalyse des Brennstoffes verfügbar ist. Sind keine Brennstoffanalysenresultate erhältlich, wird von "typischem" Holz $\text{CH}_{1,44}\text{O}_{0,66}$ ausgegangen und ebenfalls am besten mit der Methode von Boie (1957) gerechnet. Es ergibt sich so ein Heizwert von 18.3 MJ/kg für $\text{CH}_{1,44}\text{O}_{0,66}$.

2.2.4 Verbrennungsluft

Die Verbrennungsluft ist ein homogenes Gemisch, welches im wesentlichen aus Stickstoff, Sauerstoff, Argon und Wasserdampf zusammengesetzt ist. Bezogen auf trockene Luft sind die Stickstoff-, Sauerstoff- und Argonanteile konstant. 78% des Volumenanteils trockener Luft sind Stickstoff, 21% Sauerstoff und 1% Argon. Der Wasserdampfgehalt der Luft kann in einem weiten Bereich schwanken.

Im folgenden beziehen sich Angaben zur Verbrennungsluftmasse oder zum Verbrennungsluftmassenstrom immer auf die trockene Luft. Die Feuchtigkeit wird als Anteil x bezogen auf die trockene Luft angegeben.

Die Verbrennungsluftmenge hängt von der Luftüberschusszahl λ und der Brennstoffzusammensetzung ab (Gl. 2.4).

$$\mu_{VL} = \frac{\dot{m}_{VL}}{\dot{m}_{Br}} = \lambda \cdot \left(\mu_{CBr} \cdot \frac{1}{M_C} + \frac{\mu_{HBr}}{4} \cdot \frac{1}{M_H} - \frac{\mu_{OBr}}{2} \cdot \frac{1}{M_O} \right) \cdot \left(M_{O_2} + \frac{0.78}{0.21} M_{N_2} + \frac{0.01}{0.21} M_{Ar} \right) \quad \text{Gl. 2.4}$$

2.2.5 Verbrennungsgas

Wenn Zusammensetzung und Feuchte des Brennstoffs, Luftüberschusszahl und Feuchte der Verbrennungsluft bekannt sind, können Zusammensetzung und Feuchte des Verbrennungsgases eindeutig bestimmt werden (Gl. 2.5, Gl. 2.6).

Analog der Verbrennungsluft, beziehen sich Angaben zur Verbrennungsgasmasse oder zum Verbrennungsgasmassenstrom auf das trockene Verbrennungsgas.

$$\mu_{VG} = \frac{\dot{m}_{VG}}{\dot{m}_{Br}} = \mu_{CBr} \cdot \frac{M_{CO_2}}{M_C} + \mu_{NBr} \cdot \frac{M_{N_2}}{M_N} + \left(\frac{\mu_{CBr}}{M_C} + \frac{\mu_{HBr}}{4 \cdot M_H} - \frac{\mu_{OBr}}{2 \cdot M_O} \right) \cdot \left[(\lambda - 1) \cdot M_{O_2} + \lambda \cdot \left(\frac{0.78}{0.21} M_{N_2} + \frac{0.01}{0.21} M_{Ar} \right) \right] \quad \text{Gl. 2.5}$$

$$x_{VG} = \frac{\dot{m}_{H_2O}}{\dot{m}_{VG}} = \frac{\mu_{HBr}}{\mu_{VG}} \cdot \frac{M_{H_2O}}{M_H} + \frac{u}{\mu_{VG}} + x_{VL} \frac{\mu_{VL}}{\mu_{VG}} \quad \text{Gl. 2.6}$$

2.2.6 Sättigungsfeuchte

Das Verbrennungsgas und die Luft enthalten Wasser. Beide können Wasser nur bis zu einem gewissen Mass als Dampf aufnehmen. Die Grenze wird durch den Sättigungspartialdruck p_s des Wasserdampfes bestimmt, welcher stark von der Temperatur abhängt. Weiter hängt der Sättigungspartialdruck vom Gesamtdruck p und von der Molmasse des Gases ab. Wird die Sättigungsgrenze überschritten, führt das Gas den zusätzlichen Teil des Wassers flüssig mit sich. Die Wassermenge, welche ein Gas maximal dampfförmig mit sich führen kann, wird als Sättigungsfeuchte x_s bezeichnet.

Für die Berechnung der Sättigungsfeuchte im Kondensator muss in die Gl. 2.7 der statische Druck p im Kondensator eingesetzt werden. Er ist normalerweise niedriger als der Umgebungsdruck, da die Feuerung und Abgasreinigung aus Sicherheitsgründen mit geringem Unterdruck betrieben werden.

$$x_s = \frac{M_{H_2O}}{M_G} \cdot \frac{p_s(T)}{p - p_s(T)} \quad \text{Gl. 2.7}$$

$$p_s = e^{19.0160 - \frac{4064.95}{T + 236.25}} \quad [\text{mbar}] \quad | 0.01^\circ\text{C} \leq T \leq 70^\circ\text{C} \quad T[^\circ\text{C}] \quad (\text{Wexler, 1976}) \quad \text{Gl. 2.8}$$

$$p_s = 6.11657 \cdot e^{22.5090 \left(1 - \frac{273.16}{T + 273.16} \right)} \quad [\text{mbar}] \quad | -50^\circ\text{C} \leq T < 0.01^\circ\text{C} \quad T[^\circ\text{C}] \quad (\text{Wexler, 1976}) \quad \text{Gl. 2.9}$$

Die Gleichungen für die Ermittlung der Sättigungsfeuchte werden auch für die Berechnung des Mollier – Diagramms benötigt.

Das Wasser, welches bei Abkühlung des Verbrennungsgases unter den Taupunkt auskondensiert, ist das Kondensat. Es kann sich an Wänden sammeln oder als feine Tröpfchen im Verbrennungsgas mitgeführt werden.

$$x_{KVG} = x_{VG} - x_{sVG}$$

2.2.7 Asche

Für die Berechnungen wird angenommen, dass alle Feststoffe in der Asche gesammelt werden. Der Ascheanteil wird auf die trockene, aschefreie Brennstoffmasse bezogen. (Gl. 2.10).

$$\mu_{\text{Asche}} = \frac{\dot{m}_{\text{Rest}}}{\dot{m}_{\text{Br}}} \quad \text{Gl. 2.10}$$

2.3 Energiebilanz der Verbrennungsanlage

Um die Energieströme in einer Heizungsanlage zu bilanzieren, müssen neben den Wärme- und Hilfsenergieströmen auch die Enthalpieströme der zu- und abgeführten Massen bestimmt werden (Abbildung 1.1).

2.3.1 Enthalpieströme der Verbrennungsanlage

Die Grösse der Enthalpieströme hängt neben der Grösse des jeweiligen Massenstroms von der Temperatur ab. Um die spezifische Enthalpie zu berechnen, müssen die spezifischen Wärmekapazitäten der Stoffströme bekannt sein. Für Luft, Wasser und die Komponenten des Verbrennungsgases sind diese Werte tabelliert. Für Holz hingegen gibt es keine entsprechenden Tabellen und die Wärmekapazität lässt sich nur schwer aus den Wärmekapazität der einzelnen Stoffe berechnen.

Um die Schwierigkeiten der Bestimmung der Wärmekapazität des Holzes zu umgehen, wird das Holz in einem gedachten Prozess ausserhalb der Heizungsanlage bei Umgebungstemperatur verbrannt und an Stelle des Brennstoff- und Verbrennungsluftenthalpiestroms wird der Anlage der Enthalpiestrom der Verbrennungsprodukte und der Heizwertenthalpiestrom zugeführt (Abbildung 2.2). Die Produkte des gedachten Prozesses werden der Anlage bis auf das von der Brennstofffeuchtigkeit herrührende Wasser gasförmig zugeleitet.

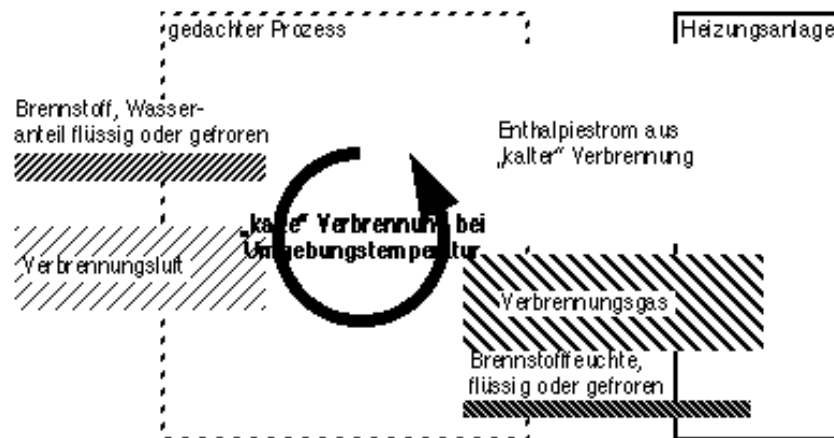


Abbildung 2.2: Gedachter Prozess zur Verbrennung bei Umgebungstemperatur. Das Wasser aus der Verbrennung des Brennstoffwasserstoffs und die Feuchte der Verbrennungsluft sind als Dampf im Verbrennungsgas enthalten.

Das beschriebene Vorgehen ist nur exakt, falls neben der Verbrennungsluft auch der Brennstoff der Heizungsanlage mit Umgebungstemperatur zugeführt wird. Über einen längeren Zeitraum betrachtet – einige Wochen – wird der Brennstoff der Anlage mit Umgebungstemperatur zugeführt. Ist der Betrachtungszeit-

raum kurz – einige Stunden – oder wird der Brennstoff aktiv getrocknet, können die Umgebungslufttemperatur und die Brennstofftemperatur verschieden sein. Bei gefrorenem Brennstoff kann ein Temperaturunterschied jedoch über Tage erhalten bleiben. Diese Enthalpieunterschiede können zum grossen Teil berücksichtigt werden, in dem ein Teil der Produkte des gedachten Prozesses der Heizungsanlage mit Brennstofftemperatur zugeführt und die Schmelzenthalpie des Eises berücksichtigt wird (Gl. 2.11). Die Schmelzenthalpie des Wassers von gefrorenem Holz mit einer Feuchtigkeit $u=1$ ist bezogen auf den Brennwert 1.7% ($\Delta h_s=333.5 \text{ kJ/kg}$). Für die Berechnungen wird angenommen, dass der Schmelzpunkt von Wasser in Holz bei 0°C liegt.

$$h_{VG(1+x)} = \Delta h_{uato} + \mu_{VG} \cdot \bar{c}_{pVG}^0 \cdot T_U + (\mu_{VG} \cdot x_{VG} - u) \cdot \left(\bar{c}_{pH_2O}^0 \cdot T_U + \Delta h_v^0 \right) + u \cdot \left[\bar{c}_{H_2Ofl}^0 \cdot T_U - \underbrace{\Delta h_s(T_{Br} < 0[^\circ\text{C}])}_{\text{wenn Brennstoff gefroren}} \right] + \left[\mu_{CBr} \cdot \frac{M_{CO_2}}{M_C} \cdot \bar{c}_{pCO_2}^0 + \mu_{HBr} \cdot \frac{M_{H_2O}}{M_H} \cdot \bar{c}_{pH_2O}^0 + \mu_{NBr} \cdot \frac{M_{N_2}}{M_N} \cdot \bar{c}_{pN_2}^0 - \left(\mu_{CBr} + \frac{\mu_{HBr}}{4} - \frac{\mu_{OBr}}{2} \right) \cdot \bar{c}_{pO_2}^0 \right] \cdot (T_{Br} - T_U) \quad \text{Gl. 2.11}$$

Das Verbrennungsgas wird im Kessel und in nachfolgenden Wärmetauschern oder Kondensatoren abgekühlt und als Abgas der Entschwadungsanlage zugeführt. Falls der Taupunkt unterschritten wird, lässt sich die Enthalpie nach der Verbrennungsanlage gemäss Gl. 2.12 berechnen:

$$h_{VG(1+x)} = \underbrace{\mu_{VG} \cdot \left[\bar{c}_{pVG}^0 \cdot T_{VG_0} + x_{sVG_0} (T_{VG_0}) \cdot \left(\bar{c}_{pH_2O}^0 \cdot T_{VG_0} + \Delta h_v^0 \right) \right]}_{h_{AG(1+x_s)}} + \underbrace{\mu_{VG} \cdot \left[x_{VG} - x_{sVG_0} (T_{VG_0}) \right] \cdot \left[\bar{c}_{H_2Ofl}^0 \cdot T_{VG_0} - \underbrace{\Delta h_s(T_{VG_0} < 0[^\circ\text{C}])}_{\text{wenn Kondensat gefroren}} \right]}_{h_{Kondensat}} \quad \text{Gl. 2.12}$$

Theoretisch könnte das Verbrennungsgas und das Kondensat auf Umgebungstemperatur abgekühlt werden. Wenn die Umgebungstemperatur kleiner als 0°C ist, kann das Kondensat gefrieren (Annahme: Schmelztemperatur trotz Begleitstoffen im Wasser 0°C).

Wenn die Schmelzenthalpie bei gefrorenem Brennstoff nicht berücksichtigt wird, wird der erreichbare Anlagenwirkungsgrad überschätzt. Es kann zwar argumentiert werden, dass der Brennstoff auf dem Weg vom Silo in die Feuerung schmilzt, und die Schmelzenthalpie deshalb nicht berücksichtigt werden müsse. Dem ist entgegenzuhalten, dass dies innerhalb der Grenzen für die Energiebilanz erfolgt, und dass auch dem ungefrorenen Holz auf diesem Weg Energie zugeführt wird.

Soll der Wirkungsgrad über die Messung der Abgasverluste bestimmt werden, werden die Abgasverluste unterschätzt, wenn die Schmelzenthalpie vernachlässigt wird. Es ist daher zweckmässig, die Schmelzenthalpie in den Enthalpieströmen und in der Energiebilanz zu berücksichtigen.

Der Verbrennungsluftstrom ist nicht immer vollständig vom Entschwadungsluftstrom getrennt. Ist für die Verbrennungs- und Entschwadungsluftwärmung ein gemeinsamer Kondensator vorhanden, muss der Wärmestrom, welcher der Erwärmung der Entschwadungsluft dient, bei der Wirkungsgradberechnung als Verlust berücksichtigt werden (Kapitel 2.6.3).

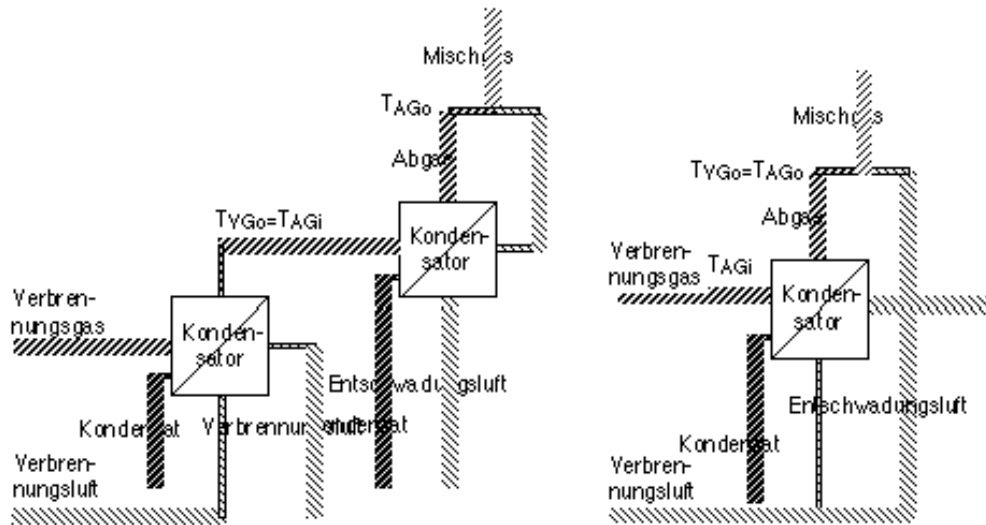


Abbildung 2.3: Verbrennungsluft- und Entschwadungslufterwärmung.
 links: Serieschaltung von Kondensatoren
 rechts: Gemeinsamer Kondensator für Verbrennungs- und Entschwadungsluft

2.3.2 Wärmeströme der Verbrennungsanlage

Zwei Wärmeströme verlassen die Heizungsanlage: der Nutzwärmestrom ins Heizsystem und ein Verlustwärmestrom, welcher durch nichtideale Isolation vom Gebäude an die Umgebung abgegeben wird. Die Energie des Verbrennungsgases wird zu einem möglichst grossen Teil an das Heizwasser übertragen. Der Nutzwärmestrom wird üblicherweise mit einem Wärmezähler gemessen. Der spezifische Nutzwärmestrom ergibt sich dann als:

$$q_{\text{Nutz}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Nutz}}}{\dot{m}_{\text{Br}}} \quad \text{Gl. 2.13}$$

Der Verlustwärmestrom lässt sich nicht einfach messen. Er kann aber bei gegebener Gebäudeoberfläche und bekannten k-Werten der Gebäudehülle mit Hilfe der Raumtemperatur und der Umgebungstemperatur abgeschätzt werden.

Der Verlustwärmestrom wird analog zum Nutzwärmestrom auf den Brennstoffstrom bezogen. Dieser spezifische Wärmestrom ist in grober Näherung konstant, da bei Teillast die Umgebungstemperatur höher und die Verluste daher geringer sind. Für einen Betriebspunkt kann er bestimmt werden als:

$$q_v = \frac{\dot{Q}_v}{\dot{m}_{\text{Br}}} = \frac{\bar{k} \cdot A \cdot (T_R - T_U)}{\dot{m}_{\text{Br}}} \quad \text{Gl. 2.14}$$

Anlagenintern gibt es zahlreiche weitere Wärmeströme, welche für das Bilanzieren einzelner Apparate wichtig, für die Beurteilung der gesamten Heizanlage aber irrelevant sind.

2.3.3 Hilfsenergie

Nicht alle Hilfsenergie ist für das Heizen a priori verloren. Die Verluste der Elektromotoren erwärmen die Raumluft und die mechanische Energie der Ventilatoren wird in den Gasströmen dissipiert und so dem entsprechenden Medium als innere Energie zugeführt. Die Energie der Verbrennungsluft wird der Feuerung zugeführt und die Energie des Verbrennungsgases wird an den Heizungskreis übertragen, so dass die Energie für den Antrieb von Verbrennungsluft- und Verbrennungsgasventilatoren dem Heizen zugute

kommt. Je nach Aufstellungsort der Motoren für Schub- oder Kratzböden und Förderschnecken, steht auch die Hilfsenergie für den Antrieb dieser Motoren indirekt für Heizzwecke zur Verfügung. Sind sie außerhalb des Heizungsraumes angeordnet, was üblicherweise für die Motoren der Schub- oder Kratzböden gilt, ist die Energie verloren. Sind sie innerhalb angeordnet, z.B. für den Antrieb von Förderschnecken wird sie indirekt genutzt.

Der Entschwadungsluft oder dem Mischgas wird keine Energie für das Heizen entzogen, so dass die via Ventilatoren an diese Stoffströme zugeführte Energie nicht mehr genutzt werden kann. Einzig die Verluste des Elektromotors selber fallen innerhalb des Heizungsraumes an. Diese Verluste sind im Vergleich zur Antriebsleistung der Ventilatormotoren klein und werden deshalb nicht separat ausgewiesen.

Bei einer Verbrennungsanlage mit Wärmepumpe im Heizwasserrücklauf ist der für den Antrieb des Verdichtermotors benötigte Strom als Hilfsenergie mitzuberechnen.

Antriebsleistung aller Hilfsantriebe der Verbrennungsanlage:

$$p_{VA} = \frac{\sum P_{\text{Hilf Verbrennung}}}{\dot{m}_{Br}} \quad \text{Gl. 2.15}$$

Antriebsleistung der Hilfsantriebe innerhalb Verbrennungsanlage (als Heizenergie nutzbar):

$$p_{VAin} = \frac{\sum P_{\text{Hilf Verbrennung innen}}}{\dot{m}_{Br}} \quad \text{Gl. 2.16}$$

Antriebsleistung aller Hilfsantriebe der Entschwadungsanlage:

$$p_{EA} = \frac{\sum P_{\text{Hilf Entschwadung}}}{\dot{m}_{Br}} \quad \text{Gl. 2.17}$$

2.4 Mollier-Diagramm für Verbrennungs- und Mischgas

Zustandsänderungen feuchter Gase können im Mollier-Diagramm einfach und anschaulich dargestellt werden. Das Mollier-Diagramm ist ein schiefwinkliges h - x -Diagramm, welches für ein bestimmtes Gas bei einem bestimmten Gesamtdruck gezeichnet wird (Abbildung 2.4). Berechnung und Konstruktion sowie Gebrauch des Mollier-Diagramms sind z. B. in Cerbe und Hoffmann (1982) oder Baehr (1992) beschrieben.

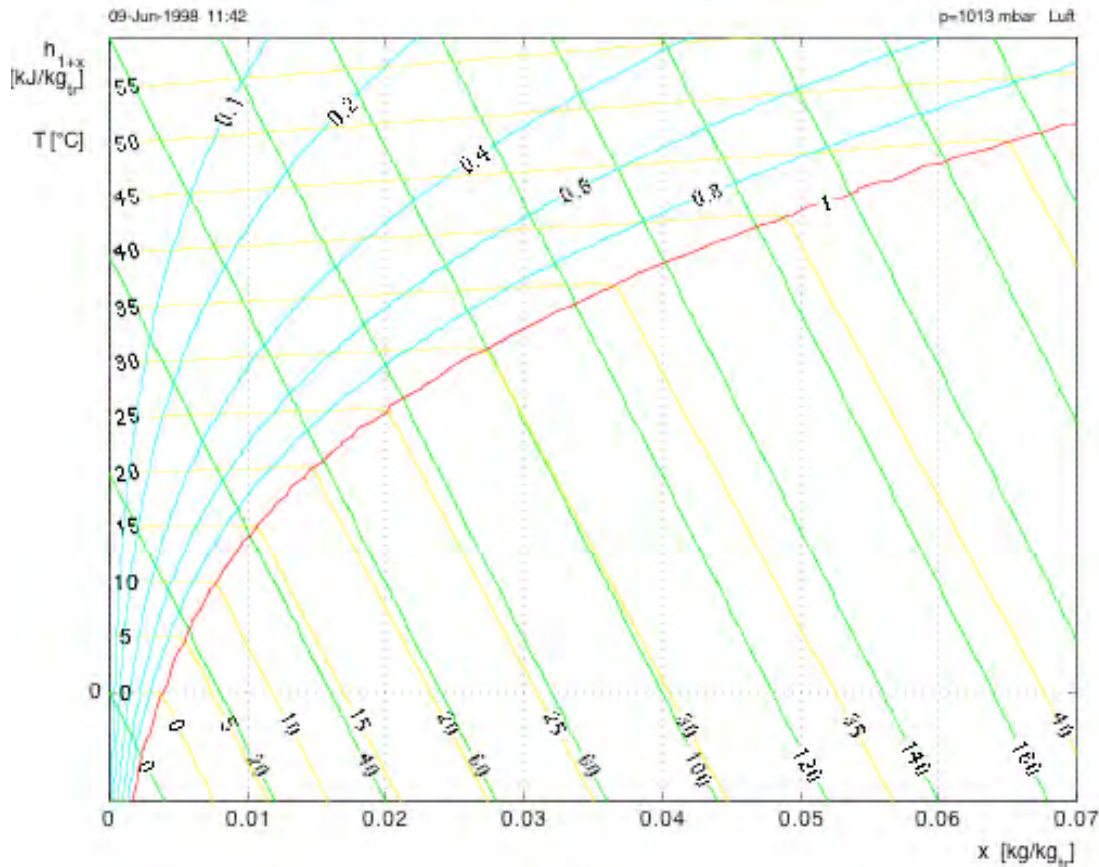


Abbildung 2.4: Mollier-Diagramm für Luft bei 1013 mbar

In der Literatur publizierte Mollier-Diagramme sind üblicherweise für Luft bei einem Gesamtdruck von 1000 oder 1013 mbar gezeichnet. Bei der Entschwädung weichen jedoch die Stoffwerte der beteiligten Gase von den Stoffwerten der Luft ab und auch der Druck ist oft kleiner als 1000 mbar. Deshalb werden für die nachfolgenden Untersuchungen Mollier-Diagramme berechnet, welche die aktuellen Gegebenheiten berücksichtigen.

Die grössten Abweichungen von Standarddiagrammen ergeben sich für das Verbrennungsgas bei niedrigem Luftüberschuss. Auch der Gesamtdruck ist oft unterschiedlich, da sich die Standorte von holzbefeuerten Heizungsanlagen in unterschiedlichen Höhenlagen befinden. Auf 1600 m über Meer beträgt der Luftdruck noch 825 mbar. Zudem verursacht das Wetter Druckschwankungen im Bereich von ± 20 mbar. Der Saugzug von Ventilatoren verursacht eine Druckminderung von ca. 1 – 10 mbar in den Kondensatoren im Vergleich zur Umgebung.

Für viele technische Anwendungen ist es nicht nötig, ein exaktes Mollier-Diagramm zu verwenden. Bei der Beurteilung der Schwadenbildung können jedoch schon kleine Abweichungen des Mollier-Diagramms wichtig sein, da es entscheidend ist, ob die Mischungsgerade zwischen Mischgas und Umgebungsluft das Zweiphasengebiet schneidet oder nicht (Abbildung 1.4 und Abbildung 2.5).

