

# **Allotherme Wirbelschichtvergasung – Möglichkeiten zur Realisierung des Wärmeeintrags in Wirbelschichten.**

J. Karl, W. Schmitz, D. Hein

Lehrstuhl für Thermische Kraftanlagen  
Technische Universität München

## **Einführung**

In der Bundesrepublik Deutschland fallen in der Landwirtschaft und in der Holz- und Lebensmittelverarbeitenden Industrie Jahr für Jahr große Mengen organischer Reststoffe an, mit deren Energieinhalt bis zu 35% der derzeit eingesetzten Kohle substituiert werden könnte. Da die TA Siedlungsabfall ab 2005 die Deponierung kohlenstoffhaltiger Brennstoffe verbietet, müssen gerade kleine und mittlere Unternehmen der Holz- und Lebensmittelverarbeitenden Industrie in den kommenden Jahren mit erheblichen Mehrkosten für die Entsorgung dieser Reststoffen rechnen.

Durch die energetische Nutzung dieser Reststoffe könnten diese Unternehmen Kosten für Entsorgung, Wärmeerzeugung und Strom reduzieren. Die Reststoffe fallen allerdings meist dezentral in kleinen Mengen an und bieten sich daher vor allem für die thermische Vergasung in dezentralen Anlagen zur Kraft-Wärme-Kopplung an.

Wegen der bisher nicht gelösten Teerproblematik wird neben der Nutzung der bei der Vergasung entstehenden Pyrolyse- und Brenngase in Gasmotoren zunehmend auch deren Nutzung in Gasturbinen und Brennstoffzellen diskutiert. Allerdings verlangen sowohl Gasturbinen als auch Brennstoffzellen Brenngase mit hohen Heizwerten und hohem Wasserstoffanteil, wie sie nur durch die allotherme Vergasung erzeugt werden können.

## **Vorteile der allothermen Vergasung**

Derzeit werden sowohl für große, als auch für kleine dezentrale Anwendungen vor allem *autotherme* Vergaser realisiert. Wesentlicher Nachteil der autothermen Vergasung ist der geringe Heizwert der erzeugten Brenngase. Da die erreichten Heizwerte von etwa 5000 kJ/m<sup>3</sup> bei nachgeschalteten Gasturbinenprozessen speziell angepasste Gasturbinenbrennkammern erfordern, kommen in Verbindung mit autothermen Vergasern für kleine, dezentrale Anwendungen nur Gasmotoren als Arbeitsmaschine in Frage.

Zwar wurden Holzvergaser in Verbindung mit Gasmotoren in Kraftfahrzeugen bereits während des Zweiten Weltkrieges eingesetzt; für eine stationäre Anwendung zur Stromerzeugung sind allerdings Betriebszeiten von mehreren tausend Betriebsstunden pro Jahr erforderlich, die bis heute nicht erreicht werden können.

Haupthindernis ist die Teerproblematik [1]. Bei herkömmlichen Kolbenmotoren müssen Brenngas und Verbrennungsluft auf deutlich unter 100 °C abgekühlt werden. Bei der thermischen Vergasung fallen allerdings unvermeidbar langkettige und aromatische, höhere Kohlenwasserstoffe an, die bei Temperaturen unterhalb von 200 – 300 °C auskondensieren und in Rohrleitungen oder im Motor Beläge bilden.

Die von Motorenherstellern geforderten Teergehalte von 10 bis 100 mg/m<sup>3</sup> konnten bisher nur mit kleinen Gleichstrom-Festbettreaktoren im Labormaßstab realisiert werden. Im technischen Maßstab lässt sich dagegen auch bei idealer Brennstoffstückigkeit eine Kanalbildung im Festbett nicht vermeiden, wodurch hohe Teerbelastungen auftreten.

Allerdings ist auch bei Teergehalten unter  $100 \text{ mg/m}^3$  mit Kondensation zu rechnen, da selbst einige niedermolekulare Kohlenwasserstoffe, wie z.B. Naphthalin, bei Temperaturen unter  $100^\circ\text{C}$  Partialdrücke von wenigen mbar aufweisen<sup>1</sup>.

Eine Alternative zum Gasmotor ist die Gasturbine. Wesentlicher Vorteil ist hier, dass das Brenngas nicht unter die Kondensationstemperatur der Teere abgekühlt werden muss. Auch die Verbrennungsluft tritt systembedingt mit Temperaturen von deutlich über  $300^\circ\text{C}$  in die Brennkammer ein.

Besonders interessant ist der Einsatz sogenannter Microturbinen – Rekuperatorgasturbinen, die im Leistungsbereich zwischen 30 und 200 kW elektrische Wirkungsgrade um 30% erreichen [2]. Im Gegensatz zu Gasmotoren verlangen kommerziell verfügbare Gasturbinen allerdings Brenngase mit Heizwerten über  $10\,000 \text{ kJ/m}^3$ . Diese Gasqualitäten können mit herkömmlichen, autothermen Festbett- oder Wirbelschichtvergasern nicht realisiert werden. Zudem muss unter Druck vergast werden, um den erhöhten Eigenbedarf für die Verdichtung des heißen Brenngases zu vermeiden.