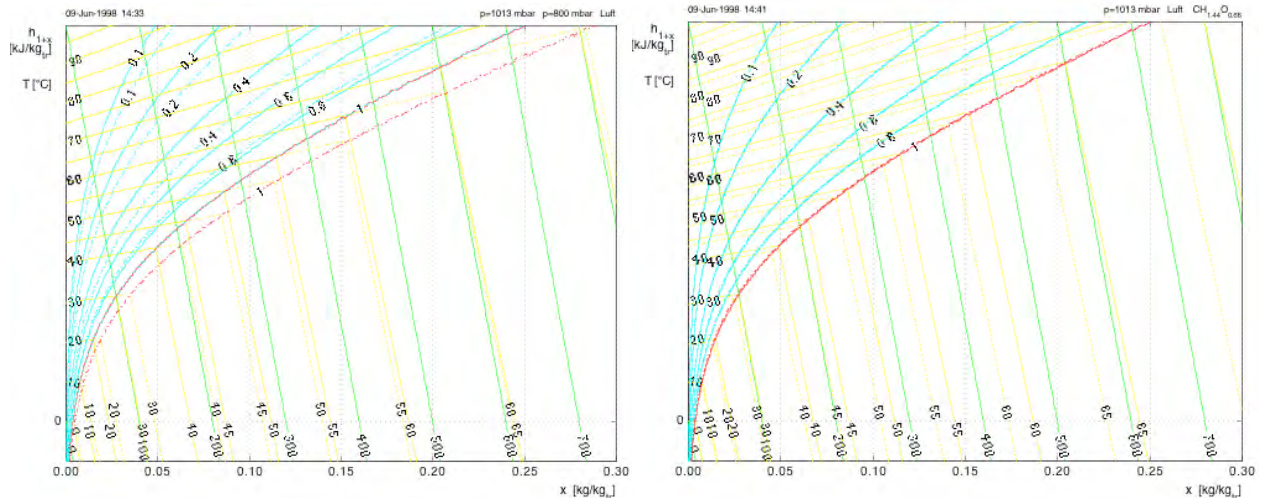


Abbildung 2.5: Sättigungslinien und Temperaturlinien im Mollier-Diagramm für Luft und Verbrennungsgas von Holz:

■ Luft 1013 mbar
 ■■■ Luft 800 mbar

■ Luft 1013 mbar
 ■■■ Verbrennungsgas $\lambda=1$ 1013 mbar

Abbildung 2.5 links zeigt den Einfluss des Druckes auf das Mollier-Diagramm für Luft.

- Im Einphasengebiet sind die Linien konstanter Temperatur unabhängig vom Druck, die Linien konstanter Feuchtigkeit verschieben sich jedoch mit abnehmendem Druck nach rechts, das heisst, bei gleicher Lufttemperatur kann die Luft bei tieferem Druck mehr Wasserdampf enthalten.
- Im Zweiphasengebiet verschieben sich die Linien konstanter Temperatur mit abnehmendem Druck nach rechts, da das Gas mehr Dampf enthält und die spezifische Enthalpie des Gemisches wegen der zusätzlichen Verdampfungsenthalpie grösser ist.

In der Abbildung 2.5 rechts wird der Einfluss der Gasart dargestellt.

- Die Linien konstanter Feuchte sind für Verbrennungsgas und Luft fast identisch, diejenigen des Verbrennungsgases liegen nur sehr wenig links von denjenigen von Luft. Dies wird durch die im Vergleich zu Luft grössere Dichte des Verbrennungsgases verursacht (Gl. 2.7).
- Im Einphasengebiet liegen die Linien konstanter Temperatur von Verbrennungsgas bei Werten kleinerer spezifischer Enthalpie als jene von Luft, da die Wärmekapazität des Verbrennungsgases kleiner ist als diejenige von Luft.
- Im Zweiphasengebiet verschieben sich die Linien konstanter Temperatur mit abnehmender Luftüberschusszahl nach links, da die Wärmekapazität und die Sättigungsfeuchte kleiner werden. Bei gleicher Temperatur kann Abgas weniger Wasserdampf enthalten als Luft.

In der Praxis werden die Mischungsprozesse meistens auf Grund von Temperaturangaben in die Mollier-Diagramme eingetragen. Bei der Abgaskondensation ist naturgemäss die Sättigungslinie von besonderem Interesse. Wenn Diagramme für Luft verwendet werden und der Druckeinfluss vernachlässigt wird, werden im Allgemeinen die Sättigungsfeuchte und die spezifische Enthalpie unterschätzt, da der Druck nur in Ausnahmefällen grösser als 1013 mbar ist. Das Vernachlässigen der Unterschiede zwischen Luft und Verbrennungsgas kann je nach Luftüberschusszahl einen Teil des zuvor beschriebenen Fehlers kompensieren. Dabei ist allerdings zu beachten, dass die Stoffwerte der gemischten Gase sich mit fortschreitender Verdünnung immer mehr denjenigen von Luft annähern.

Um diese Ungenauigkeiten zu vermindern kann mit einem Mollier-Diagramm gearbeitet werden, welches für den interessierenden Druck berechnet worden ist und in welches die Temperatur- und Feuchtelinien von Luft und Verbrennungsgas eingetragen sind (Abbildung 2.6).

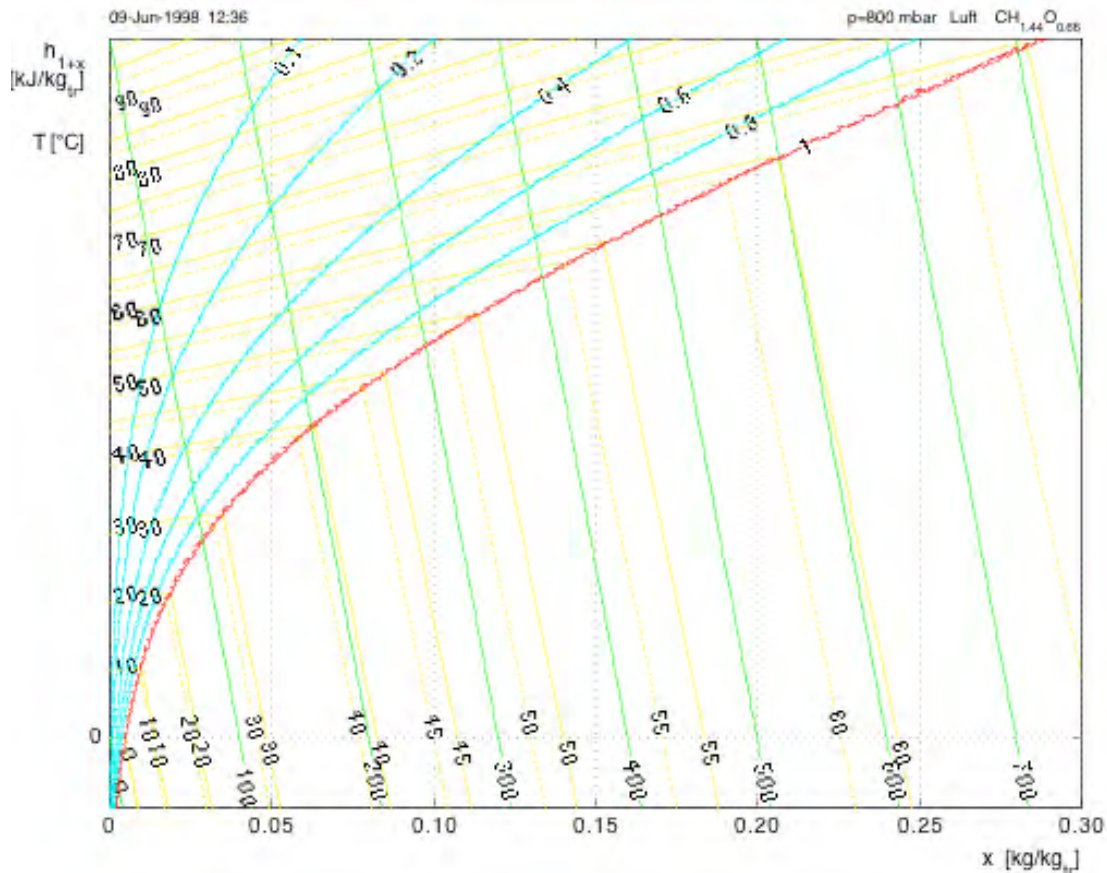


Abbildung 2.6: Sättigungslinien und Temperaturlinien im Mollier-Diagramm für Luft und Verbrennungsgas von Holz:

Luft
 Verbrennungsgas $\lambda=1$

800 mbar
800 mbar

Für die Auslegung der Entschwadungsanlage kann die Genauigkeit weiter verbessert werden, indem die spezifische Enthalpie und Feuchte des Abgases und des Mischgases berechnet und ins Mollier-Diagramm übertragen werden. Das Diagramm wird in diesem Fall nur noch dazu benützt zu beurteilen, ob die Mischungsgerade Mischgas-Umgebungsluft das zwei Phasengebiet schneidet (Abbildung 1.4). Bei diesem Vorgehen genügt es, ein dem herrschenden Umgebungsdruck entsprechendes Mollier-Diagramm für Luft zu verwenden, da der kritische Bereich für die Schwadenbildung nahe beim Umgebungszustand liegt und die beiden Sättigungslinien praktisch zusammenfallen.

Fazit:

- Dem Umgebungsdruck entsprechendes Mollier-Diagramm für Luft verwenden.
- Enthalpie und Feuchte des Verbrennungsgases, der Entschwadungsluft und des Mischgases an den interessierenden Punkten des Prozesses berechnen und diese Werte ins Mollier-Diagramm eintragen, unbesehen der Temperaturlinien des Diagramms.
- Die Mischungsgerade des Mischgases und der Umgebungsluft einzeichnen und prüfen, ob sie das Zweiphasengebiet schneidet.

2.5 Energiebilanz und Effizienz der Schwadenvermeidung

Der energetische Aufwand für das Vermeiden von Schwaden hängt neben dem Entschwadungsanlagen-typ von den folgenden Einflussgrößen ab:

- Temperatur des Abgases beim Eintritt in die Entschwadungsanlage
- Gehalt an Kondensattröpfchen des Abgases beim Eintritt in die Entschwadungsanlage
- Temperatur der Umgebungsluft
- Feuchte der Umgebungsluft

In der Entschwadungsanlage beeinflussen die folgenden Parameter die Schwadenbildung:

- Temperatur des Abgases vor der Mischung mit Entschwadungsluft
- Gehalt an Kondensattröpfchen des Abgases
- Temperatur der Entschwadungsluft vor der Mischung mit Abgas
- Massenverhältnis zwischen Abgas- und Entschwadungsluftstrom
- Mischungsqualität des Abgas- und Entschwadungsluftstroms.

2.5.1 Tröpfchen im feuchten Gas

In den Kondensatoren der Verbrennungs- und der Entschwadungsanlage ist die Verweilzeit des feuchten Gases je nach Auslegung so kurz, respektive die Strömungsgeschwindigkeit so gross, dass nicht das gesamte Kondensat im Kondensator selber abgeschieden werden kann. Das nicht abgeschiedene Kondensat wird in Form von Tröpfchen vom Gasstrom mitgerissen. Ein Teil dieser Tröpfchen kann mit Tropfenabscheidern aufgefangen werden. Die restlichen, kleinen Tröpfchen werden weitertransportiert. Sie vergrössern den Aufwand für das Vermeiden von Schwaden. Messungen nach dem Kondensator einer Entschwadungsanlage zeigten bis 20% mehr Wasser als der Sättigungfeuchte entspricht ($\xi_{VG0}=1.2$).

Für die Beurteilung der Schwadenbildung ist weiter zu beachten, dass in den Kondensatoren nur soviel Wasser auskondensiert werden kann, wie es lokaler Druck und Temperatur zulassen. Beim vom Kondensator aus gesehen stromabwärts angeordneten Ventilator ist der Druck im Kondensator tiefer als der Umgebungsdruck. Bei dieser Anordnung führt die Druckerhöhung nach dem Kondensator zu einer Verringerung der Sättigungfeuchte, was zu zusätzlichem Auskondensieren von Flüssigkeit in den Rohrleitungen zwischen Kondensator und Umgebung führt.

2.5.2 Enthalpieströme der Entschwadungsanlage

Obwohl die Eintrittstemperatur der Entschwadungsanlage gleich der Austrittstemperatur der Verbrennungsanlage ist, sind die zugehörigen Enthalpien nicht gleich, da das Kondensat, welches im Kondensator der Verbrennungsanlage anfällt, nicht der Entschwadungsanlage zugeführt wird.

$$\begin{aligned}
 h_{AGi(1+x)} &= \mu_{VG} \cdot \left[\bar{c}_{pVG}^0 \cdot T_{VG0} + x_{sVG0}(T_{VG0}) \cdot \left(\bar{c}_{pH_2O}^0 \cdot T_{VG0} + \Delta h_v^0 \right) \right] \\
 &\quad + \mu_{VG} \cdot (\xi_{VG0} - 1) \cdot x_{sVG0}(T_{VG0}) \cdot \bar{c}_{H_2Ofl}^0 \cdot T_{VG0} \\
 x_{AGi} &= \xi_{VG0} \cdot x_{sVG0}(T_{VG0})
 \end{aligned}
 \tag{Gl. 2.18}$$

$$\begin{aligned}
 h_{AG0(1+x)} &= \mu_{VG} \cdot \left[\bar{c}_{pVG}^0 \cdot T_{AG0} + x_{sAG0}(T_{AG0}) \cdot \left(\bar{c}_{pH_2O}^0 \cdot T_{AG0} + \Delta h_v^0 \right) \right] \\
 &\quad + \mu_{VG} \cdot \left[x_{AGi} - x_{sAG0}(T_{AG0}) \right] \cdot \bar{c}_{H_2Ofl}^0 \cdot T_{AG0}
 \end{aligned}
 \tag{Gl. 2.19}$$

Das Abgas, welches mit der Entschwadungsluft gemischt wird, weist eine kleinere Enthalpie auf als die gesamte Enthalpie nach Entschwadungsanlage, da das Kondensat des Entschwadungskondensators abgeschieden wird.

$$\begin{aligned}
h_{\text{AGmisch}(1+x)} &= \mu_{\text{VG}} \cdot \left[\bar{c}_{\text{pVG}}^0 \cdot T_{\text{AGo}} + x_{\text{sAGo}}(T_{\text{AGo}}) \cdot \left(\bar{c}_{\text{pH}_2\text{O}}^0 \cdot T_{\text{AGo}} + \Delta h_{\text{V}}^0 \right) \right] \\
&\quad + \mu_{\text{VG}} \cdot (\xi_{\text{AGo}} - 1) \cdot x_{\text{sAGo}}(T_{\text{AGo}}) \cdot \bar{c}_{\text{H}_2\text{Ofl}}^0 \cdot T_{\text{AGo}} \\
x_{\text{AGmisch}} &= \xi_{\text{AGo}} \cdot x_{\text{sAGo}}(T_{\text{AGo}})
\end{aligned}
\tag{Gl. 2.20}$$

Als Entschwadungsluft wird Umgebungsluft verwendet.

$$h_{\text{ELi}(1+x)} = \mu_{\text{EL}} \cdot \left[\bar{c}_{\text{pL}}^0 \cdot T_{\text{U}} + x_{\text{U}}(T_{\text{U}}) \cdot \left(\bar{c}_{\text{pH}_2\text{O}}^0 \cdot T_{\text{U}} + \Delta h_{\text{V}}^0 \right) \right] \tag{Gl. 2.21}$$

$$h_{\text{ELo}(1+x)} = \mu_{\text{EL}} \cdot \left[\bar{c}_{\text{pL}}^0 \cdot T_{\text{ELo}} + x_{\text{U}}(T_{\text{U}}) \cdot \left(\bar{c}_{\text{pH}_2\text{O}}^0 \cdot T_{\text{ELo}} + \Delta h_{\text{V}}^0 \right) \right] \tag{Gl. 2.22}$$

Das Mischgas entsteht aus dem Zusammenführen von Abgas und Entschwadungsluft. Je nach Apparate-typ mischt sich nicht die gesamte Entschwadungsluft mit dem Abgas, sondern ein Teil mischt sich direkt mit der Umgebungsluft. Dies wird für die Berechnung der Enthalpie des Mischgases mit einem Mischungs-wirkungsgrad berücksichtigt, der beschreibt, welcher Entschwadungsluftanteil für das Mischen wirklich zur Verfügung steht.

$$h_{\text{MG}(1+x)} = h_{\text{AGmisch}(1+x)} + \eta_{\text{misch}} \cdot h_{\text{ELo}(1+x)} \tag{Gl. 2.23}$$

2.5.3 Wärmestrom in der Entschwadungsanlage

Die Entschwadungsluft nimmt bei ihrer Erwärmung Energie vom Abgas auf. Falls die Entschwadungsluft gemeinsam mit der Verbrennungsluft erwärmt wird, ist der Wärmestrom in Gl. 2.24, welcher der Entschwa-dungsluft zufließt, bei der Wirkungsgradberechnung gemäss Kapitel 2.6.3 als Verlust zu berücksichtigen.

$$q_{\text{EL}} = h_{\text{ELo}(1+x)} - h_{\text{ELi}(1+x)} \tag{Gl. 2.24}$$

$$q_{\text{ELrel}} = \frac{q_{\text{EL}}}{\Delta h_{\text{o}}} \tag{Gl. 2.25}$$

2.5.4 Mischungsvorgänge für die Schwadenvermeidung

Um die Bildung von Schwaden zu vermeiden, muss das Abgas AGo mit Entschwadungsluft ELo zu Misch-gas MG gemischt werden. Das Mischgas mischt sich anschliessend mit Umgebungsluft U (Abbildung 2.7).

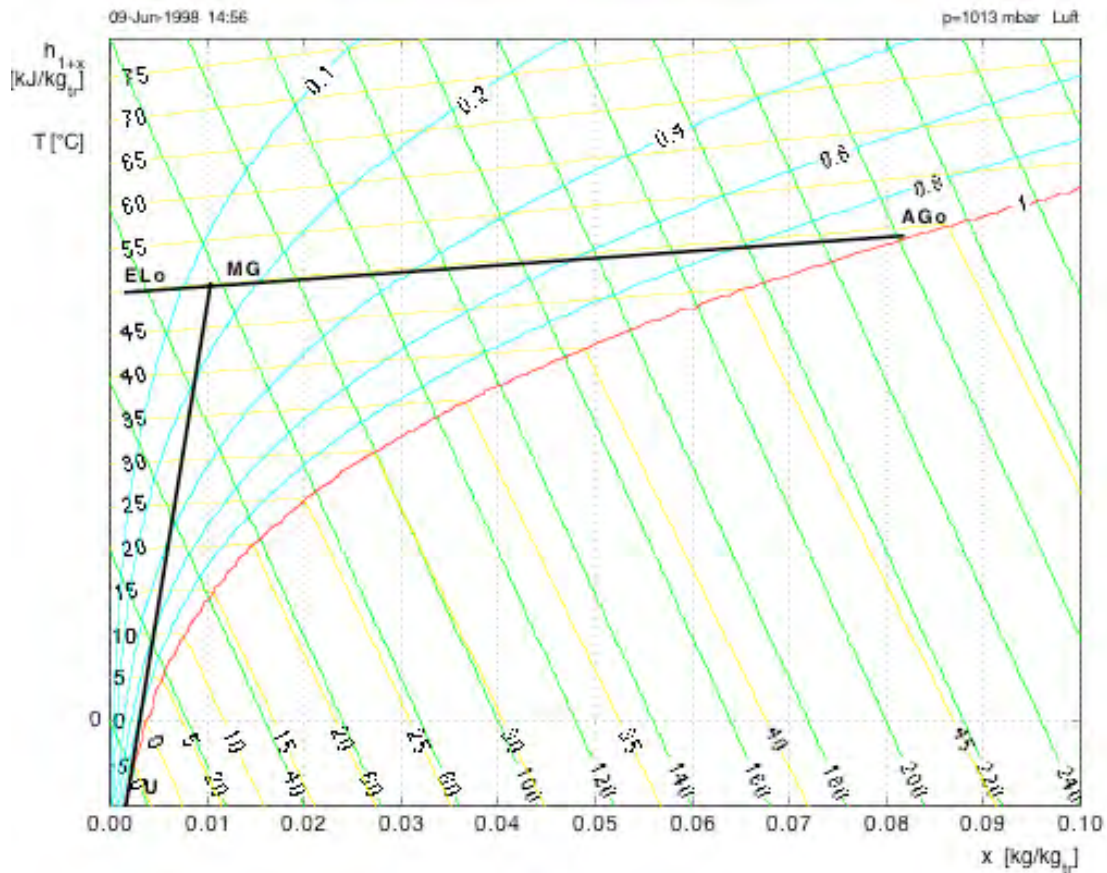


Abbildung 2.7: Mischungsvorgänge für das Vermeiden von Schwaden dargestellt im Mollierdiagramm.

2.5.5 Entschwadungsluft- und Entschwadungswärmebedarf

Der Entschwadungswärmebedarf ist bei gegebenen Umweltbedingungen und bei gegebener Abgastemperatur konstant. Abbildung 2.8 zeigt den Entschwadungswärmebedarf q_{ELrel} bezogen auf den Brennwert.

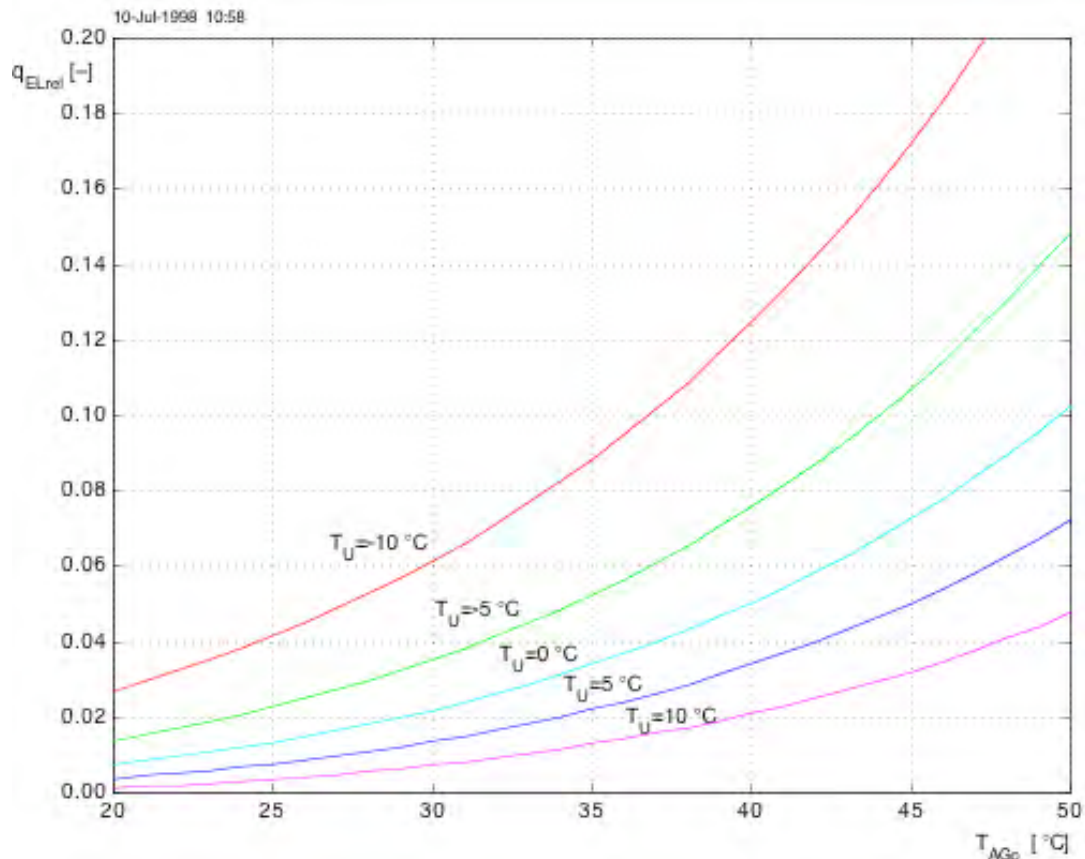


Abbildung 2.8: Entschadungswärmebedarf bezogen auf den Brennwert in Funktion der Abgastemperatur (T_{AGo} nach Abbildung 2.3).

Schwadenfreiheit für -10, -5, 0, 5 und 10°C Umgebungstemperatur.

Umgebungsluft gesättigt ($\varphi_U=1$), Umgebungsdruck 1013 mbar.

$\eta_{misch}=1$, keine Tröpfchen im Verbrennungsgas $\xi_{VGo}=1$.

Die Entschadungswärme kann entweder mit einer grossen Entschadungsluftmenge niedriger Temperatur oder mit einer kleinen Menge hoher Temperatur zugeführt werden (Abbildung 2.9). Kleine Entschadungsluftmengen benötigen weniger Strom für die Entschadungsluftventilatoren und kleinere Leitungsquerschnitte und Ventilatoren. Wird die Entschadungsluft mit dem Abgas erwärmt, hängt die Abgastemperatur von der Entschadungsluftmenge ab. Das Erwärmen der Entschadungsluft mit dem Abgas begrenzt die Abgastemperatur automatisch. Je mehr Luft erwärmt wird, desto tiefer ist die Abgastemperatur und desto weniger Entschadungswärme wird benötigt. Dieser Minderaufwand an Wärme muss dem Mehraufwand an Strom gegenübergestellt werden. Abbildung 2.9 rechts zeigt den Bedarf an Entschadungsluft in Funktion der Abgastemperatur bei gegebenen Umgebungsbedingungen.

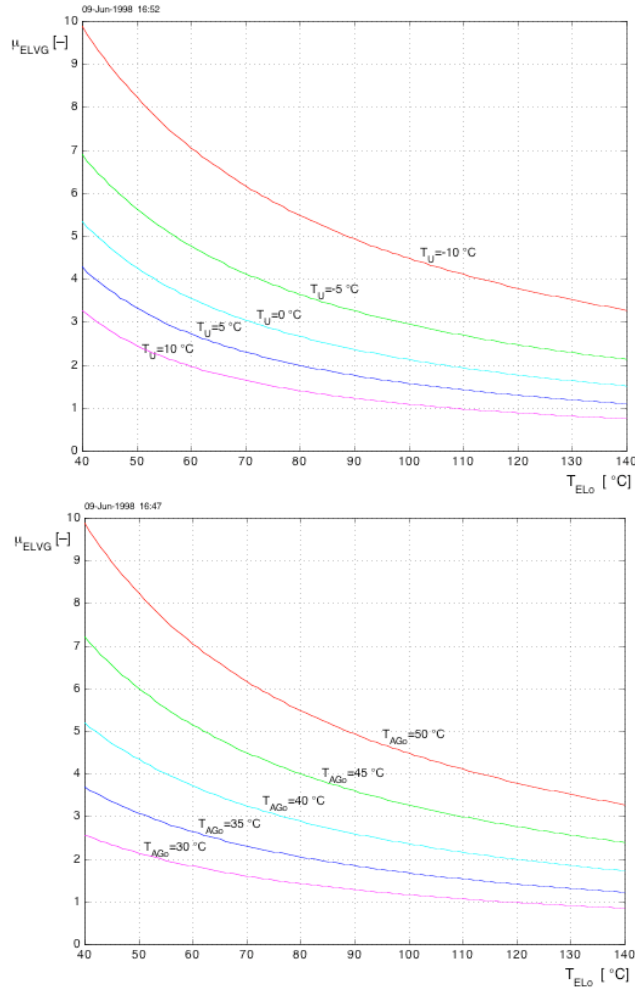


Abbildung 2.9: Entschwadungsluftbedarf als Vielfaches der Verbrennungsgasmenge
 Umgebungsluft gesättigt ($\varphi_U=1$), Umgebungsdruck 1013 mbar, $\lambda=1.5$.
 links: Abgastemperatur $T_{AGo}=50^\circ\text{C}$, Schwadenfreiheit für $-10, -5, 0, 5$ und 10°C
 Umgebungstemperatur.
 rechts: Umgebungstemperatur -10°C , Schwadenfreiheit für $30, 35, 40, 45$ und 50°C
 Abgastemperatur

Wird gesättigte Umgebungsluft als Randbedingung für die Schwadenfreiheit angenommen, hat der Luftdruck nahezu keinen Einfluss auf den Entschwadungsluftbedarf. Demgegenüber ist die Luftüberschusszahl eine sehr wichtige Einflussgrösse. Abbildung 2.10 links zeigt den Entschwadungsluftbedarf in Funktion der Verbrennungsgasmenge und Abbildung 2.10 rechts zeigt den Entschwadungsluftbedarf bezogen auf den Brennstoffmassenstrom für Luftüberschusszahlen von 1.5 bis 3 in Funktion der Entschwadungslufttemperatur. Aus den Abbildungen ist ersichtlich, dass der Entschwadungsluftbedarf nahezu proportional mit der Luftüberschusszahl steigt.

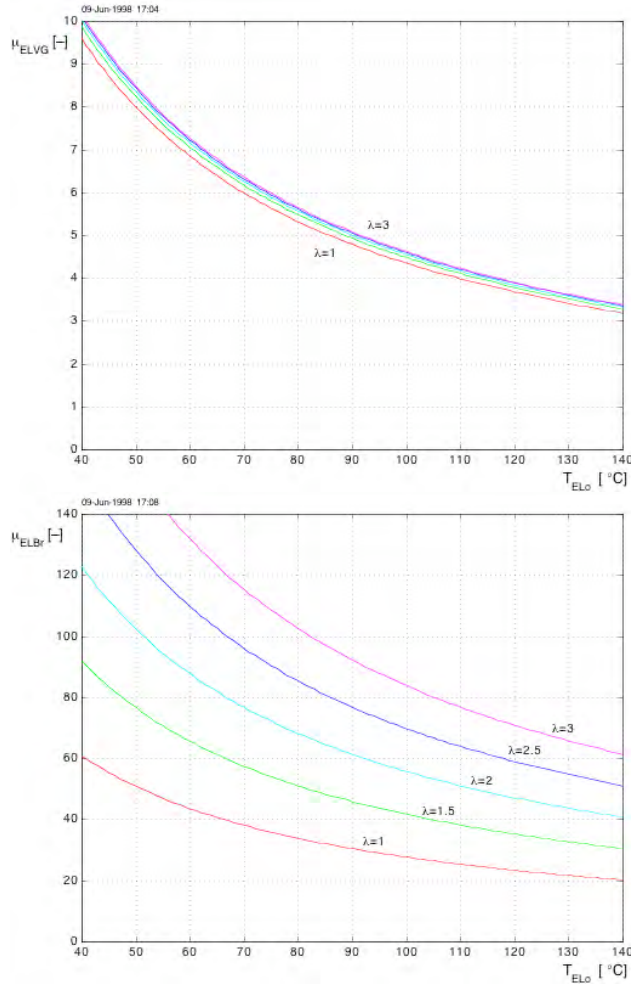


Abbildung 2.10: Einfluss der Luftüberschusszahl auf den Entschwadungsluftbedarf.
 links: Entschwadungsluftstrom als Vielfaches der Verbrennungsgasmenge
 rechts: Entschwadungsluftstrom als Vielfaches des Brennstoffmassenstroms
 Abgastemperatur 50°C, Umgebungstemperatur -10°C,
 Umgebungsluft gesättigt ($\varphi_U=1$), Umgebungsdruck 1013 mbar.

2.5.6 Hilfsenergiebedarf der Entschwadungsanlage

Für den Hilfsenergiebedarf sind zwei Fälle von Interesse:

- Hilfsenergiebedarf wegen Entschwadungskonzept
- Hilfsenergiebedarf wegen ändernden Umgebungsbedingungen

Im Fall a ändert der Hilfsenergiebedarf proportional zur Entschwadungsluftmenge, denn die Rohrleitungen der Anlagenvarianten können den veränderten Bedürfnissen entsprechend dimensioniert werden. Zusätzlich hängt der Energiebedarf vom Austauschgrad der Kondensatoren ab. Grosse Austauschflächen vergrößern den Strömungswiderstand und steigern den Bedarf an Hilfsenergie. Der Zusammenhang zwischen Ventilatorleistung und Austauschgrad wird für konstanten Massenstrom und konstanten Wärmeübergang für Werte Φ_{Kond} von 0.3 bis 1 durch Gl. 2.26 beschrieben. Diese Gleichung beruht auf zwei Annahmen:

- die Austauschfläche muss verdoppelt werden, um den Wert $1-\Phi_{Kond}$ zu halbieren und

– der Strömungswiderstand respektive die benötigte Ventilatorleistung wächst proportional mit der Flächenvergrößerung.

$$P_{\text{Vent}} \sim \frac{1}{1 - \Phi_{\text{Kond}}} \quad \text{Gl. 2.26}$$

Im Fall b wird die Entschwadungsluftmenge einer gegebenen Anlage wegen z.B. tieferer Aussentemperatur variiert. Hier ändert der Hilfsenergiebedarf in der dritten Potenz, weil die Leitungsquerschnitte konstant sind und sich die Strömungsgeschwindigkeit ändert.

2.5.7 Optimale Entschwadungsluftmenge und Entschwadungstemperatur für minimalen Stromverbrauch

Die Entschwadungsluftmenge ist minimal, wenn gerade soviel Luft gefördert wird, als für die Übertragung der Entschwadungswärme nötig ist. Die minimale Menge ist durch die maximal erreichbare Entschwadungslufttemperatur gegeben. Die maximale Entschwadungslufttemperatur ist gleich der Eintrittstemperatur des Abgases in die Entschwadungsanlage.

In der Praxis muss nicht nur der Entschwadungsluftmassenstrom minimiert werden, sondern auch die Aufwendungen für den Kondensator, denn ein hoher Austauschgrad des Kondensators bedingt grosse Austauschflächen. Daher wird bei der Auslegung ein grösserer Entschwadungsluftmassenstrom gewählt werden als thermodynamisch minimal notwendig.

Für die Berechnung der Entschwadungsluftmenge müssen drei Fälle unterschieden werden:

1. Gemeinsamer Kondensator für die Entschwadungs- und Verbrennungsluft gemäss Abbildung 2.11 links. Abbildung 2.12 zeigt den Entschwadungsluftbedarf für diesen Anlagentyp.
2. Getrennte Erwärmung der Entschwadungs- und der Verbrennungsluft gemäss Abbildung 2.11 rechts. Die Resultate für diese Anordnung der Apparate sind in Abbildung 2.13 dargestellt.
3. Getrennte Erwärmung der Entschwadungs- und der Verbrennungsluft analog Abbildung 2.11 rechts mit Befeuchtung und Erwärmung der Verbrennungsluft. Die Resultate für diese Anordnung der Apparate sind in Abbildung 2.14 dargestellt.

Der Einfluss des Kondensatoraustauschgrades auf den Entschwadungsluftbedarf ist in Abbildung 2.15 dargestellt. Die Art der Verbrennungslufterwärmung und der Kondensatoraustauschgrad beeinflussen nicht nur den Entschwadungsluft- und Hilfsenergiebedarf, sondern auch die Abgasverluste. Der Einfluss des Austauschgrades auf den Hilfsenergieverbrauch und den Wärmegewinn dank Verbrennungslufterwärmung ist in Abbildung 2.16 und Abbildung 2.17 dargestellt.

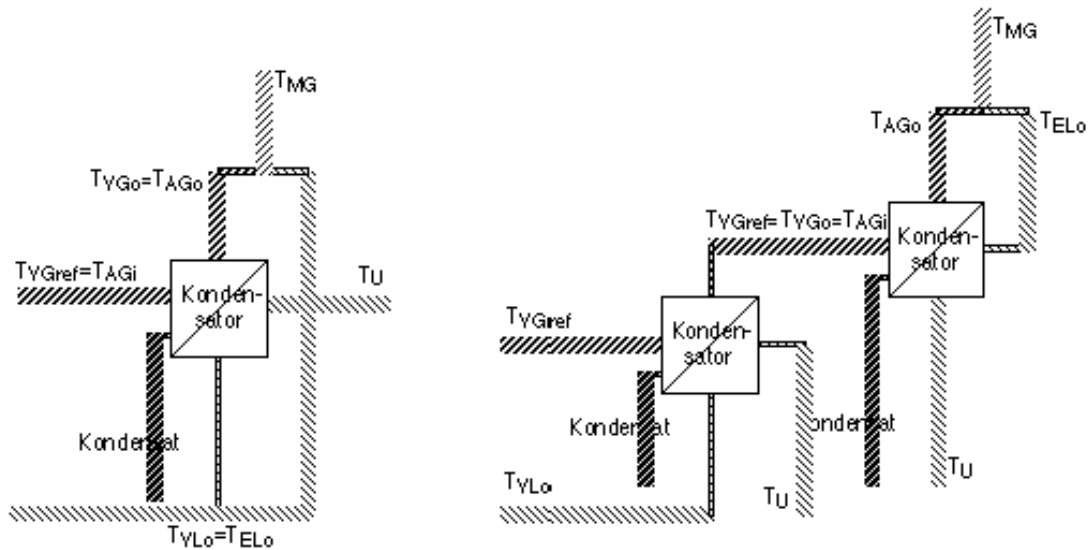


Abbildung 2.11: Verbrennungsluft- und Entschadungslufterwärmung. Die Verbrennungsgastemperatur T_{VGref} hängt von der Rücklauf­temperatur des Heiznetzes und allenfalls von der Installation einer Wärmepumpe ab.
links: Gemeinsamer Kondensator für Verbrennungs- und Entschadungslufterwärmung
rechts: Serieschaltung von Kondensatoren

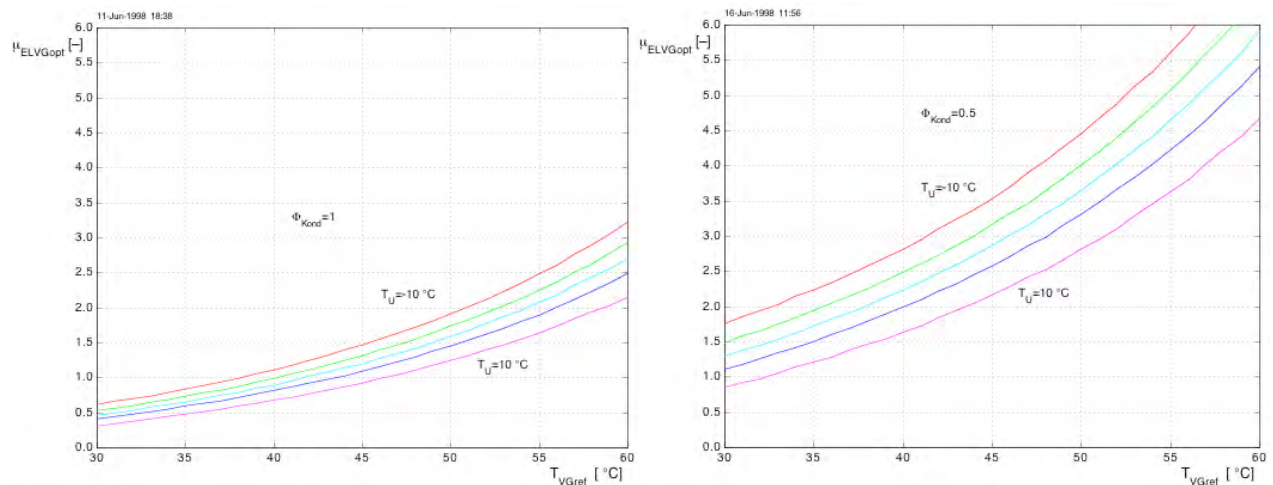


Abbildung 2.12: Optimaler Entschadungsluftbedarf für minimalen Stromverbrauch mit gemeinsamem Kondensator für Entschadungs- und Verbrennungslufterwärmung.
links: Austauschgrad des Kondensators $\Phi_{Kond}=1$
rechts: Austauschgrad des Kondensators $\Phi_{Kond}=0.5$
Umgebungs­luft gesättigt ($\varphi_U=1$), Umgebungsdruck 1013 mbar, $\lambda=1.5$.

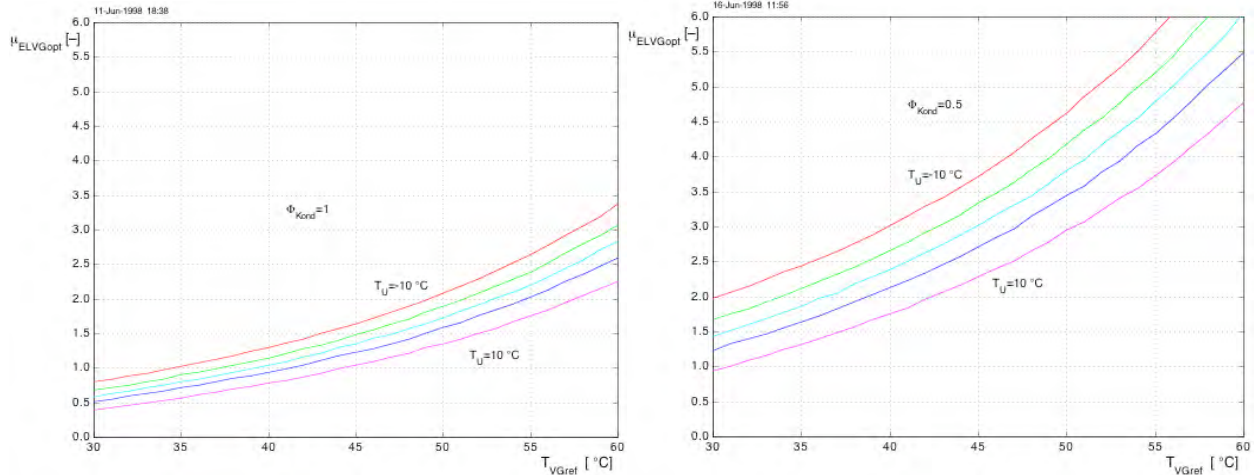


Abbildung 2.13: Optimaler Entschwadungsluftbedarf für minimalen Stromverbrauch bei separatem Kondensator für die Entschwadungslufterwärmung.

links: Austauschgrad des Kondensators $\Phi_{Kond}=1$

rechts: Austauschgrad des Kondensators $\Phi_{Kond}=0.5$

Umgebungsluft gesättigt ($\varphi_U=1$), Umgebungsdruck 1013 mbar, $\lambda=1.5$.

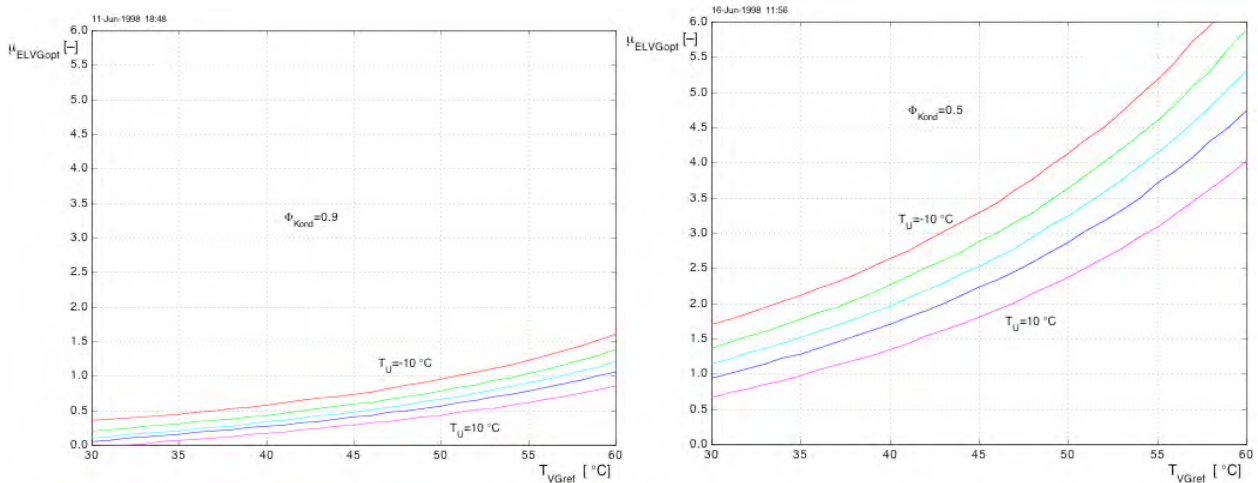


Abbildung 2.14: Optimaler Entschwadungsluftbedarf für minimalen Stromverbrauch bei separatem Kondensator für die Entschwadungslufterwärmung und für Erwärmung sowie Befeuchtung der Verbrennungsluft.

links: Austauschgrad des Kondensators $\Phi_{Kond}=0.9$

rechts: Austauschgrad des Kondensators $\Phi_{Kond}=0.5$

Umgebungsluft gesättigt ($\varphi_U=1$), Umgebungsdruck 1013 mbar, $\lambda=1.5$.

Separate Kondensatoren für Entschwadungsluft und Verbrennungsluft bieten gegenüber einem gemeinsamen Kondensator nur einen Vorteil, wenn die Verbrennungsluft befeuchtet wird.

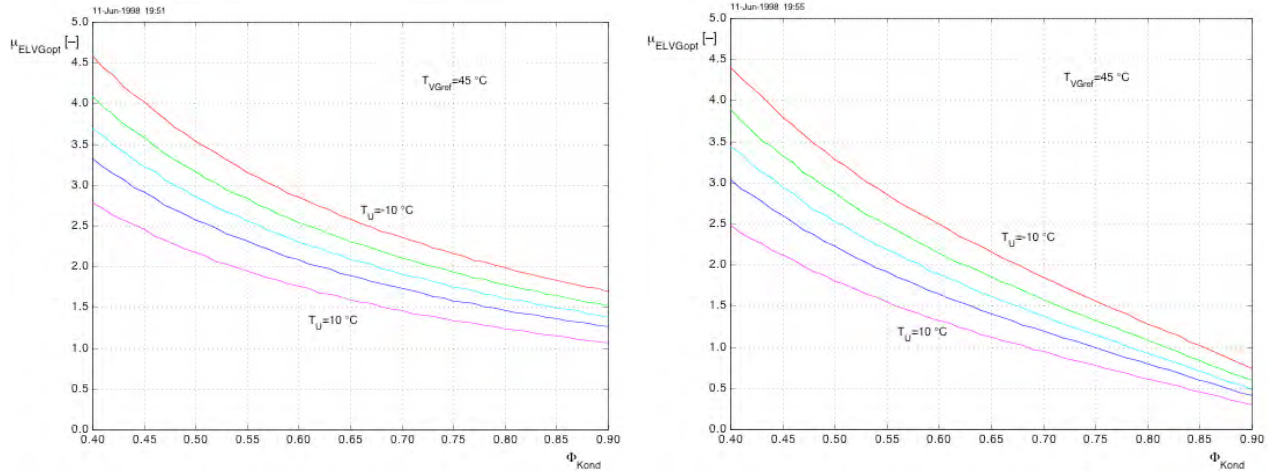


Abbildung 2.15: Optimaler Entschwadungsluftbedarf für minimalen Stromverbrauch in Funktion des Kondensatoraustauschgrades.

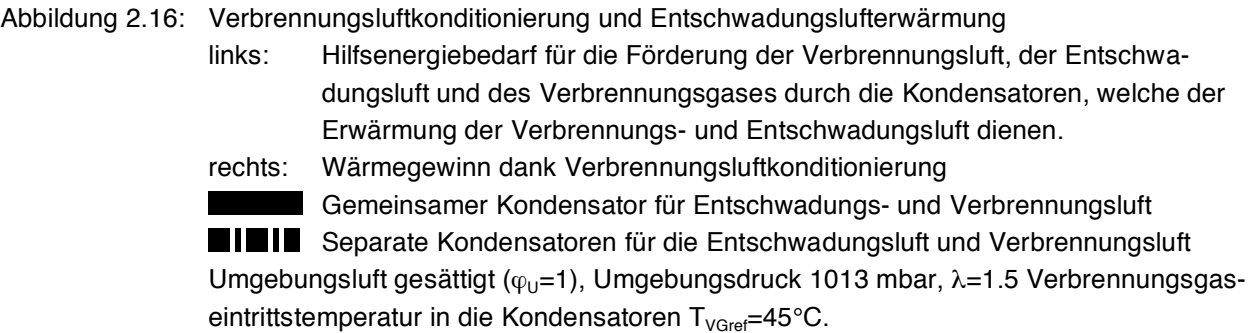
links: Gemeinsamer Kondensator für Entschwadungs- und Verbrennungsluft

rechts: Kondensator für die Befeuchtung und Erwärmung der Verbrennungsluft sowie separater Kondensator für die Entschwadungslufterwärmung

Umgebungsluft gesättigt ($\varphi_U=1$), Umgebungsdruck 1013 mbar, $\lambda=1.5$, Verbrennungsgaseintrittstemperatur in die Kondensatoren $T_{VGref}=45^\circ\text{C}$.

Der Hilfsenergiebedarf für die Förderung von Verbrennungsluft, Entschwadungsluft und Verbrennungsgas hängt von den Massenströmen und vom Austauschgrad der Kondensatoren ab (Gl. 2.26). Der Einfluss des Austauschgrades auf den Stromverbrauch wird mit den folgenden Annahmen untersucht:

$\Delta p_{Kondref}=200$ Pa bei $\Phi_{Kondref}=0.5$, Gasdichte $\rho = c=1$ kg/m³, $\eta_{Vent}=0.5$, kinetische Energie nicht berücksichtigt



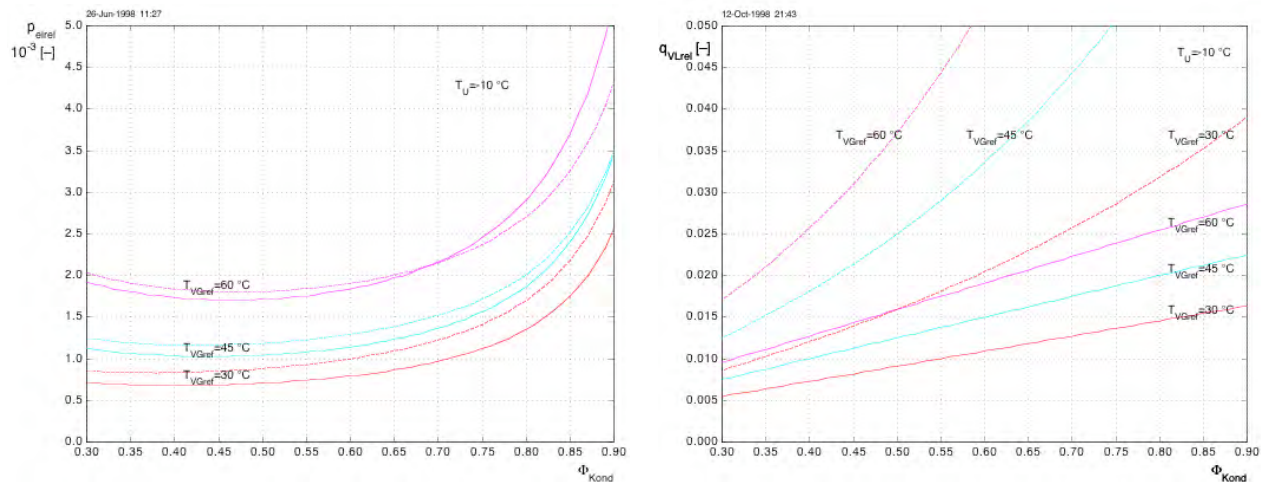


Abbildung 2.17: Verbrennungsluftkonditionierung und Entschwadungslufterwärmung

links: Hilfsenergiebedarf für die Förderung der Verbrennungsluft, der Entschwadungsluft und des Verbrennungsgases durch die Kondensatoren, welche der Erwärmung der Verbrennungs- und Entschwadungsluft dienen.

rechts: Wärmegewinn dank Verbrennungsluftkonditionierung

■ Gemeinsamer Kondensator für Entschwadungs- und Verbrennungsluft

■|■|■ Separate Kondensatoren für die Entschwadungsluft und Verbrennungsluft

Umgebungsluft gesättigt ($\varphi_U=1$), Umgebungsdruck 1013 mbar, Umgebungstemperatur

$T_U=-10^\circ\text{C}$, $\lambda=1.5$.

Für die *gemeinsame* Erwärmung der Verbrennungs- und Entschwadungsluft zeigen Abbildung 2.16 links und Abbildung 2.17 links, dass der geringste Hilfsenergiebedarf bei einem Kondensatoraustauschgrad im Bereich von 0.4 – 0.5 liegt (Linie für gemeinsamen Kondensator: ■). Der Wirkungsgradgewinn kann durch Erhöhen des Kondensatoraustauschgrades um maximal 2% gesteigert werden (Abbildung 2.16 rechts und Abbildung 2.17 rechts). Dies rechtfertigt den zusätzlichen Stromverbrauch und den Aufwand für einen grösseren Kondensator nicht.