Für die Erzeugung hochkalorischer und wasserstoffreicher Gase kommt vor allem die *allotherme* Wasserdampfvergasung (Reformierung) in Wirbelschichtreaktoren in Frage. Die Vor- und Nachteile der allothermen Wasserdampf-Vergasung (Reformierung) sind in Tab.1 zusammengefasst.

Der wesentliche Nachteil der allothermen Vergasung bei Großanlagen mit nachgeschaltetem Kombiprozess besteht darin, dass ein Teilstrom des Brenngases vor der Gasturbine abgezweigt werden muss, um die Wärme für den allothermen Vergasungsprozess bereitzustellen. Der daraus resultierende Wirkungsgradverlust ist stets höher als der Wirkungsgradverlust durch den erhöhten Eigenbedarf für die Verdichtung der Vergaserluft bei der druckaufgeladenen autothermen Vergasung.

Wesentliche Vorteile bietet die allotherme Vergasung auch bei Großanlagen allerdings dann, wenn in Zukunft Hochtemperaturbrennstoffzellen in Kombikraftwerken eingesetzt werden können. In diesem Fall kann beispielsweise die Abwärme einer SOFC-Brennstoffzelle für die indirekte Beheizung eines allothermen Vergasers genutzt werden. Dadurch kann der gesamte erzeugte Brenngasstrom auf hohem Temperaturniveau genutzt werden und es ergeben sich deutliche Wirkungsgradvorteile gegenüber der Nutzung von autothermen Vergasern.

*Tabelle 1: Vor- und Nachteile der allothermen Wasserdampfvergasung (Reformierung)*

<b>Vorteile</b>	<ul style="list-style-type: none"><li>- hohe Heizwerte erlauben den Einsatz von Standardgasturbinen (z.B. Microturbinen)</li><li>- der hohe Wasserstoffanteil im Brenngas begünstigt den Einsatz von Brennstoffzellen und die Methanolsynthese</li><li>- durch die Druckerhöhung in der flüssigen Phase reduziert sich der Eigenbedarf für eine druckaufgeladene Vergasung</li><li>- geringere Brenngasmassenströme und geringere Teergehalte reduzieren die Kosten für die Gasreinigung</li></ul>
<b>Nachteile</b>	<ul style="list-style-type: none"><li>- nur ein Teil des Brenngases wird bei Kombiprozessen in der Gasturbine genutzt (verringertes Wirkungsgrad)</li><li>- kontinuierliche Wasserverluste</li><li>- technisch aufwendiger Wärmeeintrag</li></ul>

---

<sup>1</sup> Partialdruck Naphthalin ( $\text{C}_{10}\text{H}_8$ ): 25 mbar bei  $100^\circ\text{C}$ , 5 mbar bei  $70^\circ\text{C}$  (entspricht ca.  $25 \text{ mg/m}^3$  bei 1 bar)

## Realisierung allothermer Vergaser

Hauptproblem bei der Realisierung einer allothermen Vergasung ist der Wärmeeintrag in den Vergaser. Bei der Vergasung von Holz hackschnitzeln müssen theoretisch ca. 30% der Brennstoffwärmeleistung zugeführt werden, um vollständigen Umsatz des Brennstoffes zu erreichen.

Um die gewünschten hohen Heizwerte zu realisieren, muss die für die endothermen Vergasungsreaktionen notwendige Wärme aus externen Wärmequellen in den Vergasungsreaktor eingebracht werden, ohne das entstehende Brenngas zu verdünnen. Dazu stehen zwei prinzipiell unterschiedliche Möglichkeiten zur Auswahl. Die meisten ausgeführten Konzepte realisieren den Wärmeeintrag durch die Zirkulation von heißen Inertstoffen. Dazu eignen sich vor allem Wirbelschichtvergaser. So wird zum Beispiel beim Battelle – Verfahren [3] heißes Bettmaterial aus einer Wirbelschichtbrennkammer ausgetragen und in einen Wirbelschichtvergaser eingebracht. Das im Vergaser erzeugte Brenngas wird gereinigt und in einer Gasturbine genutzt. Der im Vergaser entstandene Restkoks wird zusammen mit dem abgekühlten Bettmaterial zurück in die Wirbelschichtbrennkammer gefördert und deckt dort teilweise den Wärmebedarf der Verbrennung. Im Gegensatz zu autothermen Vergasungsverfahren findet dadurch keine Vermischung des erzeugten Brenngases mit den bei der Verbrennung erzeugten Rauchgasen statt und ein hoher Heizwert kann realisiert werden.