Der Wirkungsgradgewinn durch *separate* Verbrennungslufterwärmung und -befeuchtung steigt mit grösserem Kondensatoraustauschgrad deutlich. Dies gilt besonders für eine hohe Rücklauftemperatur respektive für eine hohe Eintrittstemperatur des Verbrennungsgases in den Kondensator (Abbildung 2.17 rechts, Linie für separate Kondensatoren: ■|■|■). Der minimale Stromverbrauch wird mit einem Kondensatoraustauschgrad von 0.4 – 0.5 erreicht (Abbildung 2.16 links und Abbildung 2.17 links, Linie für separate Kondensatoren: ■|■|■). Ein grösserer Kondensatoraustauschgrad als 0.5 ist aus Kostengründen nur bei einer hohen Rücklauftemperatur gerechtfertigt, doch müssen in diesem Fall auch andere Massnahmen zur Wirkungsgradverbesserung geprüft werden (z.B. Absenken von T_{VGref} durch die Installation einer Wärmepumpe).

Um die Verbrennungs- und Entschwadungsluft nicht in einem separaten Kondensator erwärmen zu müssen, können sie mit einem Wärmetauscher mit einem Teilstrom des Heizwasserrücklaufs aufgeheizt werden. Der dadurch weiter abgekühlte Teilstrom wird in den Kondensator gemäss Abbildung 1.10 geführt, wo er durch das Abgas wieder aufgewärmt wird. Der Teilstrom des Wassers muss einerseits so klein als möglich sein, damit er durch die Verbrennungs- und Entschwadungsluft möglichst stark abgekühlt wird und danach seinerseits das Abgas möglichst stark abkühlen kann. Andererseits muss er gerade so gross sein, dass er die Verbrennungs- und Entschwadungsluft bei gegebenem Wärmetauscheraustauschgrad zu erwärmen vermag. Abbildung 2.18 links zeigt den Anteil des Heizwassers, welches durch den Wärmetauscher zur Verbrennungs- und Entschwadungslufterwärmung geführt werden muss. In Abbildung 2.18

rechts ist der Entschwadungsluftbedarf dargestellt. Er ist für einen Wärmetauscher mit einem Austauschgrad von $\Phi_{WT}=0.5$ ermittelt. Der Kondensator ist so ausgelegt, dass der Heizwassergesamtstrom das Verbrennungsgas bis auf 2°C der Rücklauftemperatur abkühlt. An diesem Punkt wird das Verbrennungsgas zum Abgas. Den zweiten Teil des Kondensators verlässt das Abgas dank der weiteren Kühlung durch den Heizwasserteilstrom 2°C wärmer als dieser in den Kondensator eintritt.

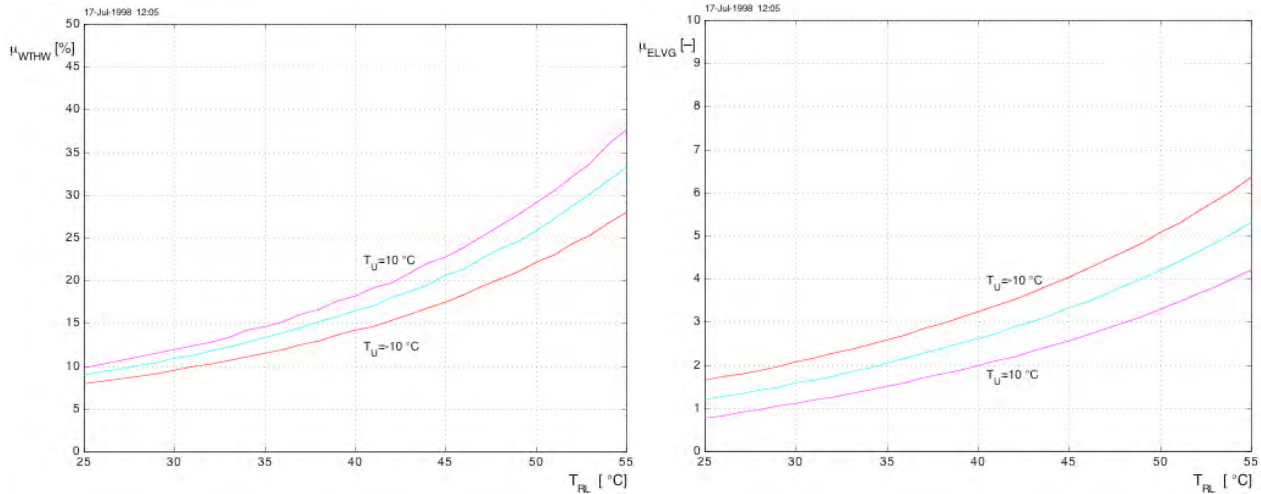


Abbildung 2.18: Verbrennungs- und Entschwadungslfterwärmung mit einem Teilstrom des Heizwasserrücklaufs.

links: Durch den Wärmetauscher geleiteter Anteil des Heizwasser

rechts: Entschwadungsluftbedarf

Umgebungsluft gesättigt ($\varphi_U=1$), Umgebungsdruck 1013 mbar, $\lambda=1.5$, Austauschgrad des Heizwasser-Luft-Wärmetauschers $\Phi_{WT}=0.5$. Verbrennungsgastemperatur im Kondensator nach Abkühlen durch Gesamtstrom $T_{RL}+2^{\circ}\text{C}$. Abgastemperatur nach Abkühlen durch den Teilstrom $+2^{\circ}\text{C}$ der tiefsten Teilstromtemperatur.

Der Hilfsenergieverbrauch ist bei der Verbrennungs- und Entschwadungslfterwärmung mit dem Heizwasserteilstrom geringfügig grösser und der Wirkungsgradgewinn ist etwas kleiner als bei der direkten Erwärmung mit dem Abgas (Abbildung 2.19). Diese Unterschiede fallen jedoch nicht ins Gewicht im Vergleich zur Kostendifferenz dank dem Ersatz eines Kondensators durch einen Wärmetauscher.

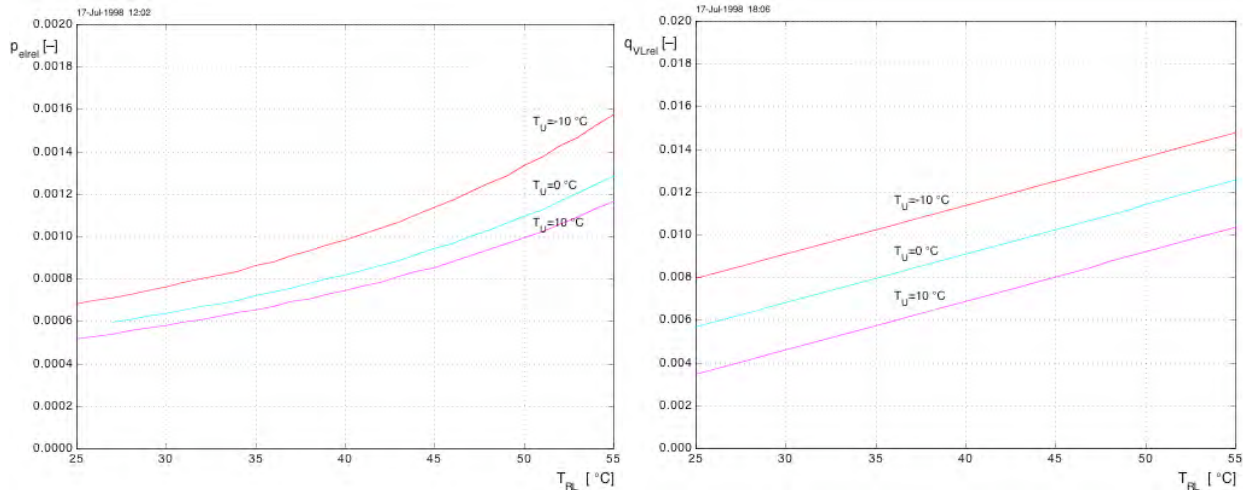


Abbildung 2.19 Verbrennungs- und Entschwadungslufterwärmung mit einem Teilstrom des Heizwasser-rücklaufs.

links: Hilfsenergiebedarf für die Förderung der Verbrennungs- und Entschwadungs-luft durch den Wärmetauscher und des Abgases durch den zweiten Kondensator-teil.

rechts: Wärmegewinn dank Verbrennungslufterwärmung

Umgebungs-luft gesättigt ($\varphi_U=1$), Umgebungsdruck 1013 mbar, $\lambda=1.5$

2.6 Wirkungsgrad

Der Wirkungsgrad wird definiert als Verhältnis von Nutzen zu Aufwand. Im allgemeinen Fall setzt sich der Aufwand aus dem Brennstoffanteil und der Hilfsenergie für den Betrieb der Verbrennungs- und Entschwadungsanlage zusammen. Meistens wird bei Verbrennungsanlagen der Hilfsenergieanteil vernachlässigt.

$$\eta = \frac{q_{\text{Nutz}}}{h_{\text{VG}(1+x)}(\lambda = 1) + p_{\text{VA}} + p_{\text{EA}} - h_{\text{VG}(1+x)}(T_U, \lambda = 1)} \quad \text{Gl. 2.27}$$

Wird angenommen, dass die Brennstofftemperatur gleich der Umgebungstemperatur ist, ergibt sich für die Enthalpiedifferenz zwischen Ein- und Ausgang:

$$h_{\text{VG}(1+x)}(\lambda = 1) - h_{\text{VG}(1+x)}(\lambda = 1) = \Delta h_o + \left(\underbrace{\mu_{\text{VLst}} \cdot x_{\text{VL}}}_{\text{Luftfeuchtigkeit}} - \underbrace{\mu_{\text{VGst}} \cdot x_{\text{VG}}(T_U)}_{\text{Verbrennungsgas-feuchtigkeit}} \right) \cdot \left(\Delta h_V^0 + \underbrace{\Delta h_S}_{\substack{0 \text{ wenn nicht} \\ \text{gefroren}}} + c_{\text{pH}_2\text{O}} \cdot T_U - c_{\text{pH}_2\text{Ofl}} \cdot T_U \right) + \underbrace{\Delta h_S \cdot \mu_{\text{HBr}} \frac{M_{\text{H}_2\text{O}}}{M_{\text{H}}}}_{\substack{0 \text{ wenn nicht} \\ \text{gefroren}}} \quad \text{Gl. 2.28}$$

Wird die linke Seite der Gl. 2.28 gleich Δh_o gesetzt, nimmt für Temperaturen über dem Gefrierpunkt der Rechnungsfehler mit steigender Umgebungstemperatur und mit abnehmender Luftfeuchtigkeit zu. Für trockene Luft bei 20°C beträgt die Abweichung -1.1% bezogen auf den Brennwert. Sinkt die Umgebungstemperatur auf -10°C und ist die Luft gesättigt, beträgt die Differenz wegen der Schmelzenthalpie 1.0% bezogen auf den Brennwert. Werden diese Fehler akzeptiert, können mit dieser Vereinfachung für eine Heizungsanlage HA folgende Wirkungsgrade definiert werden:

$$\eta_{HAo} = \frac{q_{Nutz}}{\Delta h_o + p_{VA} + p_{EA}}$$

Gl. 2.29

$$\eta_{HAu} = \frac{q_{Nutz}}{\Delta h_u + p_{VA} + p_{EA}}$$

Wird der Wirkungsgrad auf den Heizwert bezogen, sind Werte grösser als Eins möglich. Es ist bei dieser Wirkungsgraddefinition schwierig zu beurteilen, wie gut eine Heizungsanlage die Energie im Vergleich zum idealerweise Möglichen nutzt. Die auf dem Brennwert beruhende Definition ermöglicht demgegenüber eine Beurteilung im Vergleich zu dem unter den gegebenen Randbedingungen ideal Möglichen. Ein Vergleich verschiedener Anlagen bei unterschiedlichen Randbedingungen ist nur bedingt möglich. Für die Bewertung von nicht kondensierenden Heizungsanlagen hat es sich jedoch eingebürgert, die auf dem Heizwert basierende Wirkungsgraddefinition zu verwenden.

In der Folge wird die Heizungsanlage in zwei Bilanzgebiete unterteilt, in die Verbrennungsanlage VA und in die Entschwadungsanlage EA (Abbildung 1.1). Für beide Gebiete wird je ein Wirkungsgrad definiert, so dass die Verbrennung und die Entschwädung einzeln beurteilt werden können. Der Wirkungsgrad der Verbrennung und der Entschwädung sind jedoch nicht völlig unabhängig voneinander.

$$\eta_{VAo} = \frac{q_{Nutz}}{\Delta h_o + p_{VA}}$$

$$\eta_{VEo} = \frac{\Delta h_o + p_{VA}}{\Delta h_o + p_{VA} + p_{EA}}$$

$$\eta_{HAo} = \eta_{VAo} \cdot \eta_{EAo}$$

Gl. 2.30

$$\eta_{VAu} = \frac{q_{Nutz}}{\Delta h_u + p_{VA}}$$

$$\eta_{VEu} = \frac{\Delta h_u + p_{VA}}{\Delta h_u + p_{VA} + p_{EA}}$$

$$\eta_{HAu} = \eta_{VAu} \cdot \eta_{EAu}$$

2.6.1 Ideale Wärmeausbeute

Im Idealfall wird der gesamte Brennwert des Brennstoffes zuzüglich der gesamten Hilfsenergie als Nutzen an das Heizungsnetz abgegeben und der Anlagenwirkungsgrad wäre Eins. Wird die exergetische Wertigkeit der Hilfsenergie berücksichtigt, muss für einen idealen Anlagenbetrieb der Hilfsenergieverbrauch gleich Null sein.

Für den maximalen Wirkungsgrad muss die Feuerung mit einem Luftüberschusszahl von Eins betrieben werden und eine vollständige Verbrennung erfolgen. Der Kessel und die Wärmetauscher oder die Gebäudehülle müssen ideal isoliert sein und sowohl die Verbrennungsgase, als auch das Kondensat und die Asche haben die Anlage mit Umgebungstemperatur zu verlassen.

Die ideale Wärmemenge hängt nicht von der Holzfeuchtigkeit ab. Demgegenüber hat die Holzzusammensetzung einen gewissen Einfluss auf den Gehalt an chemischer Energie pro Masse trockenen Holzes (Abbildung 2.1). Sie beeinflusst somit auch die freiwerdende Wärmemenge bei der Verbrennung.

Änderungen der Umgebungstemperatur und des Umgebungsdruckes beeinflussen die maximal nutzbare Wärmemenge wenig. Von Änderungen der Umgebungsfeuchte hängt die maximal nutzbare Wärmemenge nur in sehr geringem Mass ab (Gl. 2.28).

2.6.2 Effektive Wärmeausbeute

Feuerungen müssen in der Praxis mit einer Luftüberschusszahl grösser Eins betrieben werden, um einen vollständigen Ausbrand zu erreichen. Dies führt zu Verbrennungsgasverlusten, welche mit steigender Luftüberschusszahl zunehmen. Einerseits werden diese Verluste durch nicht vollständige Abkühlung der Verbrennungsgase verursacht. Andererseits ist die Umgebungsluft normalerweise nicht mit Wasser gesättigt, so dass auch bei Abkühlung des Verbrennungsgases auf Umgebungstemperatur mit grösser werdender Luftüberschusszahl weniger Wasser auskondensiert und latente Energie genutzt werden kann.

Wird bei der Abkühlung des Verbrennungsgases der Taupunkt unterschritten, fällt ein Teil des Wasserdampfes als Kondensat an. Das Kondensat kann wie das Verbrennungsgas nicht bis auf Umgebungstem-

peratur abgekühlt werden, so dass dank dem Kondensieren wohl die gesamte latente Energie des Kondensats, nicht aber seine gesamte fühlbare Energie genutzt werden kann.

Heutige Feuerungen erreichen bei geeignetem Betrieb eine nahezu vollständige Verbrennung mit Kohlenmonoxidkonzentrationen deutlich unter 500 mg/Nm^3 . Neben Kohlenmonoxid kann das Verbrennungsgas Kohlenwasserstoffe oder Kohlepartikel mitführen und die Asche kann Unverbranntes enthalten. Messresultate zeigen jedoch, dass die Verluste in Form von chemischer Energie sowohl im Verbrennungsgas als auch in der Asche für die Energiebilanz vernachlässigbar klein sind, sofern die Feuerung korrekt ausgelegt und einwandfrei betrieben wird.

Bei der Verbrennung geht Energie nicht nur durch das Verbrennungsgas und die Asche verloren. Wegen der nicht idealen Isolation des Kessels, der Rohrleitungen und der Wärmetauscher wird Wärme auch durch Leitungs- und Strahlungsverluste dem Nutzer entzogen. Die Strahlungsverluste heizen den Anlagenraum auf und sind deswegen noch nicht endgültig verloren. Ein Teil kann z. B. mit der Verbrennungsluft der Feuerung oder mit einer Wärmepumpe dem Heizungsnetz zugeführt werden. Aus diesen Gründen ist es zweckmässig, für die Berechnung des Anlagenwirkungsgrades die Energieverluste des Heizungsraumes an Stelle der Wärmeverluste des Kessels in der Energiebilanz zu berücksichtigen. Für die Berechnung des Kesselwirkungsgrades sind hingegen die Kesselverluste ausschlaggebend, da bei dieser Berechnung die Bilanzgrenze um die Feuerung und nicht um den gesamten Heizungsraum gelegt wird.

2.6.3 Wirkungsgraddiagramme für Verbrennungsanlage mit vollständiger Verbrennung, Betrieb ohne Hilfsenergie und ideal isoliertem Heizungsraum

Die Abbildung 2.20 und Abbildung 2.21 zeigen den Wirkungsgrad einer Verbrennungsanlage in Abhängigkeit der Austrittstemperatur. Als zusätzliche Parameter sind Linien für den Betrieb mit verschiedenen Luftüberschusszahlen und unterschiedlich feuchtem Brennstoff eingetragen.

Bei der Verbrennung von Holz geht der grösste Teil der nicht genützten Energie mit dem Verbrennungsgas verloren. Dieser Verlust wird in Abbildung 2.20 und Abbildung 2.21, berücksichtigt. Nicht berücksichtigt werden in diesen Abbildungen die folgenden Verluste:

1. Chemische Verluste wegen unvollständiger Verbrennung, sie sind bei korrektem Anlagenbetrieb kleiner als 0.2% des Heizwertes.
2. Wärmeverluste des Heizungsraumes, sie übersteigen üblicherweise 1 – 2% des Heizwertes nicht.
3. Hilfsenergiebedarf der Verbrennungsanlage ausserhalb des Heizungsraumes, er liegt im Bereich von 1% der Nutzwärme.
4. Hilfsenergie für die Entschwadung. Dieser Verlustanteil darf für die Beurteilung der gesamten Anlage nicht vernachlässigt werden (siehe Kapitel 2.5).
5. Verlustwärmestrom an die Entschwadungsluft, falls die Entschwadungsluft und die Verbrennungsluft gemeinsam erwärmt werden (Abbildung 2.3). Die Verluste wegen der Entschwadung dürfen bei der Beurteilung der gesamten Heizungsanlage nicht vernachlässigt werden.

$$V_{EAo} = \frac{q_{EL}}{\Delta h_o + p_{VA} + p_{EA}}$$

$$V_{EAu} = \frac{q_{EL}}{\Delta h_u + p_{VA} + p_{EA}}$$

Gl. 2.31

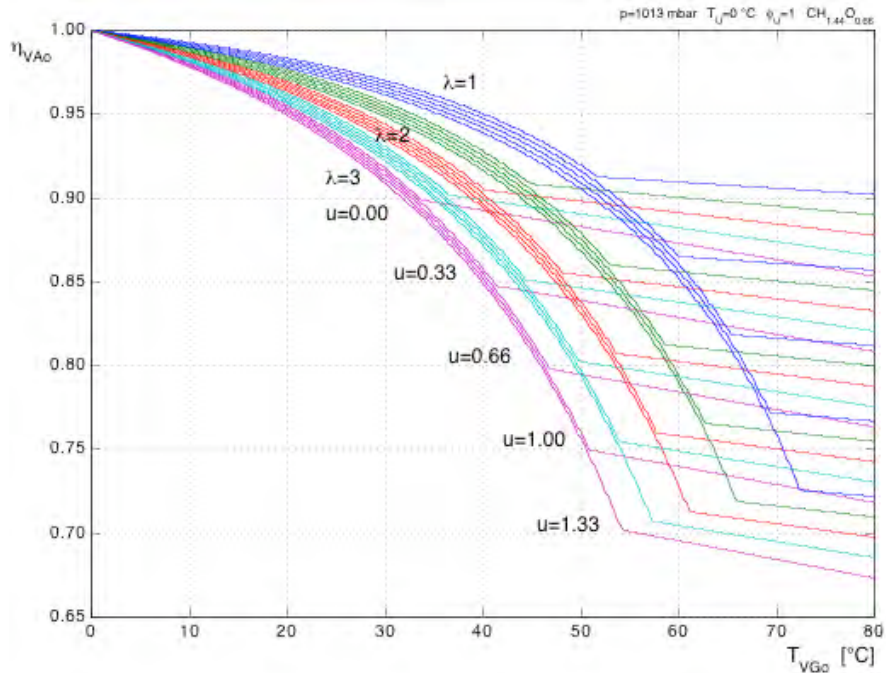


Abbildung 2.20: Wirkungsgrad der Verbrennungsanlage bezogen auf den Brennwert, bei vollständiger Verbrennung, Betrieb ohne Hilfsenergie und ideal isoliertem Heizungsraum
Beispiel: Holz, Feuchtigkeit 0.66; Verbrennung bei $\lambda=1.5 \rightarrow$ Taupunkt 59°C
 $T_{VG0}=80^\circ\text{C} \rightarrow \eta_{VA0}=0.80$ $T_{VG0}=40^\circ\text{C} \rightarrow \eta_{VA0}=0.92$.

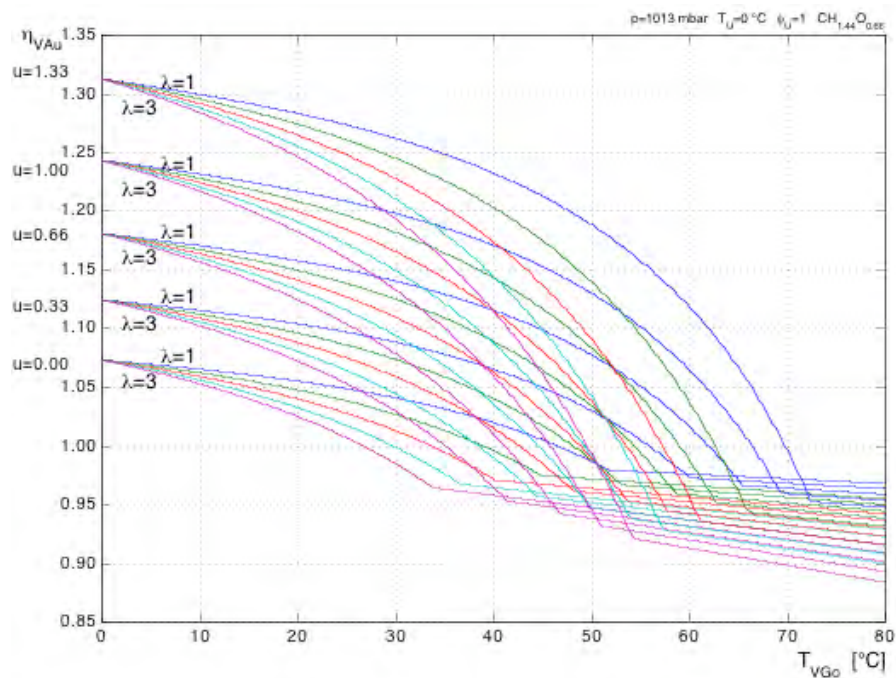


Abbildung 2.21: Wirkungsgrad der Verbrennungsanlage bezogen auf den Heizwert, bei vollständiger Verbrennung, Betrieb ohne Hilfsenergie und ideal isoliertem Heizungsraum
Beispiel: Holz, Feuchtigkeit 0.66; Verbrennung bei $\lambda=1.5 \rightarrow$ Taupunkt 59°C
 $T_{VG0}=80^\circ\text{C} \rightarrow \eta_{VAU}=0.94$ $T_{VG0}=40^\circ\text{C} \rightarrow \eta_{VAU}=1.09$.

2.7 Wirkungsgrad bei exergetisch gewichteter Berücksichtigung der Hilfsenergie

Bei Heizungsanlagen wird exergetisch hochwertige Elektrizität als Hilfsenergie verwendet. Anstatt Elektromotoren für den Antrieb von Ventilatoren und Fördereinrichtungen zu speisen, könnte der Strom zum Betrieb von Wärmepumpen eingesetzt werden. Mit Wärmepumpen kann ein Mehrfaches des Energieaufwandes an Strom als Wärmeenergie für Heizzwecke bereitgestellt werden. Es ist daher naheliegend, den Strom in der Wirkungsgradgleichung höher zu gewichten, als den Brennstoff.

Das Verhältnis von Ertrag zu Aufwand wird bei Wärmepumpen mit der Leistungszahl ε beschrieben. Sie hängt neben der Wärmepumpentechnik vor allem von der Quellen- und Senktemperatur ab. Als mittlerer Wert kann mit einer Leistungszahl von drei gerechnet werden.

Für mit ε exergetisch gewichtete Hilfsenergie ergibt sich der Wirkungsgrad:

$$\eta_{\text{HAoex}} = \frac{q_{\text{Nutz}}}{\Delta h_o + \varepsilon \cdot (p_{\text{VA}} + p_{\text{EA}})}$$
$$\eta_{\text{HAuex}} = \frac{q_{\text{Nutz}}}{\Delta h_u + \varepsilon \cdot (p_{\text{VA}} + p_{\text{EA}})}$$
Gl. 2.32

Je tiefer die Temperatur ist, für welche Schwadenfreiheit gewährleistet sein muss, desto grösser wird der Aufwand an Hilfsenergie. Ab einer gewissen Temperatur übersteigt daher der exergetisch gewichtete Hilfsenergiebedarf den Kondensationsgewinn. Diese Temperaturgrenze hängt neben dem Entschwadungssystem von der Brennstofffeuchte und der Luftüberschusszahl ab.

Beim Vergleich der Schwadenbildung verschiedener Heizungsanlagen muss zugunsten der Anlagen mit Abgaskondensation berücksichtigt werden, dass auch bei nicht kondensierenden Anlagen Wasserdampf der Abgase in der Atmosphäre sichtbar auskondensiert.

3 Anlagentypen im Vergleich

Heizungsanlagen mit Abgaskondensation unterscheiden sich nicht nur durch die Anlagenschaltung, wie in Kapitel 1.5, beschrieben, sondern auch durch die verwendeten Apparate. In einer Heizungsanlage ist die Feuerung die wichtigste Komponente. Die Vor- und Nachteile verschiedener Bauarten dieser Komponente werden hier nicht behandelt, denn die Apparate für die Abgaskondensation und Entschwadung können unabhängig von der Bauart der Feuerung beurteilt werden, wichtig sind lediglich die Brennstofffeuchte und die Luftüberschusszahl. In Nussbaumer et al. (1995) werden verschiedene Feuerungsarten verglichen. Die Abgaskondensation kann grundsätzlich auch in Anlagen mit Holzvergasung und Produktgasbrennern oder Verbrennungsmotoren eingebaut werden. Die Anforderungen an den Kondensator und die Entschwadung unterscheiden sich für diese Vergasungsanlagen nicht wesentlich von denjenigen für Verbrennungsanlagen.

3.1 Apparate zur Verbrennungslufterwärmung und -befeuchtung durch Abgaskondensation

3.1.1 Regenerator zur Erwärmung von Verbrennungsluft und Entschwadungsluft

Regeneratoren sind Wärmetauscher, welche abwechselnd mit dem heissen und dem kalten Medium in Kontakt kommen. Die Wärme wird bei diesen Apparaten vom heissen Gas an die Wände übertragen und in ihnen gespeichert, bis der kalte Gasstrom die Energie aufnimmt und die Wände wieder abkühlt. Bei Regeneratoren wird entweder der Gasstrom umgeschaltet oder der Regenerator selber wird vom heissen zum kalten und darauf vom kalten zum heissen Gasstrom bewegt. Abbildung 3.1 zeigt einen rotierenden Regenerator.

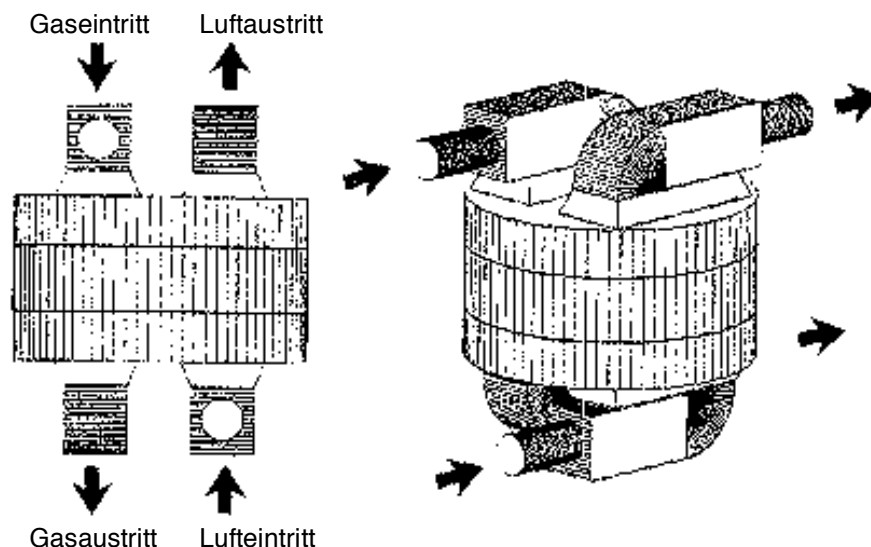


Abbildung 3.1: Regenerator (Fagersta Energetics AB)

Bei Regeneratoren findet konstruktionsbedingt nicht nur ein Wärme-, sondern auch ein Stoffaustausch statt. Einerseits wird Gas ausgetauscht, andererseits auch Wasser, da das Abgas kondensiert und die Regeneratorwände dadurch feucht werden. Für die Erwärmung der Entschwadungsluft ist der Feuchteaustausch erwünscht, bei der Entschwadungsluft hingegen nicht. Regeneratoren eignen sich daher besonders für die Verbrennungslufterwärmung.

Beim Einsatz von Regeneratoren sind Ablagerungen von Partikeln zu erwarten, welche eine regelmässige Reinigung, beziehungsweise eine vorgängige Partikelabscheidung erforderlich machen. Zudem sind Einrichtungen für das Abführen des Kondensats notwendig.

3.1.2 Regenerator zur Verbrennungslufterwärmung und -befeuchtung

Regeneratoren können mit Materialien beschichtet werden, welche neben Wärme auch Feuchte aus dem Abgas aufnehmen und diese an das kalte und trockene Gas übertragen. Diese Regeneratorart ist nur für die Verbrennungslufterwärmung und -befeuchtung sinnvoll.

Die Ablagerung von Partikeln ist bei beschichteten Regeneratoren besonders kritisch. Im Allgemeinen wird eine vorgängige Abgasreinigung unumgänglich sein.

3.1.3 Rohrbündel-, Taschen- oder Lamellenwärmetauscher

Rohrbündel-, Taschen- und Lamellenwärmetauscher trennen die Stoffströme vollständig voneinander. Die Energie wird bei diesen Apparaten durch Wärmeleitung übertragen. Bei Rohrbündelwärmetauschern lässt sich das Rohrinne einfach reinigen. Partikelhaltiges Abgas kann daher durch die Rohre geleitet werden, währenddem die vergleichsweise staubarme Luft um die Rohre geführt wird. Lamellenwärmetauscher sind kompakte Apparate. Da sich diese nicht so einfach reinigen lassen wie Rohrbündelwärmetauscher, werden letztere für Verbrennungsgaswärmetauscher bevorzugt. Soll die Entschwadungs- und Verbrennungsluft mit einem Teilstrom des Heizwasserrücklaufs erwärmt werden, sind jedoch Taschen- oder Lamellenwärmetauscher die Apparate der Wahl.

3.1.4 Wasserbadkondensator

Der Wärmeübergangskoeffizient zwischen Gas und einer Wand ist klein, die Austauschflächen müssen daher gross sein. Anstelle der Wand eines Wärmetauschers kann Wasser als Übertragungsmedium verwendet werden. Um eine grosse Übertragungsfläche zu erhalten, wird das Verbrennungsgas so ins Wasser eingedüst, dass kleine Blasen entstehen. Zur Kühlung des Wassers wird ein Rohr durch den Tank geführt, welches mit dem Heizwasserrücklauf verbunden wird. Der Wärmeübergang Wasserbad – Heizwasser ist gross, da das Rohr beidseitig von Wasser durch- respektive umströmt wird.

3.1.5 Kondensator mit Wassereindüsung verbrennungsluftseitig

Durch die Kondensation von Wasser wird abgasseitig viel Energie frei. Um diese Energie aufnehmen zu können, muss luftseitig ein wesentlich grösserer Massenstrom durch den Kondensator geführt werden als abgasseitig. Um den Luftstrom zu reduzieren und trotzdem möglichst viel Energie aus den Verbrennungsgasen gewinnen zu können, kann die Verbrennungsluft befeuchtet werden. Die Tröpfchen für die Befeuchtung müssen jedoch sehr klein sein, nur so kann die Verdampfung auf einer kurzen Strecke erfolgen.

3.2 Aufwand / Ertrag energetisch im Vergleich

Bei gegebener Luftüberschusszahl sind die Rücklauftemperatur des Heizungsnetzes und die Umgebungstemperatur die beiden wichtigsten Parameter für die energetische Beurteilung der Abgaskondensation. Die Holzfeuchtigkeit beeinflusst den auf den Brennwert bezogenen Wirkungsgrad einer Anlage mit Abgaskondensation nur unwesentlich, da definitionsgemäss der Taupunkt des Verbrennungsgases

unterschritten wird (Abbildung 2.20). Dabei ist zu beachten, dass für diese Beurteilung der Brennwert des Holzes massgeblich ist. Werden jedoch Anlagen mit und ohne Abgaskondensation verglichen, muss die Holzfeuchtigkeit beachtet werden, da der energetische Vorteil der Kondensationsanlagen mit zunehmender Holzfeuchtigkeit wächst.

Vor den Abgaskondensator kann ein Quenchapparat eingebaut werden. Dank diesem Apparat sind die Betriebsbedingungen des Kondensators klar definiert. Energetisch hat der Quench keinen Einfluss auf den Wirkungsgrad, sofern die Rücklaufftemperatur des Heiznetzes unter der Taupunkttemperatur des Verbrennungsgases liegt. Letzteres muss für alle Verbrennungsanlagen mit Installationen für die Abgaskondensation vorausgesetzt werden, da das Unterschreiten des Taupunktes eine Grundvoraussetzung ist, um die Investitionen für den Kondensationsteil der Anlage amortisieren zu können. Aus diesem Grund wird bei der energetischen Beurteilung nicht zwischen Anlagen mit und ohne Quench unterschieden.

Als Randbedingung für die Vergleiche werden für die Umgebungstemperatur die Werte -10, 0 und 10°C eingesetzt. Die Rücklaufftemperatur des Heizungsnetzes wird von 25 bis 55°C variiert. Dies entspricht bei Varianten ohne Wärmepumpe einer Verbrennungsgasreferenztemperatur von 27 bis 57°C, wenn für die Differenz Verbrennungsgastemperatur nach Kondensator – Rücklaufftemperatur Heizwasser 2°C eingesetzt wird.

Die Varianten mit Kompressionswärmepumpe werden für Leistungszahlen von 2, 3, 5 und 10, die Varianten für Absorptionswärmepumpe für Leistungszahlen von 1.5, 2, 3 und 5 bei einer Umgebungstemperatur von -10°C berechnet. Die weiteren Randbedingungen werden konstant gehalten respektive an andere Randbedingungen gekoppelt:

Brennstoff	$\text{CH}_{1.44}\text{O}_{0.66}$ $u=0.66$ $T_{\text{Br}}=T_{\text{U}}$	Holz typisch
Umgebung	$p_{\text{U}}=1013 \text{ mbar}$ $\varphi_{\text{U}}=1$ $T_{\text{U}}=-10^{\circ}\text{C}$	für Varianten mit Wärmepumpe
Verbrennung	$\lambda=1.5$ $T_{\text{VG}}=120^{\circ}\text{C}$	Verbrennungsgastemperatur nach Zusatzwärmetauscher
Kondensatoren	$\Phi_{\text{Kond}}=0.5$ $\Delta T=2^{\circ}\text{C}$	Verbrennungsgastemp. nach Kond. – Rücklaufftemp. Heizwasser
Wärmepumpe	$\zeta_{\text{WP}}=0.4$ $\zeta_{\text{WP}}=0.2$ $\Delta T=2^{\circ}\text{C}$ $\Delta T=2^{\circ}\text{C}$ $\Delta T=2^{\circ}\text{C}$	Kompressionswärmepumpe Absorptionswärmepumpe Wasser – Kältemittel an der wärmsten Stelle des WP-Kreislaufes Wasser – Kältemittel an der kältesten Stelle des WP-Kreislaufes Zwischenkreislauf Wärmepumpe – Verbrennungsgas
Entschwadung	$\xi_{\text{VG0}}=1$ $\eta_{\text{misch}}=1$	Tropfenfrei nach Tropfenabscheider Vollständige Mischung Entschwadungsluft Abgas

Tabelle 3.1: Randbedingungen für die Parametervariation

3.2.1 Einfluss der Verbrennungsluftkonditionierung

Die Konditionierung der Verbrennungsluft hat keinen grossen Einfluss auf den Wirkungsgrad. Weder die Verbrennungslufterwärmung noch die kombinierte Verbrennungsluftbefeuchtung und -erwärmung lassen sich zur Steigerung des Wirkungsgrades rechtfertigen, da der Effizienzunterschied bei einer Rücklauf-

temperatur von 47°C ($T_{VGref}=45^\circ\text{C}$) nur 3% beträgt (Abbildung 3.2 links). Wird der Taupunkt jedoch nur dank Verbrennungsluftkonditionierung unterschritten, kann die Wirkungsgradsteigerung grösser sein. Müssen für das Vermeiden von Schwaden zusätzliche Apparate installiert werden, ist die Wirkungsgradsteigerung im ersten Fall ein erwünschter Nebeneffekt.

Muss eine Entschwadungsanlage installiert werden, ist bei Befeuchtung und Erwärmung ein geringfügig grösserer Hilfsenergieverbrauch zu erwarten, als bei alleiniger Erwärmung (Abbildung 3.2), wobei der Energiebedarf für die Wassereindüsung oder den Antrieb des Regenerators nicht berücksichtigt ist.

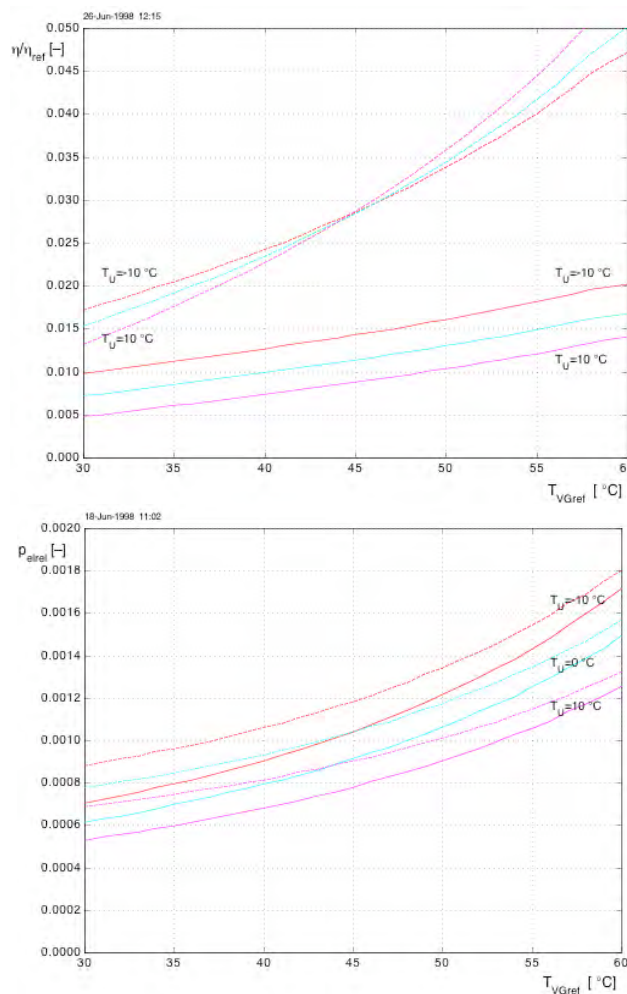


Abbildung 3.2: Verbrennungsluftkonditionierung

- links: Verhältnis der Wirkungsgrade mit Verbrennungsluftkonditionierung und Referenzwirkungsgrad ohne Verbrennungsluftbehandlung
- rechts: Auf den Brennwert bezogener Hilfsenergieverbrauch für Entschwadung und Verbrennungsluftkonditionierung
- Verbrennungslufterwärmung
- ■ ■ Verbrennungslufterwärmung und -befeuchtung

Als Alternative zur Erwärmung der Verbrennungs- und Entschwadungsluft mit dem Abgas, kommt die Erwärmung mit einem Teilstrom des Heizwasserrücklaufs in Frage (Kapitel 3.2.6). Energetisch ist diese Variante nur geringfügig ungünstiger als die Erwärmung mit dem Abgas.

3.2.2 Verbrennungsanlage ohne Entschwadung und ohne Kondensation, Referenzfall

Für eine Verbrennungsanlage mit Zusatzwärmetauscher und einer Austrittstemperatur des Verbrennungsgases von 120°C ergeben sich folgende Wirkungsgrade:

$T_U = T_{Br}$ [°C]	η_{VAo}	η_{VAu}
-10	0.760	0.897
-0	0.766	0.903
+0	0.777	0.917
10	0.784	0.925

Tabelle 3.2: Wirkungsgrad einer Verbrennungsanlage mit Zusatzwärmetauscher, Verbrennungsgasaustrittstemperatur 120°C (Referenzfall). Randbedingungen Tabelle 3.1.

3.2.3 Verbrennungsanlage ohne Entschwadung und mit Kondensation

Wird das Verbrennungsgas unter den Taupunkt abgekühlt, kann ein wesentlich grösserer Anteil der Brennstoffenergie genutzt werden, als bei einer Verbrennungsanlage, welche nur mit einem Zusatzwärmetauscher ausgerüstet ist (Abbildung 3.3 rechts). Der Gewinn ist im Vergleich zu einer Anlage ohne Kondensation um so grösser, je niedriger die Heizwasserrücklauftemperatur und je feuchter der Brennstoff ist (vergleiche Abbildung 2.20 und Abbildung 3.3 links).

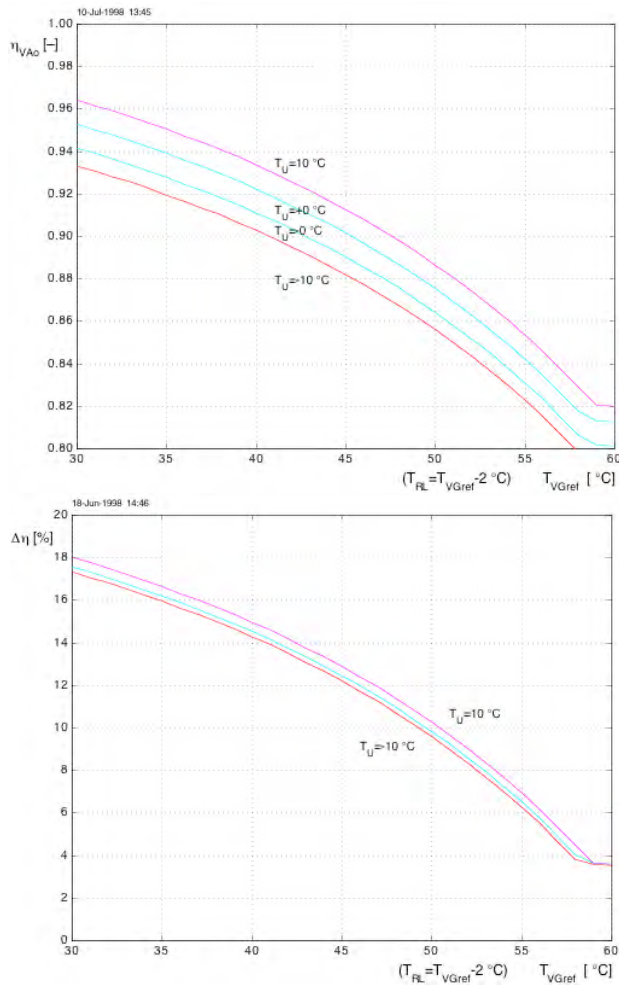


Abbildung 3.3: Verbrennungsanlage ohne Entschwadung und mit Kondensation.
 Randbedingungen siehe Tabelle 3.1.
 links: Wirkungsgrad bezogen auf den Brennwert
 rechts: Wirkungsgradsteigerung im Vergleich zu einer Verbrennungsanlage mit 120°C
 Verbrennungsgasaustrittstemperatur

3.2.4 Verbrennungsanlage ohne Entschwadung, mit Kondensation und mit Wärmepumpe

Oft ist der Zusatznutzen der Kondensation durch hohe Rücklauftemperaturen des Heizsystems stark limitiert. Wärmepumpen können diese Begrenzung kompensieren. Abbildung 1.10 und Abbildung 1.11 zeigen eine mögliche Einbindung einer Kompressions- respektive Absorptionswärmepumpe in eine Heizungsanlage. Je nach Leistungszahl der Wärmepumpe und je nach Rücklauftemperatur des Heizsystems kann 25% des Brennwertes an Zusatzleistung erzielt werden (Abbildung 3.4). Die Zusatzleistung ist bei Kompressionswärmepumpen grösser als bei Absorptionswärmepumpen, dies kommt dadurch zustande, dass die Antriebsenergie der Kompressionswärmepumpen in Form von elektrischem Strom von aussen zugeführt werden muss. Demgegenüber können Absorptionswärmepumpen durch Wärme hoher Temperatur angetrieben werden. Diese Wärme wird durch die Feuerung unabhängig von der Installation einer Wärmepumpe zur Verfügung gestellt, so dass fast keine – oft teure – Zusatzenergie benötigt wird. Die Differenz zwischen der ■■■■■ Linie und der ■■■■■ Linie in Abbildung 3.4 links zeigt den Strombedarf von Kompressionswärmepumpen.

Beim Einsatz von Wärmepumpen müssen betriebliche Aspekte berücksichtigt werden. Für beide Wärmepumpenarten ist auf möglichst konstante Temperaturniveaus zu achten. Im weiteren ist das Temperaturniveau der Wärmequelle für Kompressionswärmepumpen eher hoch (um 40°C), was bei üblichen Kältemitteln zu hohen Drücken führt.

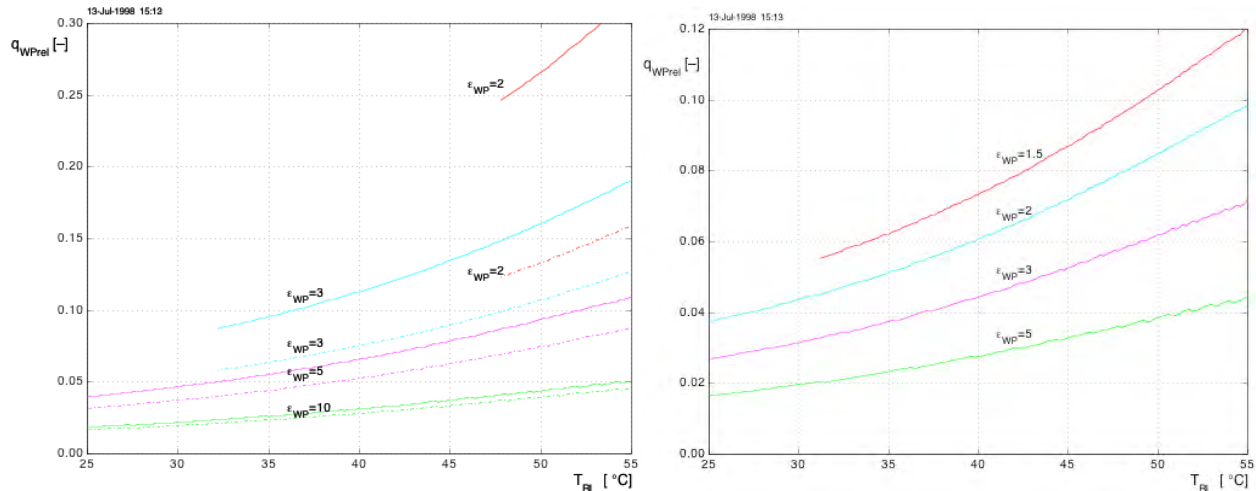


Abbildung 3.4: Verbrennungsanlage ohne Entschwadung und mit Kondensation und Wärmepumpe: zusätzliche Heizwärme bezogen auf den Brennwert.

Randbedingungen siehe Tabelle 3.1.

links: Kompressionswärmepumpe, $\zeta_{WP}=0.4$

■ abgegebene Heizwärme

■ aus dem Verbrennungsgas gewonnene Heizwärme

rechts: Absorptionswärmepumpe, $\zeta_{WP}=0.2$

Damit der Stromverbrauch der Wärmepumpe minimal ist, muss ein möglichst grosser Anteil des Heizwassers durch den Wärmepumpenkondensator geführt werden. Andererseits muss soviel Heizwasser über den Kondensator nach dem Quench fließen (Abbildung 3.5), dass das Verbrennungsgas bereits in diesem Apparat so viel Wärme abgeben kann, als es die Rücklauftemperatur des Heizsystems zulässt. Abbildung 3.6 rechts zeigt den Anteil des Heizwassers, welcher über den Wärmepumpenkondensator zu führen ist, um den Stromverbrauch der Wärmepumpe zu minimieren. Dies wird dadurch erreicht, dass gerade soviel Heizwasser durch den Abgaskondensator geleitet, dass dieses am Kondensatoraustritt 2°C kälter ist als das Verbrennungsgas nach Quench. Dabei ist mit einem Massenstromverhältnis Heizwasser-Verbrennungsgas von gesamthaft 10 gerechnet worden. Dies entspricht bei $\lambda=1.5$ einem Massenstromverhältnis Heizwasser – Brennstoff von 93.

Die Verbrennungsgastemperatur nach Wärmepumpe ist in Abbildung 3.6 links dargestellt. Sie entscheidet über den Aufwand einer allfälligen Entschwadung.