Nach dem selben Prinzip arbeitet der „intern zirkulierende Wirbelschichtvergaser“ der TU Wien, der demnächst im Rahmen eines EU – Forschungsvorhabens im österreichischen Güssing demonstriert werden soll [4]. Auch die von DMT entwickelte „Gestufte Reformierung“ arbeitet nach einem ähnlichen Prinzip. Hier werden Stahlkugeln in einer Rostfeuerung erhitzt und als Wärmeträger in einen Pyrolysereaktor eingebracht [5].

Eine zweite Möglichkeit zur Realisierung des Wärmeeintrages besteht darin, Heizflächen in das Wirbelbett eines Wirbelschichtvergasers zu integrieren. Bereits in den 70er Jahren erarbeitete die DMT in Essen verschiedene Konzepte, um die Abwärme eines Hochtemperaturreaktors zur Kohlegaserzeugung zu nutzen [6], [7].

Die Konzepte sahen den Einsatz von indirekt beheizten Hochtemperatur-Winkler-Vergasern (HTW-Vergaser) vor. Um hinreichend hohe Wärmeströme realisieren zu können, sollten in die Wirbelschicht integrierte Wärmetauscherrohre mit heißem Helium oder Rauchgas mit Drücken bis 40 bar durchströmt werden.

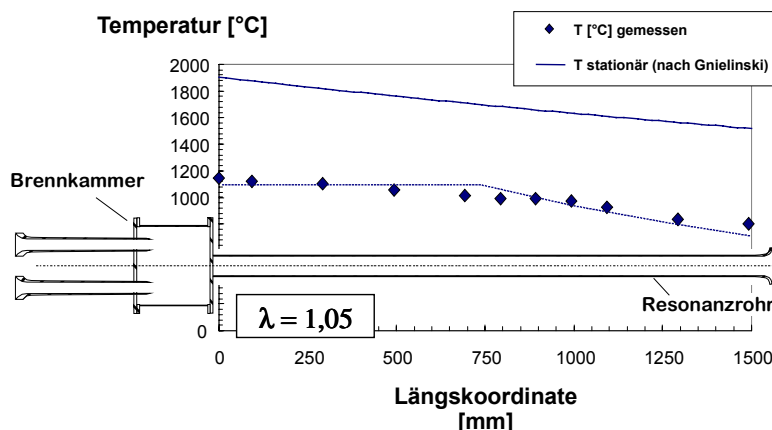


Abb. 1: gemessener Temperaturverlauf im Pulsbrenner und berechneter Temperaturverlauf im stationär durchströmten Rohr

Eine interessante Alternative für die allotherme Reformierung bietet die Firma MTCI aus Baltimore, USA an [8]. Hier werden Pulsbrenner zur Beheizung eines Wirbelbettes eingesetzt, die sich dadurch auszeichnen, dass der gaseitige Wärmeübergang durch energiereiche Schallwellen wesentlich verbessert wird.

Ein solcher Pulsbrenner ist in Abb. 1 dargestellt. Die Brennkammer bildet mit dem Resonanzrohr einen Helmholtz-Resonator.

Dadurch wird das Brenngas-Luftgemisch in der Brennkammer periodisch gezündet. Die dabei entstehenden Druckstöße führen im Resonanzrohr zu extrem hohen Geschwindigkeiten, die den gaseitigen Wärmeübergang auf das 2- bis 3-fache verbessern.

Neben den hohen Wärmeübergangskoeffizienten besteht ein wesentlicher Vorteil des Pulsbrenners auch darin, dass durch die großen Amplituden die Verbrennung teilweise erst im Resonanzrohr stattfindet. Ein Teil der Wärme wird so erst im Resonanzrohr freigesetzt, wodurch die Rauchgastemperatur und damit thermische Belastung des Materials am Eintritt des Wärmetauscherrohres wesentlich reduziert wird. Dies erlaubt den Betrieb mit kleineren Luftverhältnissen und geringeren Abwärmeverlusten.

Für die Realisierung hoher Wärmestromdichten bieten sich immer auch Wärmeleitrohre, sogenannte Heatpipes an. Mit Heatpipes lassen sich die notwendigen, hohen Wärmeströme in den Vergaser übertragen. Heatpipes sind passive, abgeschlossene Systeme, die ohne bewegliche Teile, zuverlässig und wartungsfrei arbeiten [8].

Die Funktionsweise von Heatpipes ist einfach. In einem geschlossenen Behälter befindet sich eine Flüssigkeit im thermodynamischen Gleichgewicht mit dem eigenen Dampf. Der sich einstellende Druck entspricht dem Sättigungsdruck des Arbeitsmediums bei der

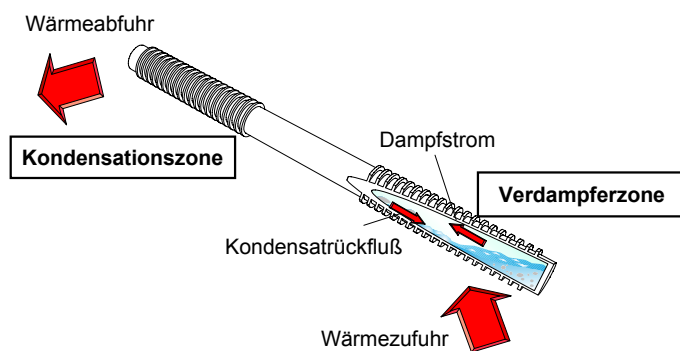


Abb. 2: Funktionsprinzip einer Heatpipe

eingestellten Temperatur. Dadurch, dass sich im gesamten System flüssige und gasförmige Phase im Gleichgewicht befinden, herrscht auch im gesamten System die gleiche Temperatur. Wird an einem Ende Wärme entzogen, kondensiert an dieser Stelle Dampf. Wird Wärme zugeführt, verdampft das Arbeitsmedium an der entsprechenden Stelle.

Im Betrieb stellt sich die Betriebstemperatur der Heat-pipe so ein, dass die in der

Verdampferzone eingebrachten Wärmeströme den in der Kühlzone abgezogenen Wärmeströmen entsprechen. Für den Rücktransport des Arbeitsfluids aus der Kühlzone in die Verdampferzone sorgt entweder die Schwerkraft oder eine Kapillarstruktur.

## Wärmeübergang bei indirekt beheizten Wirbelschichten

Der Wärmeübergang vom Heizmedium an das Bettmaterial des Wirbelschichtvergasers wird durch den Wärmeübergang an der Innenwand und an der Außenwand der Heizfläche bestimmt. Der größere der beiden Wärmeübergangswiderstände an Innen- und Außenseite der Heizfläche dominiert dabei den gesamten Wärmeübergangswiderstand. Da der Wärmeübergang von der Heizfläche auf das Bettmaterial in der Wirbelschicht sehr hoch ist, bestimmt bei der indirekten Beheizung mit Pulsbrennern und gasdurchströmten Rohren naturgemäß der innere, gaseitige Wärmeübergangswiderstand den gesamten Wärmestrom. Der gaseitige Wärmeübergangskoeffizient wird vor allem durch die Strömungsgeschwindigkeit im Wärmetauscherrohr festgelegt. Der Wärmeübergang durch Strahlung spielt eine untergeordnete Rolle, da der Wärmestrom durch Gasstrahlung von der effektiv wirksame Schichtdicke des Gases bestimmt wird. Bei kleinen Rohrdurchmessern ist die effektiv wirksame Schichtdicke allerdings zu klein um wesentlich zum Wärmeübergang beizutragen [10].

Typischerweise werden daher, wie in Abb. 3 dargestellt, in durchströmten Rohren lediglich Wärmeübergangskoeffizienten bis  $100 \text{ W/m}^2\text{K}$  realisiert. Wesentlich verbessert sich der Wärmestrom allerdings durch die Verwendung von Pulsbrennern. Durch die Überlagerung der Rauchgasströmung mit einer akustischen Oszillation werden die effektiven Rauchgasgeschwindigkeiten im Rohr wesentlich erhöht. Dadurch verringert sich die Grenzschichtdicke und der Wärmeübergang verbessert sich entsprechend. Bei einem am Lehrstuhl für Thermische Kraftanlagen betriebenen Pulsbrenner traten bei einer thermischen Leistung von  $50 - 120 \text{ kW}$  lokal Geschwindigkeiten bis  $600 \text{ m/s}$  und mittlere Wärmeübergangskoeffizienten von über  $200 \text{ W/m}^2\text{K}$  auf [11].