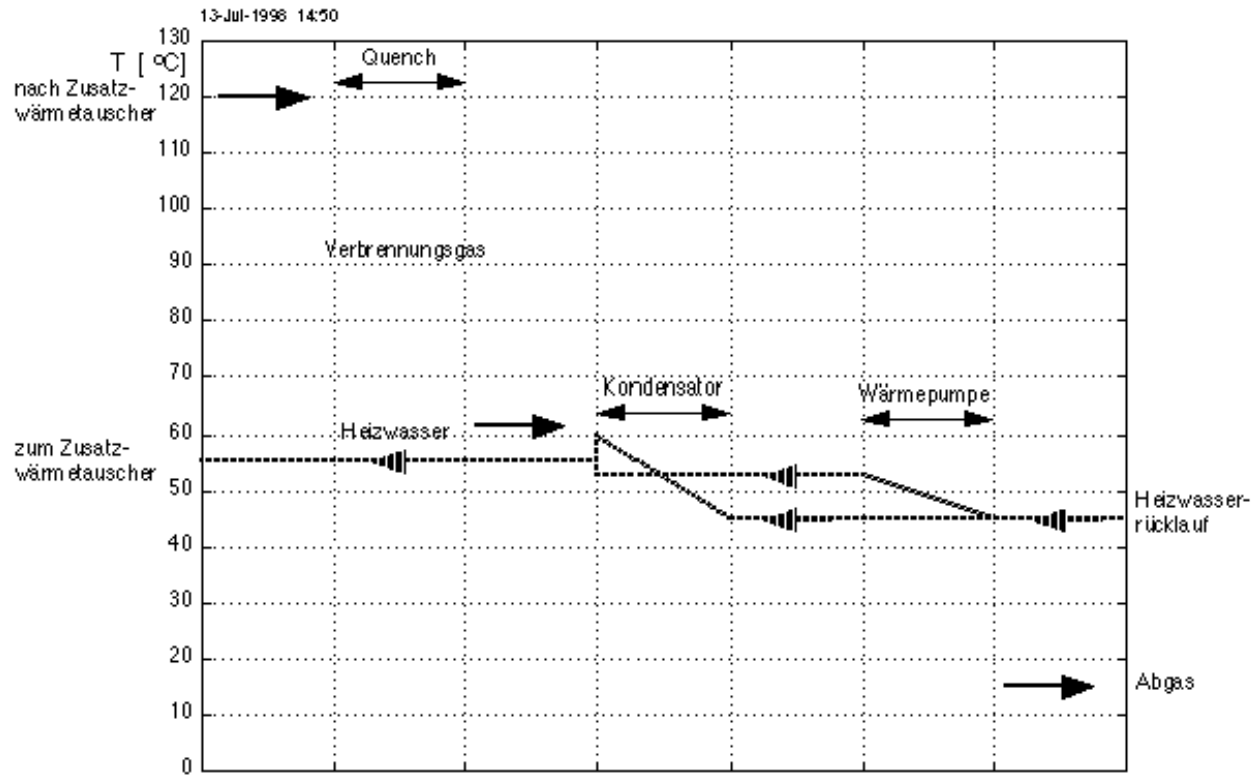


Abbildung 3.5: Temperaturverlauf nach Zusatzwärmetauscher einer Verbrennungsanlage mit Abgaskondensation und Wärmepumpe. $T_{\text{RL}}=45^{\circ}\text{C}$, $\varepsilon_{\text{WP}}=3$, $\zeta_{\text{WP}}=0.4$, weitere Randbedingungen siehe Tabelle 3.1.

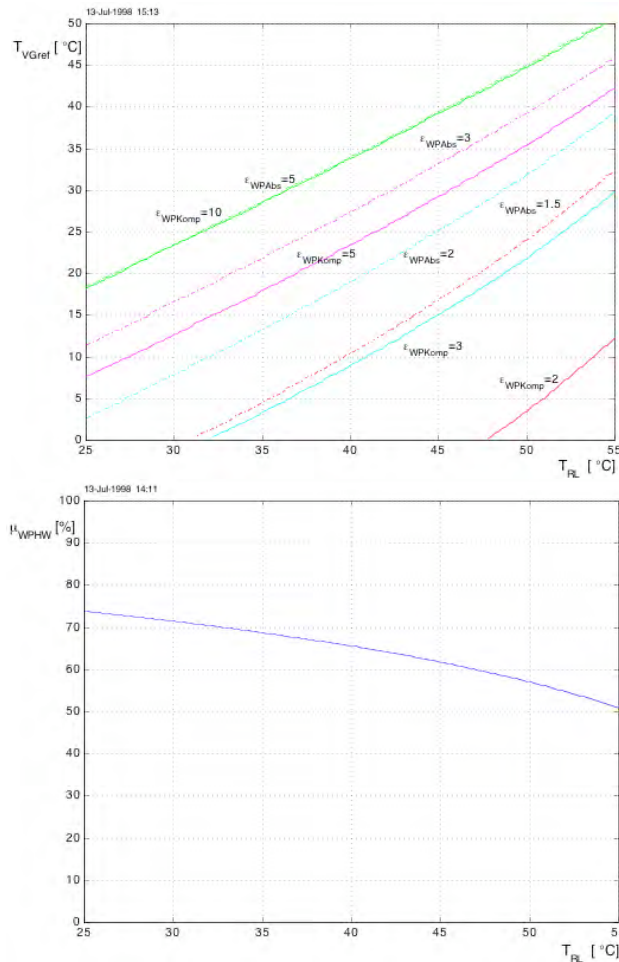


Abbildung 3.6: links: Temperatur des Verbrennungsgases nach der Wärmepumpe (entspricht T_{VGref})
 ■■■■■ Kompressionswärmepumpe, $\zeta_{WP}=0.4$
 ■■■■■ Absorptionswärmepumpe, $\zeta_{WP}=0.2$
 rechts: Massenstromanteil des über den Wärmepumpenkondensator geleiteten Heizwassers

3.2.5 Verbrennungsanlage mit Entschwadung und mit Kondensation

Die Nutzwärmeleistung wird durch die Entschwadung nicht beeinträchtigt. Dank der gleichzeitigen Verbrennungsluftwärmung vermindert sich der Brennstoffverbrauch geringfügig (Abbildung 3.2 links). Der Stromverbrauch für die Entschwadung kann aus der Abbildung 3.2 rechts gelesen werden.

3.2.6 Verbrennungsanlage mit Entschwadung, Verbrennungs- und Entschwadungslufterwärmung mit einem Teilstrom des Heizwasserrücklaufs

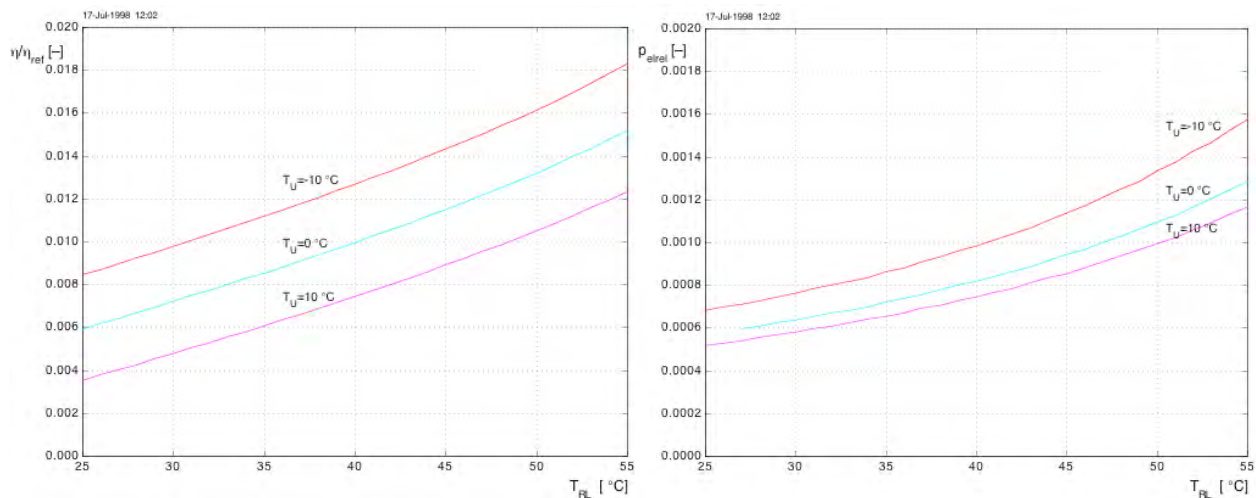


Abbildung 3.7: Verbrennungs- und Entschwadungslufterwärmung mit einem Teilstrom des Heizwasserrücklaufs. Randbedingungen siehe Tabelle 3.1.

links: Verhältnis des Wirkungsgrades mit Verbrennungslufterwärmung zum Referenzwirkungsgrad ohne Verbrennungsluftbehandlung

rechts: Auf den Brennwert bezogener Hilfsenergieverbrauch für Entschwadung und Verbrennungslufterwärmung

3.2.7 Verbrennungsanlage mit Entschwadung, mit Kondensation und mit Wärmepumpe

Ist eine Anlage für die Vermeidung von Schwaden unabdingbar, vermindert sich der Hilfsenergieverbrauch für die Entschwadung bei der Installation einer Wärmepumpe. Diese Einsparung muss der Wärmepumpe gutgeschrieben werden. Die Wärmepumpe alleine kann jedoch keine Schwadenfreiheit erzielen. In Abbildung 3.8 links ist der Nettobedarf an elektrischer Energie für die Wärmepumpe dargestellt, das heisst, der Bonus dank vermindertem Entschwadungsaufwand ist berücksichtigt. Wird an Stelle einer Kompressions- eine Absorptionswärmepumpe installiert, resultiert eine Nettostromersparnis (negative Werte Abbildung 3.8 links). Die Leistungszahl der Wärmepumpe erhöht sich geringfügig, wenn der Entschwadungsbonus berücksichtigt wird (Abbildung 3.8 rechts).

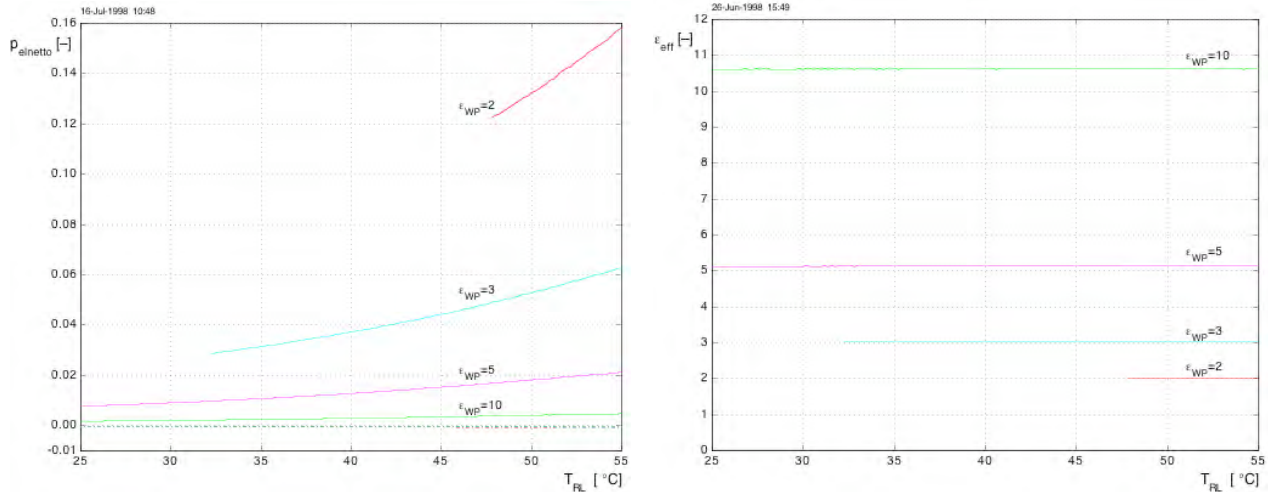


Abbildung 3.8: Verbrennungsanlage mit Entschwadung und mit Kondensation und Wärmepumpe, Schwadenfreiheit für $T_U = -10^\circ\text{C}$. Weitere Randbedingungen siehe Tabelle 3.1.

links: Strombedarf netto bezogen auf den Brennwert.

■ Kompressionswärmepumpe, aufgenommene Mehrleistung der Wärmepumpe und der Entschwadungsanlage im Vergleich zu einer Anlage ohne Wärmepumpe mit Entschwadungsanlage, $\zeta_{WP}=0.4$

■■■■ Absorptionswärmepumpe, eingesparter Strom im Vergleich zu einer Anlage ohne Wärmepumpe mit Entschwadungsanlage, $\zeta_{WP}=0.2$

rechts: Effektive Leistungsziffer der Kompressionswärmepumpe bei Berücksichtigung des Minderverbrauchs der Entschwadung

3.3 Technischer Aufwand

Die direkte Abgaskondensation verlangt den geringsten technischen Aufwand. Wird auf die Verbrennungsluftwärmung und Entschwadung verzichtet, entstehen für die Investitionen nur Zusatzaufwendungen für korrosionsfreie Materialien und die Ableitung des Kondensats. Die Betriebskosten werden durch den vermehrten Kondensatorreinigungs- und Kondensatbehandlungsaufwand erhöht.

Wird den Kondensatoren ein Quench vorgeschaltet, sind die Betriebsbedingungen der Kondensatoren eindeutig festgelegt. Die Befeuchtung des Verbrennungsgases erfordert neben dem eigentlichen Quenchapparat Kondensatpumpen und Kondensatauffangbehälter.

Mit Verbrennungsluftbefeuchtung und -erwärmung können die energetisch günstigsten Verbrennungsanlagen gebaut werden. Die Verbrennungsluftbefeuchtung ist jedoch technisch anspruchsvoll, da das Wasser in sehr feinen Tröpfchen beigemischt werden muss. Zudem benötigen die Zerstäubungsapparate Strom als Hilfsenergie. Regeneratoren, welche gleichzeitig der Verbrennungsluftbefeuchtung dienen, müssen vor Staub geschützt werden und bedingen zusätzliche Investitionen in die Abgasentstaubung. Wird die Verbrennungs- und Entschwadungsluft mit einem Teilstrom des Heizwasserrücklaufs erwärmt, kann dies mit einem handelsüblichen Wärmetauscher wie er in der Klimatechnik Verwendung findet, erfolgen. Diese Wärmetauscher kommen nicht mit dem korrosiven Kondensat des Abgases in kontakt und sind daher technisch anspruchsloser als Abgas-Luft-Kondensatoren. Bei der Lufterwärmung mit dem Heizwasser muss der Teilstrom des Heizwasserrücklaufs der aktuellen Last und der Umgebungstemperatur angepasst werden.

Mit Wärmepumpen kann die Energie des Verbrennungsgases besser genutzt werden, als es die Rücklauf-Temperatur des Heiznetzes zuliesse. Energetisch am günstigsten ist der Einsatz von Absorptionswärme-

pumpen, da mit dieser Technik Holzenergie für den Antrieb genutzt werden kann. Demgegenüber müssen Kompressionswärmepumpen mit Elektromotoren angetrieben werden, was zusätzliche elektrische Hilfsenergie erfordert. Kompressionswärmepumpen sind im Vergleich zu Absorptionswärmepumpen jedoch weiter verbreitet und für kleinere Leistungen standardmässig verfügbar. Für beide Apparate gilt, dass eine detaillierte und damit aufwendige Anlageplanung – insbesondere für den Teillastbereich und die Regelung – notwendig ist, um eine technisch befriedigende Funktionsweise zu gewährleisten.

Der Einsatz von Wärmepumpen vermindert den Entschwadungsaufwand nicht nur energetisch, sondern auch anlagenseitig, da weniger Entschwadungsluft benötigt wird und die Apparate daher kleiner gebaut werden können.

Werden die Verbrennungsgase kondensiert, muss dem dynamischen Verhalten Heizanlage – Wärmeverteilsystem besondere Aufmerksamkeit geschenkt werden. Dies gilt ganz besonders für mit Wärmepumpen oder Verbrennungsluftbefeuchtung ausgerüstete Verbrennungsanlagen. Lange Betriebszeiten ohne abrupte Lastwechsel verbessern die Funktion der Kondensatoren, der Wärmepumpe und der Entschwadung. Wird der Kondensationsteil der Verbrennungsanlage nur auf einen Teil der Feuerungsvolllast ausgelegt, kann dies einfacher erreicht werden. Die vom Kondensationsteil nicht benötigte Verbrennungsgasmenge wird durch einen Bypass an Kondensatoren und Entschwadungsanlage vorbei in ein gemeinsames oder ein separates Kamin geleitet.

4 Wirtschaftlichkeit

Die Wirtschaftlichkeit von Verbrennungsanlagen mit Abgaskondensation wird mit derjenigen von Anlagen mit Zusatzwärmetauscher verglichen. Der Aufwand für das Vermeiden von Schwaden darf bei diesem Vergleich nicht berücksichtigt werden, da sich Dampfschwaden in der Atmosphäre bilden, auch wenn eine Verbrennungsanlagen nur mit einem Zusatzwärmetauscher ausgerüstet ist.

Je kälter die Abgase das Kamin verlassen, desto geringer ist ihr Auftrieb in der Umgebungsluft. Um trotzdem ein genügend hohes Aufsteigen der Abgase zu gewährleisten, kann es notwendig sein, einen Teil der Abgase mit besonders grosser Geschwindigkeit aus dem Kamin zu blasen und so den verminderten Auftrieb zu kompensieren. Die Aufwendungen für diese Einrichtungen sind – im Gegensatz zur Entschwadung – der Abgaskondensation zuzurechnen, da sie unmittelbar durch die bessere Nutzung der Verbrennungsgasenergie verursacht werden.

4.1.1 Verbrennungsanlage ohne Entschwadung und mit Kondensation

Die spezifischen Kapitalkosten pro kW_{th} für die Abgaskondensation dürfen höchstens gleich den Kapitalkosten für eine Feuerung entsprechender Leistung mit zugehörigem Brennstoffsilo zuzüglich der erwarteten Einsparungen durch verminderten Brennstoffverbrauch sein. Die Brennstoffeinsparungen sind umgekehrt proportional zum Referenzwirkungsgrad und zur Laufzeit der Kondensationsanlage. Je nach Brennstoffpreis empfiehlt es sich daher, die Kondensationsanlage nicht für die Volllast der Feuerungen auszulegen, sondern so, dass sie z.B. 3000 Betriebsstunden bei voller Last genutzt werden kann (Volllastbetriebsstunden > Betriebsstunden bei voller Last). Die maximal zulässigen spezifischen Investitionskosten für den Kondensationsteil zum Erreichen des gleichen Wärmepreises wie bei der Referenzanlage können mit Gl. 4.1 berechnet werden. In Abbildung 4.1 sind die Resultate solcher Berechnungen dargestellt.

$$K_{\text{Inv,max}} \left[\frac{\text{Fr}}{\text{kW}_{\text{th}}} \right] = K_{\text{Inv,ref}} \left[\frac{\text{Fr}}{\text{kW}_{\text{th}}} \right] + \frac{1}{\eta_{\text{ref}}} \cdot \frac{K_{\text{Br}} \left[\frac{\text{Rp}}{\text{kWh}_{\text{Br}}} \right] \cdot t_{\text{voll}} \left[\frac{\text{h}}{\text{a}} \right]}{\text{Ann} \left[\frac{\%}{\text{a}} \right]} \quad \text{Gl. 4.1}$$

Die Rücklaufftemperatur geht nur indirekt, bei Abweichungen zwischen Auslegung und effektivem Betrieb, in die Berechnung ein, indem bei höheren Rücklaufftemperaturen als angenommen, die effektive Kondensatorleistung und damit Volllastbetriebsstundenzahl kleiner wird als geplant. Dies reduziert die Brennstoffkosteneinsparungen. Dadurch sind die spezifischen Kapitalkosten für die Abgaskondensation grösser als erwartet.

Im Verbrennungsgasteil ist bei Anlagen mit Abgaskondensation mit einem grösseren Hilfsenergieverbrauch zu rechnen, als bei Anlagen, welche nur mit einem Zusatzwärmetauscher ausgerüstet sind. Diesem Mehrverbrauch stehen Einsparungen bei der Förderung des Brennstoffes und der Verbrennungsluft gegenüber, da pro Masse Brennstoff respektive Verbrennungsluft und Verbrennungsgas, mehr Nutzenergie anfällt. Da der Mehr- und Minderverbrauch an Hilfsenergie nicht exakt bestimmt werden kann und sein Einfluss auf die Gesamtbetrachtung von untergeordneter Bedeutung ist, wird angenommen, dass sich gesamthaft die Einsparungen und der Mehrverbrauch die Waage halten. Dieser Teil des Hilfsenergieverbrauches ist somit für die weiteren Betrachtungen nicht zu berücksichtigen.

Die Investitionskosten für die Feuerungsanlage ohne Bauanteil aber inklusive Silo betragen typischerweise $350 \text{ Fr/kW}_{\text{th}}$ für eine Zwei-Kesselanlage mit einer Gesamtleistung von 4 MW_{th} ($300 \text{ Fr/kW}_{\text{th}}$ ohne Elektro-

filter, 400 Fr/kW_{th} mit Elektrofilter) (Nussbaumer et al., 1997). In diesem Betrag sind die Kosten für die Bauhülle nicht enthalten, da auch die Apparate für die Abgaskondensation Platz beanspruchen und so pro kW installierte Leistung die Baukosten für Anlagen mit oder ohne Abgaskondensation etwa gleich gross sind.

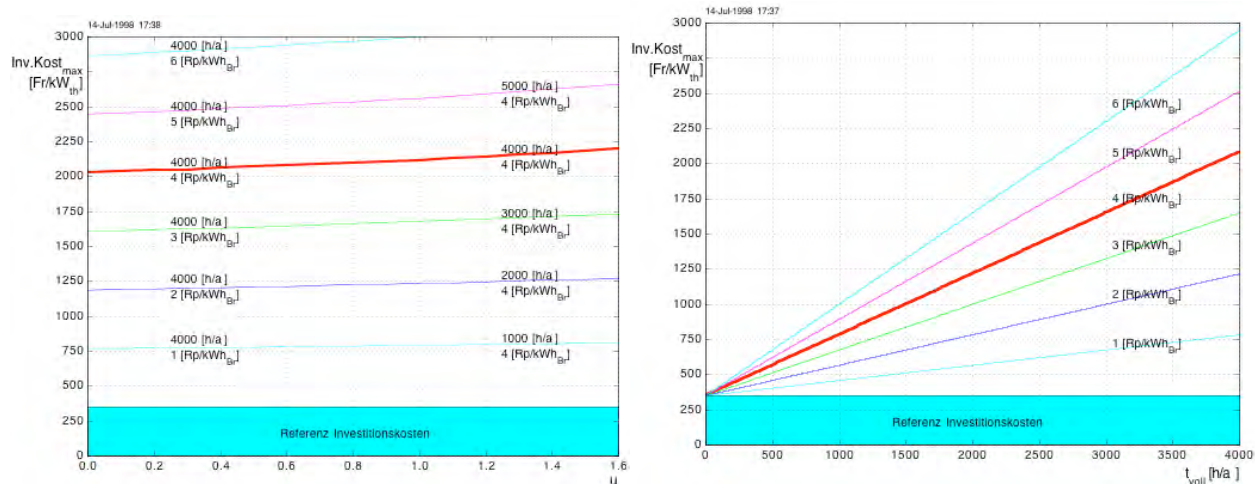


Abbildung 4.1: Zulässige Investitionskosten für die Abgaskondensation im Vergleich zu einer Anlage ohne Abgaskondensation

links: In Funktion der Holzfeuchtigkeit

rechts: In Funktion der Volllastbetriebsstunden, $u=0.66$

– Mehrleistung durch Abgaskondensation gemäss Abbildung 3.3 rechts

– Investitionskosten einer Verbrennungsanlage ohne Abgaskondensation 350 Fr/kW_{th}

– Annuität 10.3% (Amortisationszeit 15 Jahre, Zinssatz 6%)

– Brennstoffkosten 1, 2, 3, 4, 5, 6 Rp/kWh_{Br}

– Volllastbetriebsstunden des Kondensationsteils 1000, 2000, 3000, 4000, 5000 [h/a]

Beispiel: Ermitteln der zulässigen Investitionskosten

Gegeben: $u=0.66$, 3000 [h/a] Volllastbetriebsstunden, Brennstoffkosten 4 Rp/kWh_{Br}

→ 1650 Fr/kW_{th} zulässige Investitionskosten für die Kondensationseinheit alleine. Weitere Randbedingungen siehe Tabelle 3.1 Seite 54.