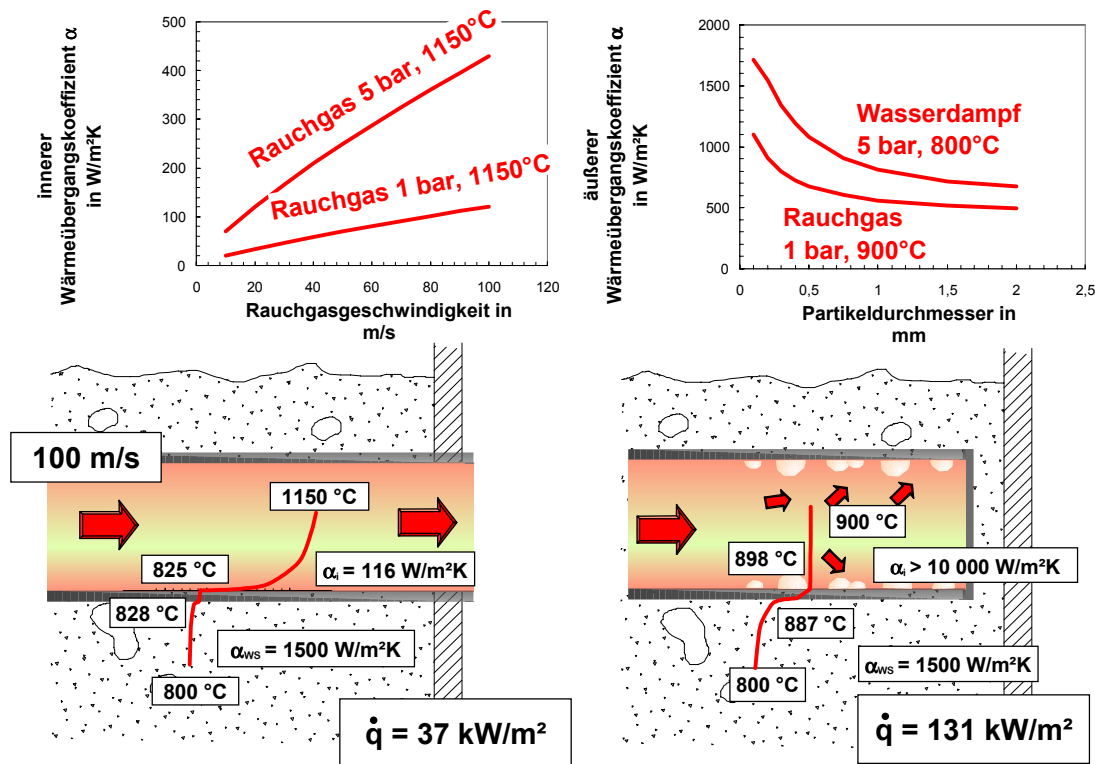


Abb. 3: Wärmeübergang in Wirbelschichten

Bei der Verwendung von Heatpipes verschiebt sich der bestimmende Wärmeübergangswiderstand durch den hervorragenden Wärmeübergang bei der Kondensation des Arbeitsfluids von der Innenseite der Heizfläche in die Wirbelschicht. Bei der Kondensation im Inneren der Heatpipe treten Wärmeübergangskoeffizienten von über  $10000 \text{ W/m}^2\text{K}$  auf. Damit bestimmt der Wärmeübergang im Bett die erforderliche Wärmetauscherfläche und die erforderliche Temperaturdifferenz zwischen Heizmedium und Vergaserbett.

Der Wärmeübergang im Bett wird bei Temperaturen um  $800 \text{ }^\circ\text{C}$  im wesentlichen von der Partikelgröße des Bettmaterials, der Fluidisierung, den physikalischen Eigenschaften des Fluidisierungsmittels und dem Druck bestimmt. Kleine Partikel verbessern wesentlich den Wärmeübergang, begünstigen aber gleichzeitig die Blasenbildung in der Wirbelschicht und verschlechtern daher Betriebsverhalten und Umsatz (Abb.3). Wird an Wärmetauscherrohren der äußere Wärmeübergangswiderstand dominierend, ist zu erwägen, die Oberfläche durch Rippen zu vergrößern.

Die thermische Leistung, das Temperaturgefälle zwischen Wärmeträger und Wirbelbett und die Wärmeübergangsverhältnisse im Wärmetauscherrohr und in der Wirbelschicht bestimmen also die erforderliche Wärmetauscherflächen im Vergaser.

Durch die thermische Leistung des Vergasers und den Betriebsdruck ist auch die erforderliche Querschnittsfläche der Wirbelschicht festgelegt. Damit kann bei gegebenem Temperaturgefälle und Wärmeübergangskoeffizienten die erforderliche Wärmetauscherfläche auf den Wirbelschichtquerschnitt bezogen werden und wie in Abb. 4 dargestellt, unabhängig von der thermischen Leistung angegeben werden:

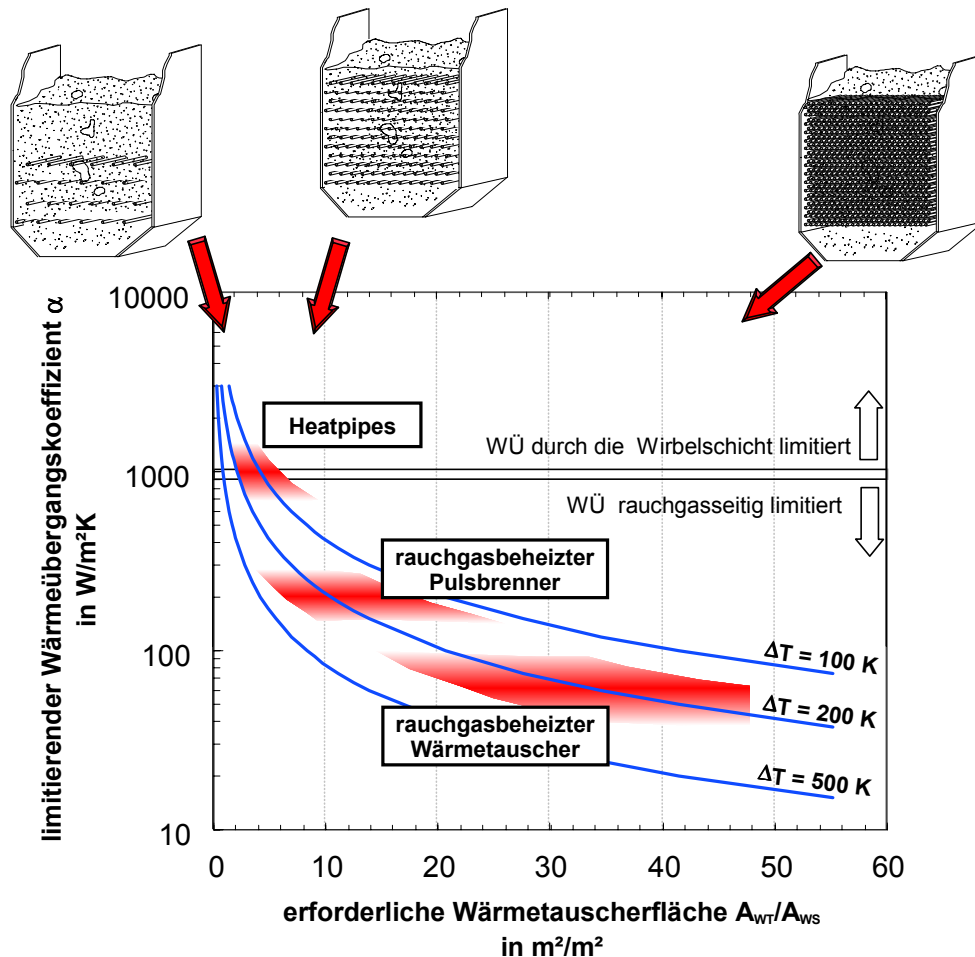


Abb. 4: Auf den Wirbelschichtquerschnitt bezogene, erforderliche Wärmetauscherfläche bei der atmosphärischen Wasserdampfvergasung

Für den Betrieb mit atmosphärisch rauchgasbeheizten Wärmetauscherrohren müssen also bei einem Bettquerschnitt von  $1\text{ m}^2$  bis  $50\text{ m}^2$  Wärmetauscherfläche integriert werden. Dies ist allerdings konstruktiv nicht möglich.

Mit verbesserten rauchgasseitigen Wärmeübergangskoeffizienten bei Pulsbrennern oder druckaufgeladenen Rauchgasrohren reduziert sich die erforderliche Wärmetauscherfläche entsprechend.

Wird beim Einsatz von heliumdurchströmten Rohren und hohen Drücken und beim Einsatz von Heatpipes der Wärmeübergang in der Wirbelschicht bestimmend, reduziert sich die erforderliche Wärmetauscherfläche bei einem Temperaturgefälle von  $100\text{ K}$  auf ca.  $2\text{--}4\text{ m}^2$  pro  $\text{m}^2$  Wirbelschichtquerschnittsfläche. Wesentlicher Vorteil der Heatpipes ist also, dass die Integration der erforderlichen Heizfläche wesentlich vereinfacht wird.

Die Forderung nach geringen Investitionskosten, hohen Umsätzen und geringen Anfahrzeiten bedingt den Wunsch nach die Realisierung von druckaufgeladenen Vergasern. Da sich der Wirbelschichtquerschnitt proportional zum Druck reduziert, reduziert sich auch

das zur Verfügung stehende Bettvolumen entsprechend. Rauchgasbeheizte Vergaser lassen sich daher druckaufgeladen nur dann betreiben, wenn auch Rauchgasseitig hohe Drücke realisiert werden können (DMT-Konzept). Bei Wärmeübergangskoeffizienten von unter  $500 \text{ W/m}^2\text{K}$  kann der Vergaser zweckmäßig nur atmosphärisch betrieben werden (MTCI-Konzept).

Mit Heatpipes lassen sich dagegen auch druckaufgeladene Reformer mit geringem technischem Aufwand realisieren.

## Anwendungsmöglichkeiten

Die Verwendung von Heatpipes erlaubt den Bau besonders kleiner Vergasereinheiten. Ein solches Konzept ist in Abb. 5 dargestellt. Bei diesem Konzept wird durch die Integration von Vergaser, Brennkammer und eines Filters ein sehr kostengünstiger Vergaser für dezentrale Anwendungen erreicht.

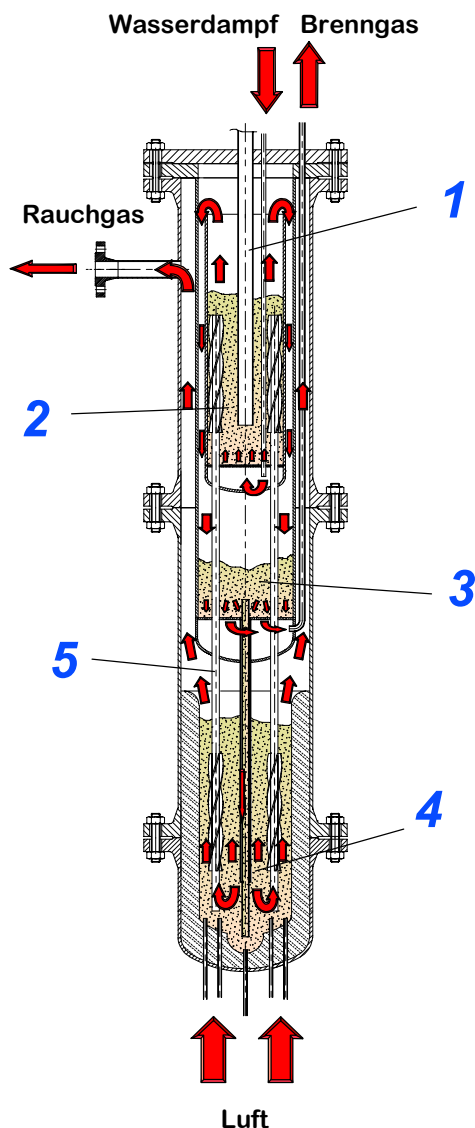


Abb 5: Konzept eines Heatpipe Reformers mit 200 kW thermischen Leistung

Die zu vergasenden Festbrennstoffe werden über einen Fallschacht (1) in den eigentlichen Vergaser eingebracht (2). Dort wird der Brennstoff zunächst pyrolysiert und teilweise in  $\text{CO}$  und  $\text{H}_2$  umgesetzt.

Die nicht umgesetzten Teere strömen mit dem erzeugten Brenngas in eine Filterkammer (3), in der mitgerissene Restkoks- und Aschepartikel an einem Sandbett abgeschieden werden.

Der mit der Asche über einen Siphon in die Brennkammer (4) ausgetragene Restkoks wird in der Brennkammer verbrannt, und stellt so einen Teil der benötigten Wärme bereit.

Ein Teil des im Vergaser erzeugten Brenngases wird in die Brennkammer geleitet und dort für die Wärmeerzeugung genutzt. Die Heatpipes (5) übertragen einen Teil der bei der Verbrennung freigesetzten Wärme in die Vergaserkammer.

Der andere Teil des vorgereinigten Brenngases wird nach außen abgeführt und kann nach einer zusätzlichen Gasreinigung in Gasturbinen oder in Brennstoffzellen genutzt werden.

Durch das gewählte Konzept kann auf vollständigen Umsatz im Vergaser verzichtet werden, da nicht umgesetzte Kohlenstoffpartikel oder Teere in der Brennkammer des Vergasers verbrannt werden. Dadurch werden die erforderliche Betthöhe und somit auch Investitionskosten und Betriebskosten reduziert.

Wichtiger Bestandteil des Konzeptes ist die integrierte Filterschicht. Sandfilter zeichnen sich durch ihre hervorragenden Filtereigenschaften aus, werden allerdings nur selten zur Gasreinigung eingesetzt, da sie hohe Druckverluste aufweisen und aufwendig regeneriert werden müssen. Der Druckverlust kann allerdings bei Wasserdampfvergasern toleriert werden, da die Druckerhöhung in der flüssigen Phase durch die Speisewasserpumpe des Dampferzeugers erfolgt.

Eine weiter interessante Anwendungsmöglichkeit des Heatpipe-Reformers ergibt sich bei Großanlagen vor allem in Verbindung mit Hochtemperatur-Brennstoffzellen. Die Verwendung von Heatpipes für den Wärmeeintrag erlaubt hier die Nutzung der Abwärme einer SOFC-Brennstoffzelle. Das Abgas der SOFC erreicht nach der Nachverbrennung Temperaturen um 900 °C bis 1000 °C. Damit steht ein Temperaturgefälle von ca. 100 K zur Verfügung, das für die Beheizung eines Heatpipe-Reformers ausreicht.

Interessant ist dieses Konzept vor allem deshalb, da so der Wirkungsgradnachteil allothermer Vergaserkonzepte gegenüber Kraftwerkskonzepten mit autothermen Vergasern aufgehoben wird. Auf die Verwendung von Gasturbinen kann ohne größere Wirkungsgradverluste sogar ganz verzichtet werden. Kombi-Kraftwerke mit SOFC und Dampfturbine erreichen mit einem Heatpipe-Reformer die selben Wirkungsgrade wie Kombikraftwerke, die mit autothermen Vergasern, SOFC-Brennstoffzelle, Gasturbine und Dampfturbine betrieben werden (Abb. 7).