4.1.2 Verbrennungsanlage ohne Entschwadung, mit Kondensation und Wärmepumpe

Abbildung 4.2 zeigt, dass für Absorptionswärmepumpen – da kein Strom zugekauft werden muss – wesentlich höhere Investitionskosten noch wirtschaftlich sein können als für Kompressionswärmepumpen. Kompressionswärmepumpen mit grosser Leistungszahl verbrauchen wohl wenig Strom, die Zusatzheizleistung ist jedoch klein (Abbildung 3.4). Der kleine Mehrverbrauch an Hilfsenergie für die Absorptionswärmepumpe wird nicht berücksichtigt, da ihm ein Minderverbrauch dank Einsparungen bei der Förderung des Brennstoffes und der Verbrennungsluft entgegensteht. Für Absorptionswärmepumpen werden die spezifischen Investitionskosten gemäss Gl. 4.1 berechnet, da kein Strom benötigt wird. Für Kompressionswärmepumpen muss mit Gl. 4.2 gerechnet werden.

$$K_{\text{Inv.max}} \left[\frac{\text{Fr}}{\text{kW}_{\text{th}}} \right] = K_{\text{Inv.ref}} \left[\frac{\text{Fr}}{\text{kW}_{\text{th}}} \right] + \left(\frac{1}{\eta_{\text{ref}}} \cdot K_{\text{Br}} \left[\frac{\text{Rp}}{\text{kWh}_{\text{Br}}} \right] - \frac{1}{\varepsilon_{\text{WPKomp}}} \cdot K_{\text{el}} \left[\frac{\text{Rp}}{\text{kWh}_{\text{el}}} \right] \right) \cdot \frac{t_{\text{voll}} \left[\frac{\text{h}}{\text{a}} \right]}{\text{Ann} \left[\frac{\%}{\text{a}} \right]} \quad \text{Gl. 4.2}$$

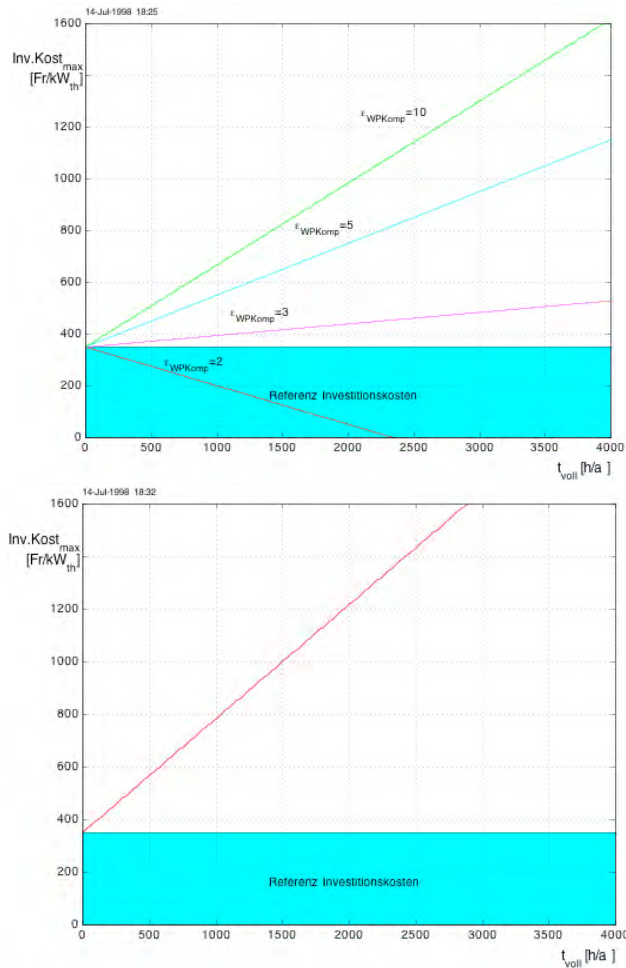


Abbildung 4.2: Zulässige Investitionskosten für eine Wärmepumpe bei einer Anlage mit Abgaskondensation. Kosten im Vergleich zu einer Anlage ohne Abgaskondensation. Holzfeuchtigkeit $u=0.66$, weitere Randbedingungen siehe Tabelle 3.1 Seite 54.

links: Kompressionswärmepumpe, $\zeta_{WP}=0.4$

rechts: Absorptionswärmepumpen, unabhängig von ε_{WP} und ζ_{WP}

– Mehrleistung durch Abgaskondensation gemäss Abbildung 3.4

– Investitionskosten einer Verbrennungsanlage ohne Abgaskondensation 350 Fr/kW_{th}

– Annuität 10.3% (Amortisationszeit 15 Jahre, Zinssatz 6%)

– Brennstoffkosten 4 Rp/kWh_{Br}

– Stromkosten 16 Rp/kWh_{el}

4.1.3 Verbrennungsanlage mit Entschwädung, Verbrennungs- und Entschwädungsluft-erwärmung mit einem Teilstrom des Heizwasserrücklaufs

Für die Verbrennungsluft-erwärmung mit einem Teilstrom des Heizwasserrücklaufs dürfen bei 3000 Vollastbetriebsstunden pro kW Leistungsgewinn etwas mehr als 1000 Fr ausgegeben werden. Dieser Betrag ist ungefähr gleich gross wie die zulässigen Investitionen bei einer Erwärmung mit dem Abgas.

$$K_{\text{Inv.max}} \left[\frac{\text{Fr}}{\text{kW}_{\text{th}}} \right] = K_{\text{Inv.ref}} \left[\frac{\text{Fr}}{\text{kW}_{\text{th}}} \right] + \left(\frac{1}{\eta_{\text{ref}}} \cdot K_{\text{Br}} \left[\frac{\text{Rp}}{\text{kWh}_{\text{Br}}} \right] - \frac{P_{\text{VL}} [\text{kW}_{\text{el}}]}{\dot{Q}_{\text{zusVL}} [\text{kW}_{\text{th}}]} \cdot K_{\text{el}} \left[\frac{\text{Rp}}{\text{kWh}_{\text{el}}} \right] \right) \cdot \frac{t_{\text{voll}} \left[\frac{\text{h}}{\text{a}} \right]}{\text{Ann} \left[\frac{\%}{\text{a}} \right]} \quad \text{Gl. 4.3}$$

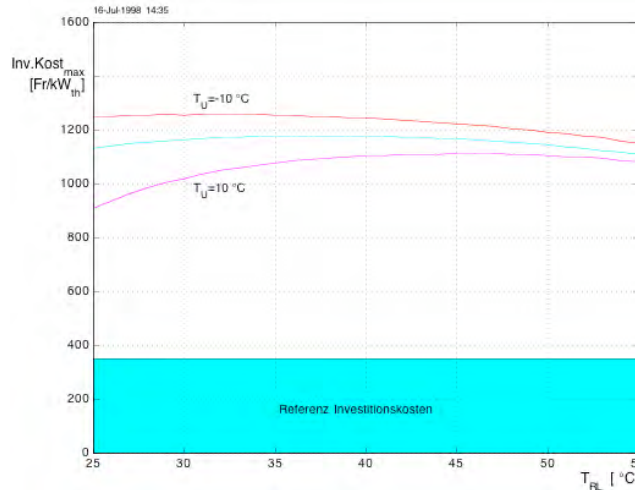


Abbildung 4.3 Zulässige Investitionskosten für Verbrennungslufterwärmung mit einem Teilstrom des Heizwasserrücklaufs. Holzfeuchtigkeit $u=0.66$, weitere Randbedingungen siehe Tabelle 3.1 Seite 54.

- Mehrleistung durch Abgaskondensation gemäss Abbildung 3.7
- Investitionskosten einer Verbrennungsanlage ohne Abgaskondensation 350 Fr/kW_{th}
- Annuität 10.3% (Amortisationszeit 15 Jahre, Zinssatz 6%)
- Brennstoffkosten 4 Rp/kWh_{Br}
- Stromkosten 16 Rp/kWh_{el}
- 3000 Vollastbetriebsstunden des Kondensationsteils der Verbrennungsanlage

4.1.4 Verbrennungsanlage mit Entschwadung, mit Kondensation und Wärmepumpe

Wenn die Schwadenbildung verhindert werden muss, sinkt der apparative und energetische Entschwadungsaufwand mit sinkender Eintrittstemperatur des Verbrennungsgases in die Entschwadungsanlage. Wärmepumpen senken diese Temperatur, so dass die Kosteneinsparungen durch Minderverbrauch an Hilfsenergie und geringeren Investitionen der Wärmepumpe gutgeschrieben werden müssen. Abbildung 4.4 links zeigt die zulässigen Investitionskosten für eine Kompressionswärmepumpe, Abbildung 4.4 rechts diejenigen für eine Absorptionswärmepumpe, ohne Berücksichtigung der eingesparten Investitionen dank kleinerer Entschwadungsanlage. Dabei ist zu beachten, dass Kompressionswärmepumpen mit grosser Leistungszahl wohl wenig Strom verbrauchen, ihre Zusatzheizleistung jedoch klein ist (Abbildung 3.4).

Für Kompressionswärmepumpen werden die spezifischen Investitionskosten nach Gl. 4.4 berechnet,

$$K_{\text{Inv.max}} \left[\frac{\text{Fr}}{\text{kW}_{\text{th}}} \right] = K_{\text{Inv.ref}} \left[\frac{\text{Fr}}{\text{kW}_{\text{th}}} \right] + \left(\frac{1}{\eta_{\text{ref}}} \cdot \left(1 - \frac{\Delta \dot{Q}_{\text{VL}} [\text{kW}_{\text{th}}]}{\varepsilon_{\text{WPKomp}} \cdot P_{\text{WP}} [\text{kW}_{\text{el}}]} \right) \cdot K_{\text{Br}} \left[\frac{\text{Rp}}{\text{kWh}_{\text{Br}}} \right] - \frac{1}{\varepsilon_{\text{WPKomp}}} \cdot \left(1 - \frac{\Delta P_{\text{VL}} [\text{kW}_{\text{el}}] + \Delta P_{\text{EL}} [\text{kW}_{\text{el}}]}{P_{\text{WP}} [\text{kW}_{\text{el}}]} \right) \cdot K_{\text{el}} \left[\frac{\text{Rp}}{\text{kWh}_{\text{el}}} \right] \right) \cdot \frac{t_{\text{voll}} \left[\frac{\text{h}}{\text{a}} \right]}{\text{Ann} \left[\frac{\%}{\text{a}} \right]} \quad \text{Gl. 4.4}$$

für Absorptionswärmepumpen nach Gl. 4.5.

$$K_{\text{Inv,max}}^{\left\{ \frac{\text{Fr}}{\text{kW}_{\text{th}}} \right\}} = K_{\text{Inv,ref}}^{\left\{ \frac{\text{Fr}}{\text{kW}_{\text{th}}} \right\}} + \left(\frac{1}{\eta_{\text{ref}}} \cdot \left(1 - \frac{\left[\frac{\text{kW}_{\text{th}}}{\dot{Q}_{\text{VI}}} \right]}{\left[\frac{\text{kW}_{\text{th}}}{Q_{\text{zusWP}}} \right]} \right) \cdot \frac{K_{\text{Br}}}{\left[\frac{\text{Rp}}{\text{kW}_{\text{thBr}}} \right]} + \frac{\left[\frac{\text{kW}_{\text{el}}}{\Delta P_{\text{VI}}} + \frac{\text{kW}_{\text{el}}}{\Delta P_{\text{EL}}} \right]}{\left[\frac{\text{kW}_{\text{th}}}{Q_{\text{zusWP}}} \right]} \cdot \frac{K_{\text{el}}}{\left[\frac{\text{Rp}}{\text{kW}_{\text{hel}}} \right]} \right) \cdot \frac{\left[\frac{\text{h}}{\text{a}} \right]}{\frac{t_{\text{voll}}}{\text{Ann}} \left[\frac{\%}{\text{a}} \right]}$$

Gl. 4.5

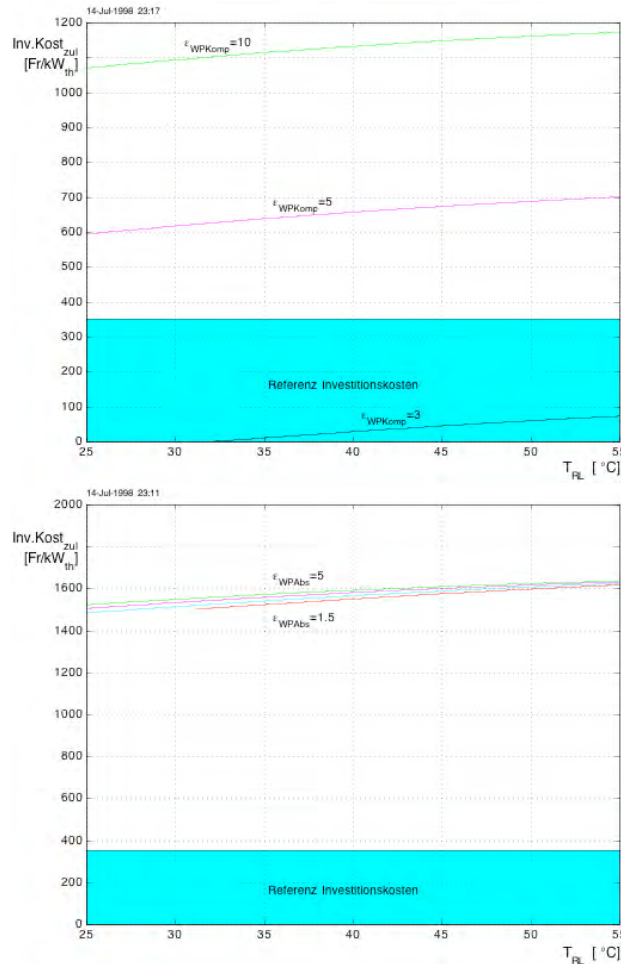


Abbildung 4.4: Zulässige Investitionskosten für eine Wärmepumpe bei einer Anlage mit Abgaskondensation, Verbrennungslufterwärmung und Entschwadung, mit Stromkostengutschrift dank vermindertem Entschwadungsaufwand. Die eingesparten Investitionskosten dank kleinerer Entschwadungsanlage sind nicht berücksichtigt. Kosten im Vergleich zu einer Anlage ohne Abgaskondensation. Holzfeuchtigkeit $u=0.66$, weitere Randbedingungen siehe Tabelle 3.1 Seite 54.

links: Kompressionswärmepumpe und Entschwadung $\zeta_{\text{WP}}=0.4$

rechts: Absorptionswärmepumpe und Entschwadung $\zeta_{\text{WP}}=0.2$

– Mehrleistung durch Abgaskondensation gemäss Abbildung 3.4

– Investitionskosten einer Verbrennungsanlage ohne Abgaskondensation 350 Fr/kW_{th}

– Annuität 10.3% (Amortisationszeit 15 Jahre, Zinssatz 6%)

– Brennstoffkosten 4 Rp/kW_{hBr}

– Stromkosten 16 Rp/kW_{hel}

– 3000 Vollastbetriebsstunden der Wärmepumpe

– Entschwadung bis $T_U=-10^\circ\text{C}$

4.1.5 Einfluss der Art der Verbrennungsluftkonditionierung

Bei einer Verbrennungsgasreferenztemperatur von 45°C darf für die zusätzliche Befeuchtung der Verbrennungsluft im Vergleich zur alleinigen Erwärmung ca. 200 Fr/kW_{th} mehr investiert werden (Abbildung 4.5). In diesem Betrag sind die Einsparungen durch verminderten Entschwadungsaufwand nicht berücksichtigt, doch wird es speziell bei kleineren Anlagen (<5 MW_{th}) schwierig sein, die Zusatzkosten der Verbrennungsluftbefeuchtung zu amortisieren (Gl. 4.6).

Die zulässigen Investitionskosten für die Verbrennungs- und Entschwadungslufterwärmung sind bei der Erwärmung mit Abgas etwa gleich gross wie mit der Erwärmung mit einem Teilstrom des Heizwasserrücklaufs.

$$K_{\text{Inv.max}} \left[\frac{\text{Fr}}{\text{kW}_{\text{th}}} \right] = K_{\text{Inv.ref}} \left[\frac{\text{Fr}}{\text{kW}_{\text{th}}} \right] + \left(\frac{1}{\eta_{\text{ref}}} \cdot K_{\text{Br}} \left[\frac{\text{Rp}}{\text{kWh}_{\text{Br}}} \right] - \frac{P_{\text{VL}} [\text{kW}_{\text{el}}]}{\dot{Q}_{\text{zusVL}} [\text{kW}_{\text{th}}]} \cdot K_{\text{el}} \left[\frac{\text{Rp}}{\text{kWh}_{\text{el}}} \right] \right) \cdot \frac{t_{\text{voll}} \left[\frac{\text{h}}{\text{a}} \right]}{\text{Ann} \left[\frac{\%}{\text{a}} \right]} \quad \text{Gl. 4.6}$$

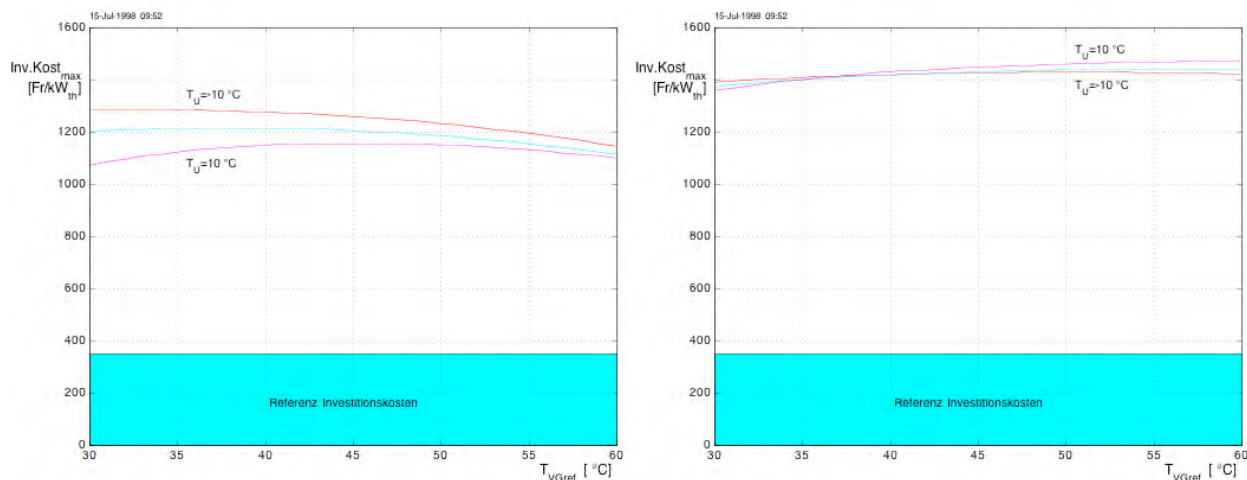


Abbildung 4.5: Zulässige Investitionskosten für Verbrennungsluftkonditionierung. Holzfeuchtigkeit $u=0.66$, weitere Randbedingungen siehe Tabelle 3.1 Seite 54.
 links: Verbrennungslufterwärmung, gemeinsamer Kondensator für Verbrennungs- und Entschwadungsluft
 rechts: Verbrennungslufterwärmung und -befeuchtung
 – Mehrleistung durch Abgaskondensation gemäss Abbildung 3.2
 – Investitionskosten einer Verbrennungsanlage ohne Abgaskondensation 350 Fr/kW_{th}
 – Annuität 10.3% (Amortisationszeit 15 Jahre, Zinssatz 6%)
 – Brennstoffkosten 4 Rp/kWh_{Br}
 – Stromkosten 16 Rp/kWh_{el}
 – 3000 Vollastbetriebsstunden des Kondensationsteils der Verbrennungsanlage

4.1.6 Kosten ausgeführter Anlagen

Biomassefernhkraftwerk in Tamsweg (A) mit Lufterwärmung, Abgasentschwadung und Biomasse-trocknung (Abbildung 1.12).

- Investitionskosten Zusatzwärmetauscher, Abgaskondensator Verbrennungslufterwärmung und Entschwadungsanlage (Laucher et. al, 1997): 812500.-- Fr (1 öS=1/8 Fr)
- Zusatzleistung geschätzt (15%): 1.6 MW
- spezifische Investitionskosten: 500.-- Fr/kW_{th}

Heizanlage der Heizgenossenschaft Affoltern am Albis (CH) mit Lufterwärmung und Abgas-entschwadung (Abbildung 1.13).

- Zusätzliche Investitionskosten für die Abgaskondensation und die Entschwadung: 670000.-- Fr
- Zusatzleistung (15%): 0.9 MW
- spezifische Investitionskosten: 740.-- Fr/kW_{th}

Heizwerk in Saarijärvi (SF) mit Absorptionswärmepumpe (Abbildung 1.14).

- Investitionskosten gesamte Kondensationsanlage und Absorptionswärmepumpe, (geschätzt: $\epsilon_C \approx 8.6$, $\epsilon_{WP} \approx 1.7$), (Caddet, 1998): 800000.-- Fr (1 FMk=1/4 Fr)
- Zusatzleistung: 1.5 MW
- spezifische Investitionskosten: 530.-- Fr/kW_{th}

Der Unterschied zwischen den spezifischen Investitionskosten der Anlage Tamsweg und der Anlage Affoltern kommt dadurch zustande, dass bei der Anlage Tamsweg der Zusatzwärmetauscher ebenfalls in die Rechnung einbezogen ist. Die Bilanzgrenzen für die Kostenrechnung des Kondensationsteils sind somit für die beiden Anlagen unterschiedlich. Dies muss für den Kostenvergleich berücksichtigt werden, da die Investitionskosten für den Zusatzwärmetauscher geringer sind als für den Kondensator und die Entschwadungsanlage; für den Kondensations- und den Entschwadungsteil sind die spezifischen Investitionskosten daher scheinbar höher. Im weiteren sind in der Anlage Affoltern drei parallele, vollständig unabhängige Feuerungs-, Kondensations- und Entschwadungssysteme installiert. Diese Anordnung ist bei gleicher Gesamtleistung etwas aufwendiger als eine gemeinsame Linie für die Kondensation und Entschwadung. Aus Kostengründen, und um die Kondensationsanlage während vielen Stunden bei Volllast betreiben zu können, ist bei Heizungsanlagen mit mehreren Feuerungslinien eine gemeinsame Kondensations- und Entschwadungsanlage zweckmässig. Mit einer solchen Anordnung sind Investitionskosten kleiner 750.-- Fr/kW_{th} erreichbar. Bei 1000 Vollbetriebsstunden und Brennstoffkosten von 4 Rp/kWh_{Br} sind die Wärmege-stehungskosten damit gleich gross wie für Anlagen ohne Abgaskondensation (Abbildung 4.1). Bei mehr als 1000 Vollbetriebsstunden sind die Wärmege-stehungskosten der Abgaskondensationseinheit tiefer als diejenigen einer Heizungsanlage ohne Abgaskondensation.

Es ist schwierig, generell die Wirtschaftlichkeit von Absorptionswärmepumpe zu beurteilen. Das präsen-tierte Beispiel, welches für eine Rücklauftemperatur von 42°C ausgelegt ist, kann im Vergleich zu Feuerun-gen mit Zusatzwärmetauscher für schweizerische Brennstoffkosten im Bereich des Wirtschaftlichen liegen.

5 Schlussfolgerungen

Die Abgaskondensation rentiert – vorausgesetzt, sie wird knapp dimensioniert.

Mit Abgaskondensation kann die Energie des Holzes wesentlich besser genutzt werden, als wenn das Abgas nicht unter den Taupunkt abgekühlt wird. Je nach Holzfeuchte ist das Sparpotential 30% im Vergleich zum Wirkungsgrad einer Feuerung mit Zusatzwärmetauscher. Proportional zur Effizienzsteigerung gehen die Emissionen von Stickoxiden, Kohlenmonoxid und Kohlenwasserstoffen sowie die Ausgaben für den Brennstoff zurück. Der effektive Nutzen der Abgaskondensation ist jedoch meist viel kleiner, da die erforderlichen tiefen Temperaturen für die Kondensation des Wassers wärmenutzerseitig nicht erreicht werden können. Zudem werden Feuerungsanlagen oft mit grossen Luftüberschusszahlen betrieben, was den kondensierbaren Wasserdampfanteil bei gegebener Abgastemperatur vermindert und den Kondensationsgewinn reduziert.

Bei genügend tiefer Rücklaufftemperatur und kleiner Luftüberschusszahl hängt die Wirtschaftlichkeit von Heizungsanlagen mit Abgaskondensation vor allem vom Brennstoffpreis und von der Brennstofffeuchtigkeit ab. Ist der Brennstoff teuer, können die Zusatzaufwendungen auch für trockenen Brennstoff amortisiert werden. Bei billigem Brennstoff ergeben sich im Vergleich zu Anlagen mit Feuerung und Zusatzwärmetauscher nur ökonomische Vorteile, wenn der Brennstoff sehr feucht ist, da der Wirkungsgradvorteil für Anlagen mit Abgaskondensation mit steigendem Wassergehalt des Brennstoffs zunimmt.

Die Wahl der Anlagentechnik und damit auch die Kosten hängen stark von betrieblichen Randbedingungen ab. Tiefe Rücklaufftemperaturen vom Wärmeverbraucher zur Heizanlage ermöglichen hohe Wirkungsgrade mit einfacher Anlagentechnik. Zudem vermindern tiefe Rücklaufftemperaturen den Aufwand für das Vermeiden von Schwaden. Wenn immer möglich sollte jedoch auf eine Entschwadung verzichtet werden, da Kondensatfahnen nur eine optische Einwirkung auf die Umgebung sind und die Entschwadung immer den Wirkungsgrad senkt. Aus ökologischer Sicht ist daher das Schwergewicht auf die Information der Bevölkerung zu legen.

Ist es zwingend Schwaden zu vermeiden, empfiehlt es sich, die Entschwadungs- und die Verbrennungsluft mit einem Teilstrom des Heizwasserrücklaufs zu erwärmen. Dazu ist die Installation eines Luft-Wasserwärmetauschers erforderlich, wie er in der Klimatechnik oft verwendet wird. Wird die Luft hingegen mit dem Abgasstrom erwärmt, ist ein Kondensator aus korrosionsresistentem Material notwendig, z. B. Glas.

Vor den Abgaskondensator kann ein Quenchapparat eingebaut werden. Dank diesem Apparat sind die Betriebsbedingungen des Kondensators klar definiert. Energetisch hat der Quench keinen Einfluss auf den Wirkungsgrad, sofern die Rücklaufftemperatur des Heiznetzes unter der Taupunkttemperatur des Verbrennungsgases liegt. Letzteres muss für alle Verbrennungsanlagen mit Installationen für die Abgaskondensation vorausgesetzt werden, da das Unterschreiten des Taupunktes eine Grundvoraussetzung ist, um die Investitionen für den Kondensationsteil der Anlage amortisieren zu können. Der Entscheid für oder gegen eine Anlage mit Quench hängt somit nur von der Beurteilung der Betriebssicherheit und der Kosten ab.

Unterschreitet die Rücklaufftemperatur den Taupunkt nur wenig, kommt die Installation einer Absorptionswärmepumpe in Frage, um die Energie des Verbrennungsgases besser zu nutzen. Diese Wärmepumpentechnik hat im Vergleich zu Kompressionswärmepumpen den Vorteil, fast keinen Strom zu benötigen. Dies ist wichtig, da Strom im Vergleich zu Holz meist teuer ist, und sich daher die Investitionen für eine Kompressionswärmepumpe wegen den höheren Betriebskosten schwieriger amortisieren lassen.

Die Amortisierbarkeit der Zusatzinvestitionen hängt direkt von der Betriebszeit des Kondensators und allenfalls der Wärmepumpe ab. Wird die Abgaskondensation nicht für Volllast ausgelegt, sinken die Investi-

tionskosten und steigt die Anzahl Volllastbetriebsstunden. Zudem verbessert sich der Anlagenbetrieb, da Laständerungen sich weniger auf den Kondensationsteil auswirken. Das Verbrennungsgas aus der Feuerung, welches die Leistung der Kondensationseinheit übersteigt, wird durch einen Bypass an den Kondensatoren vorbei in ein separates oder ein gemeinsames Kamin geleitet. Muss die Kondensationsanlage gewartet werden, können die Feuerungen dank dieses Bypasses unabhängig von der Kondensationseinheit weiterbetrieben werden. Bei Mehrkesselanlagen kann das Verbrennungsgas der einzelnen Kessel zusammengeführt und in einer gemeinsamen Kondensationseinheit genutzt werden. Mit dieser Anordnung sind die Investitionskosten kleiner als bei unabhängigen Einheiten. Obwohl bei der beschriebenen Auslegung der Wirkungsgrad bei Volllast der Feuerungen reduziert wird, ist der Jahresnutzungsgrad nur unwesentlich tiefer, da die Betriebszeit mit Volllast der Feuerungen nur einen kleinen Teil der gesamten Betriebszeit ausmacht.

Die erzielbare energetische Effizienzsteigerung dank Abgaskondensation kann bei bekannter Rücklauf-temperatur mit Hilfe von Diagrammen dieses Berichtes bestimmt werden. Die zulässigen Investitionen für die Abgaskondensation sind für ein Set von Randbedingungen ebenfalls dargestellt. Aus den Diagrammen und Kostenbeispielen geht hervor, dass die Abgaskondensation rentabel ist, vorausgesetzt, die Kondensationsanlage ist im Vergleich zur Spitzenlast knapp dimensioniert und erreicht so viele Volllastbetriebsstunden. Ganz allgemeingültige Angaben zur Rentabilität der Abgaskondensation können jedoch nicht gemacht werden. Die Amortisierbarkeit hängt von zu vielen Parametern ab, die ständigen Änderungen unterliegen, nämlich den Brennstoff- und den Apparatekosten sowie den Schuldzinsen. Zudem beeinflussen auch anlagenspezifische Parameter wie Brennstofffeuchte, Luftüberschusszahl und Heizwasserrücklauf-temperatur die Wirtschaftlichkeit. Es empfiehlt sich daher, basierend auf der erwarteten Rücklauf-temperatur und den aktuellen Brennstoffpreisen und Zinssätzen, Offerten für Verbrennungsanlagen mit und ohne Kondensationsteil einzuholen und erst dann den Entscheid für oder gegen die Abgaskondensation zu fällen.

Zusammengefasst sind folgende Punkte für die Projektierung und den Bau von Heizanlagen mit Abgaskondensation wichtig:

1. Genaue Angaben zu:
 - Brennstoffsortiment, insbesondere Brennstofffeuchte
 - Brennstoffkosten
 - Wärmepreis
 - Stromkosten
 - Wärmelastprofil
 - Umgebungstemperatur, für welche Schwadenfreiheit gewährleistet sein muss
2. Luftüberschusszahl:
 - Der mögliche Nutzen der Abgaskondensation wird durch hohe λ -Werte stark vermindert.
 - Der Aufwand für die Entschwadung nimmt ungefähr proportional mit λ zu.
→ Kleine Luftüberschusszahl ($\lambda=1.5$)
3. Rücklauf-temperatur des Heizwassers:
 - Tiefe Rücklauf-temperaturen ermöglichen einen grossen energetischen Nutzen ohne Zusatzinstalla-tionen (Wärmepumpe).
 - Der Aufwand für die Entschwadung steigt überproportional mit zunehmender Rücklauf-temperatur.
→ Falls die Netzstränge eines Heizsystems unterschiedliche Rücklauf-temperaturen aufweisen, den Strang mit der tiefsten Temperatur dem Kondensationsteil der Verbrennungsanlage zuführen. Die-ses Vorgehen ist energetisch und ökonomisch viel günstiger als die Installation einer Wärmepumpe.

4. Aufklärung zu Kondensatfahnen:

- Kondensatfahnen sind unschädlich.
 - Kondensatfahnen bilden sich bei Holzfeuerungen ohne Abgaskondensation ebenfalls.
 - Bei Kehrlichtverbrennungsanlagen sind Kondensatfahnen üblich und akzeptiert.
- Kondensatfahnen sind nur ein Problem der Ästhetik.

5. Entschwadungsanlage:

- Aus dem Kondensator können Tröpfchen mitgerissen werden
 - Die Entschwadungsluft mischt sich nicht immer vollständig mit dem Abgas
 - Die Sättigungsfeuchte hängt vom lokalen Druck ab
 - Die erforderliche Entschwadungsluftmenge hängt von der Aussentemperatur ab
- Tropfenabscheider vorsehen.
- Mischungsgüte Entschwadungsluft – Abgas beim Bestimmen der Entschwadungsluftmenge berücksichtigen.
- Anlagenstandort, wetterbedingte und allenfalls durch Ventilatoren verursachte Druckänderungen beachten.
- Entschwadungsluftmengensteuerung in Abhängigkeit der Aussentemperatur in Erwägung ziehen.

6. Kompressionswärmepumpe – Absorptionswärmepumpe:

- Kompressionswärmepumpe benötigt Strom zum Antrieb und Anschluss ans Netz
 - Absorptionswärmepumpe nutzt Wärme der Feuerung zum Antrieb
 - Kompressionswärmepumpen sind für kleine Leistungen Standardprodukte
- Wenn es die Anlagengrösse zulässt Absorptionswärmepumpe installieren.

7. Dimensionierung:

- Die Amortisierbarkeit der Zusatzinvestitionen für die Abgaskondensation und Entschwadung hängt massgeblich von der Betriebsdauer ab.
 - Bei Laständerungen arbeiten Wärmepumpen weniger effizient.
- Eine gemeinsame Kondensationsanlage für alle Feuerungen vorsehen.
- Abgaskondensation und allenfalls Wärmepumpe nur auf einen Teil der Volllast der Feuerungen auslegen. Bei Volllast der Feuerungen z.B. 30% der Verbrennungsgase vom Zusatzwärmetauscher direkt ins Kamin leiten.
- Bei der Regelung das dynamische Verhalten des gesamten Heizsystems berücksichtigen, um schnelle Lastwechsel und Lastspitzen zu vermeiden. Konstante Quellentemperaturen sind für die Regelbarkeit von Wärmepumpen wichtig.

8. Wirkungsgradmessungen:

- Der Brennwert von Holz und Rinde kann $\pm 10\%$ schwanken. Der Wirkungsgradvergleich von Verbrennungsanlagen bei Unkenntnis des Heiz- oder Brennwertes ist daher mit einer grossen Unsicherheit behaftet.
 - Der erzielbare Wirkungsgrad hängt je nach Anlagentyp vom Anlagenstandort, von der Umgebungstemperatur und der Heizwasserrücklauftemperatur ab.
- Für Abnahmemessungen müssen die Holzart und die Feuchtigkeit oder der Heizwert bekannt sein.
- Für die Abnahmemessungen sind die Heizwasserrücklauftemperatur und die Umgebungstemperatur zu vereinbaren oder der Wirkungsgrad muss als Funktion der betrieblichen Randbedingungen vertraglich festgelegt werden.

Literaturverzeichnis

- Baehr, H. D.:* Thermodynamik. Eine Einführung in die Grundlagen und ihre technischen Anwendungen. 8. Auflage. Springer, Berlin, 1992
- Baumbach, G.:* Luftreinhaltung; Entstehung, Ausbreitung und Wirkung von Luftverunreinigungen – Messtechnik, Emissionsminderung und Vorschriften. 3. Auflage. Springer, Berlin, 1993
- Boie, W.:* Vom Brennstoff zum Rauchgas; Feuerungstechnisches Rechnen mit Brennstoffkenngrößen und seine Vereinfachungen mit Mitteln der Statistik. Teubnen, Leipzig, 1957
- Bossel, U.; Gunold, B.:* Wärme aus Holz, Holzheizung in Theorie und Praxis. C. F. Müller, Karlsruhe, 1982
- Caddet:* Recovering Energy from the Flue Gases of a Biomass-fired District Heating Plant. IEA Caddet Technical Brochure No. 79, Oxfordshire, 1998
- Cerbe, G.; Hoffmann H.-J.:* Einführung in die Wärmelehre. 6. Auflage. Hanser, München, 1982
- Good, J.; Neuenschwander, P.; Nussbaumer, Th.:* Betriebsverhalten und Optimierung einer Holzfeuerung mit Abgaskondensation. Bundesamt für Energie, Bern, 1998
- Hasler, Ph.; Nussbaumer, Th.:* 1997
- Jenkins, B. M.; Ebeling, J. M.:* Correlation of Physical and Chemical Properties of Terrestrial Biomass with Conversion. Energy from Biomass and Wastes IX. January 28 – February 1. Lake Buena Vista, Florida, 1985
- Jakobsen, H. H.:* Flue Gas Condensation of Chip Fired Boiler at Gårding District Heating Plant. Danish Institute of Forest Technology, Fredriksberg, 1991
- Jenni, A.; Wlget, M.:* Abgaskondensation bei Grünschnitzelfeuerungen. Bundesamt für Energie, Bern, 1995
- Kollmann, F.:* Technologie des Holzes und der Holzwerkstoffe. Erster Band, Anatomie und Pathologie, Chemie, Physik, Elastizität und Festigkeit. 2. Auflage. Springer, Berlin; Bergmann, München, 1951
- Laucher, A.; Brunner, Th.; Obernberger, I.:* Sägereistholzfeuerung mit Rauchgas-Kondensation und Ascheaufbereitung. Thermische Biomassenutzung – Technik und Realisierung. VDI Berichte 1319, 223 – 240. Salzburg 1997
- Nussbaumer, Th.; Good, J.; Jenni, A.; Koch, P.; Rutschmann, Ch.:* Projektieren automatischer Holzfeuerungen. Pacer, BfK, Bern. ISBN 3-905232-63-4, 1995
- Obernberger, I.; Panholzer, F.:* System und pH-Wert abhängige Schwermetalllöslichkeit von Biomasseheizwerken. Bundesministerium für Wissenschaft und Forschung, Amt der Salzburger Landesregierung, 1996
- Recknagel, H.; Sprenger, E.; Schramek, E.-R.:* Taschenbuch für Heizung + Klimatechnik. Oldenburg, München, 1994
- Stieglbrunner, P.; Enzinger, P.; Fankhauser, G.; Könighofer, K.; Spitzer, J.:* Beurteilung der Kondensationsanlage der Biomasseheizanlage Pfarrwerfen. Johanneum Research, Graz, 1995
- Schmidt, A.; Zschetzsche, A.; Hantsch-Linhart, W.:* Analyse von biogenen Brennstoffen. Bundes Ministerium für Wissenschaft und Forschung. Institut für Verfahrenstechnik, Brennstofftechnik und Umwelttechnik. Technische Universität Wien, 1993

- Wexeler, A.*: Vapour pressure formulation for water in the range 0 to 100°C. A revision. J. Res. Nat. Bur. Stand. 80 A, 775 – 785, 1976
- Wexeler, A.*: Vapour pressure formulation for ice. A revision. J. Res. Nat. Bur. Stand. 81 A, 5 – 20, 1977
- Willén, C.; Moilanen, A.; Kurkela, E.*: Biomass feedstock analysis. VTT Publications 282, Technical Research Centre of Finland, Espoo, 1996

Anhang

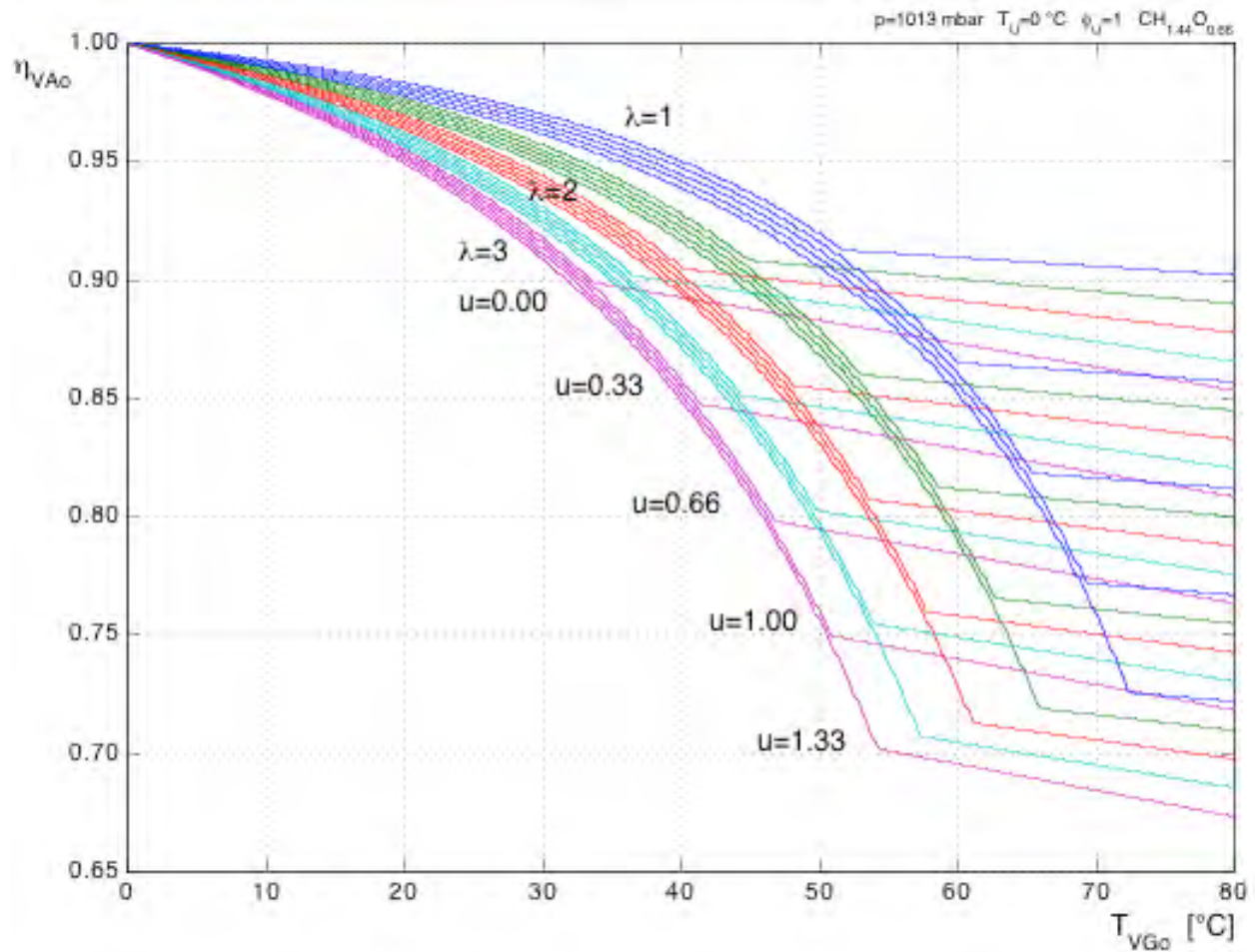


Abbildung A 1: Wirkungsgrad der Verbrennungsanlage bezogen auf den Brennwert, bei vollständiger Verbrennung, Betrieb ohne Hilfsenergie und ideal isoliertem Heizungsraum. Umgebungstemperatur $0^{\circ}C$. Beispiel siehe Abbildung 2.20, Seite 50.

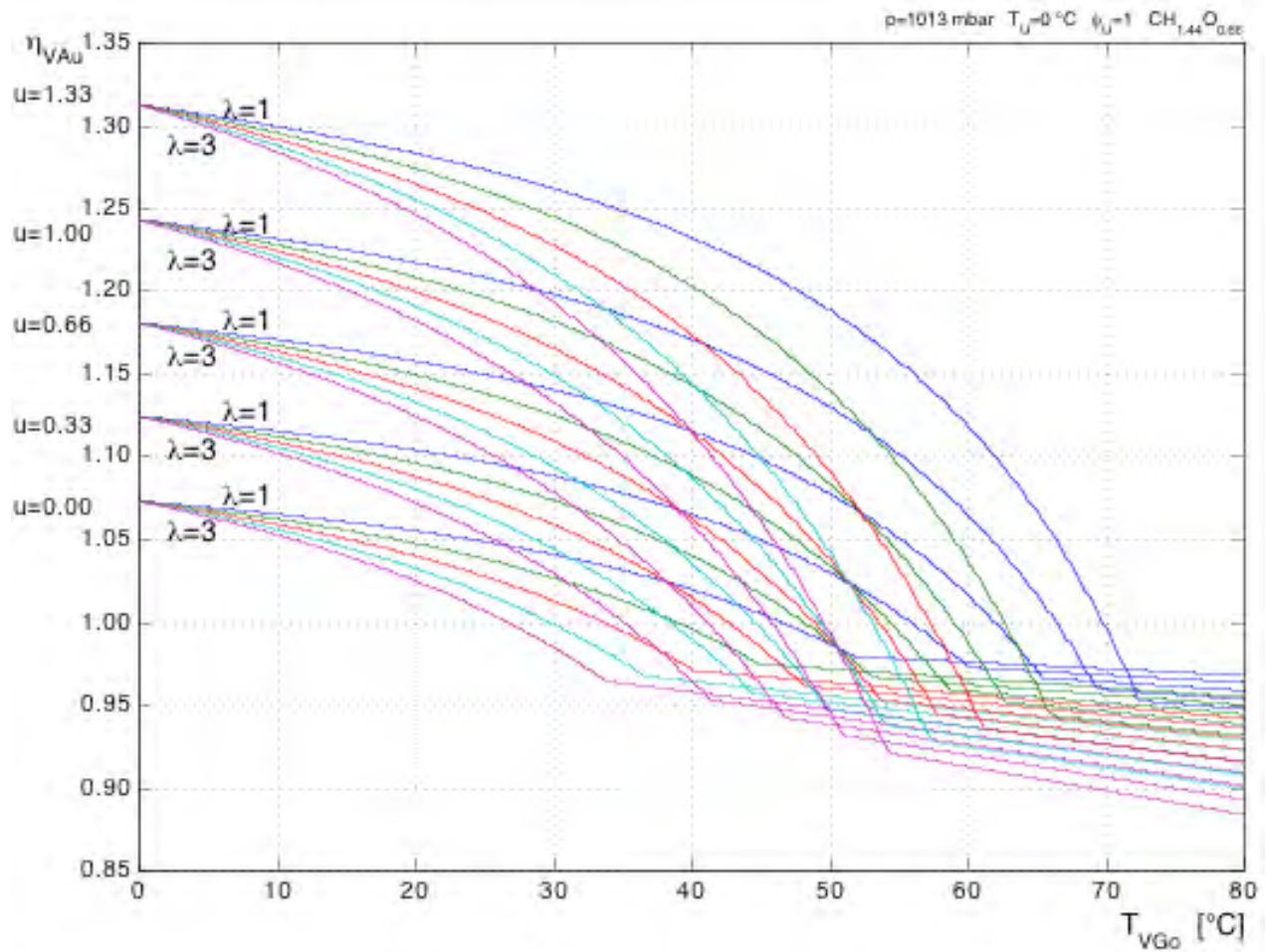


Abbildung A 2: Wirkungsgrad der Verbrennungsanlage bezogen auf den Heizwert, bei vollständiger Verbrennung, Betrieb ohne Hilfsenergie und ideal isoliertem Heizungsraum.
Umgebungstemperatur $0^{\circ}C$
Beispiel siehe Abbildung 2.21, Seite 50.

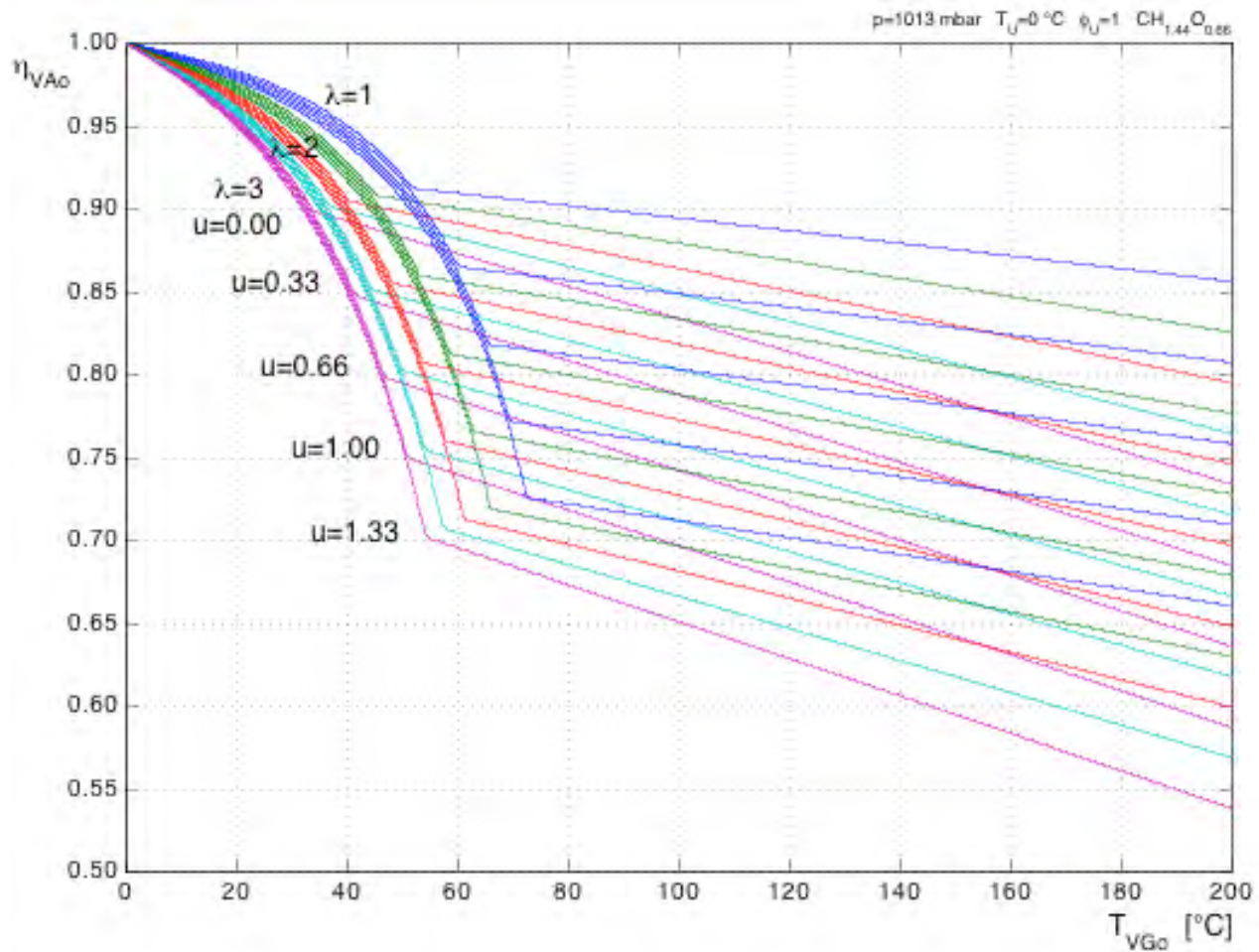


Abbildung A 3: Wirkungsgrad der Verbrennungsanlage bezogen auf den Brennwert, bei vollständiger Verbrennung, Betrieb ohne Hilfsenergie und ideal isoliertem Heizungsraum. Umgebungstemperatur $0^{\circ}C$. Beispiel siehe Abbildung 2.20, Seite 50.

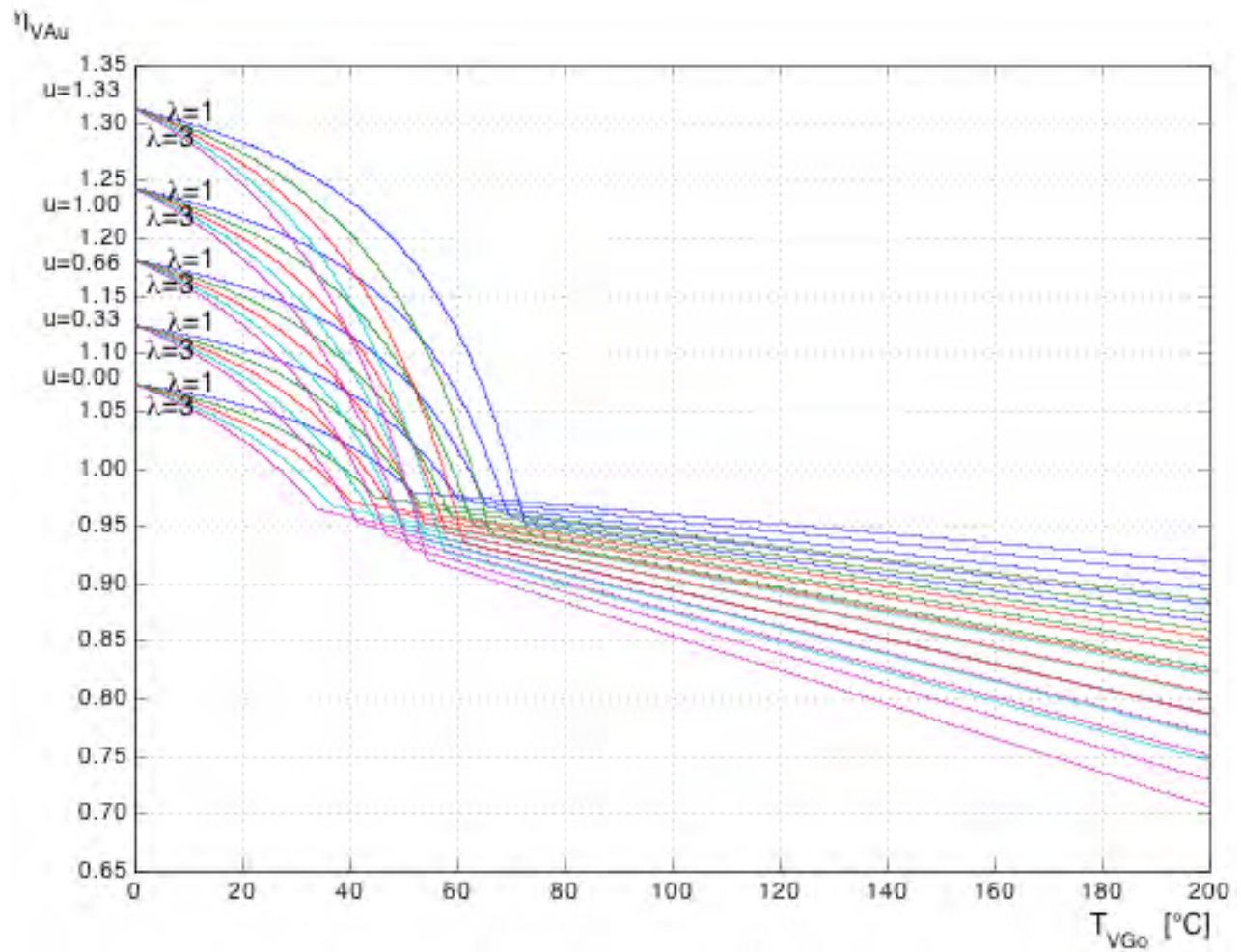


Abbildung A 4: Wirkungsgrad der Verbrennungsanlage bezogen auf den Heizwert, bei vollständiger Verbrennung, Betrieb ohne Hilfsenergie und ideal isoliertem Heizungsraum.
Umgebungstemperatur 0°C
Beispiel siehe Abbildung 2.21, Seite 50.