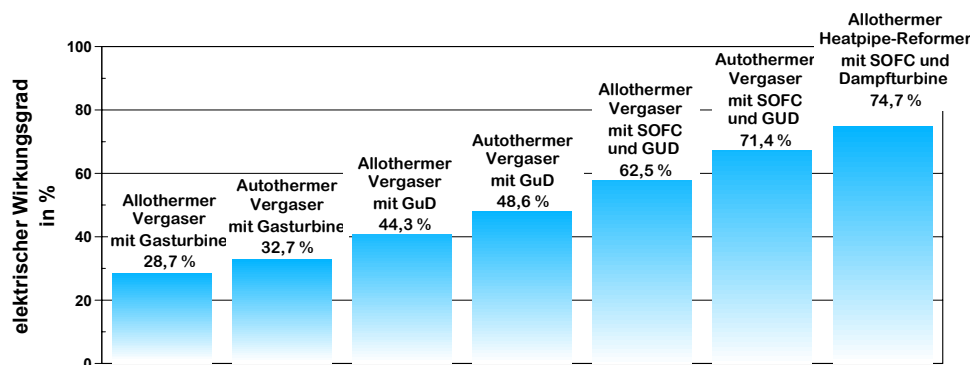


Abb 6: Wirkungsgrad verschiedener Kraftwerkskonzepte mit integrierter Vergasung und SOFC Brennstoffzellen

## Literatur

- [1] Stassen H., Koele H.-J. „The use of LCV-gas from biomass gasifiers in internal combustion engines“ in „Biomass Gasification and Pyrolysis“ cpl press, Newbury, 1997
- [2] Victor de Biasi, „Low cost and high efficiency make 30 to 80 kW microturbines attractive“ Gas turbine world, Jan, 1998, S. 28-31
- [3] European Commission, „Biomass Conversion Technologies“, EUR 18029 EN, Brussels, 1998
- [4] Karner, M. „Neues Verfahren um Strom aus Biomasse zu erzeugen“, Wirtschaftsblatt, Wien, 29.5.99
- [5] H. Kubiak, H.-J. Mühlen, „Gaserzeugung für Brennstoffzellenkraftwerke“, Vortrag Brennstoffzellen in Energieanlagen, Vortrag im Haus der Technik, Essen, 03.11.1998
- [6] Van Heek, K.H. „Wasserdampfvergasung von Kohle unter Einkopplung nuklearer Prozesswärme aus Hochtemperatur Kernreaktoren“, VGB Kraftwerkstechnik 1979 (59), Heft 8, S. 641-648
- [7] Rost, M., Van Heek, K.H. Knop, K. „Umweltfreundliche Stromerzeugung durch Einsatz der allothermen Kohlevergasung nach dem MBG-Verfahren“, VGB Kraftwerkstechnik, 1988 (68), Heft 5, S. 461-468
- [8] Mansour et. al., „Indirectly heated Thermochemical reactor apparatus and process“, US-Patent No. 5306481, 1994
- [9] Dunn, P. D., Reay, D. A. „Heat pipes“, 4. ed, Pergamon-Press, Oxford 1994
- [10] VDI Wärmeatlas, VDI-Verlag, 7. Erweiterte Auflage, Düsseldorf, 1994
- [11] Metz, T. „Betriebsverhalten eines Pulsbrenners“, Diplomarbeit, TU München, 2000

# Kreislaufrechnungen zur Stromerzeugung aus biomassestämmigem Brenngas Modellierung – Ergebnisse – energetische Bewertung integrierter Prozesse

W. Schmitz, J. Karl, D. Hein

Lehrstuhl für Thermische Kraftanlagen  
Technische Universität München

## Einführung

Für die energetische Nutzung biogener Brennstoffe stellt heute der Rankine-Prozeß den Stand der Technik dar. Insbesondere die durch die Hochtemperatur-Chlorkorrosion bedingten Beschränkungen der Prozeßparameter führen zu vergleichsweise geringen elektrischen Nettowirkungsgraden. Auch ist der Dampfturbinenprozeß nur eingeschränkt geeignet für den Leistungsbereich deutlich unter  $5\text{MW}_e$ , der sowohl hinsichtlich der Transportabilität des biogenen Brennstoffs als auch in Bezug auf das Marktvolumen industrieller KWK-Anlagen besonders relevant erscheint. Die heute für diesen Leistungsbereich angebotenen Systeme zeichnen sich allerdings meist durch geringe Wirkungsgrade aus.

Mittels der thermischen Vergasung kann ein Brenngas erzeugt werden, das nach entsprechender Aufbereitung als Brennstoff in zum Teil innovativen Arbeitsmaschinen eingesetzt werden kann. Dadurch eröffnen sich Perspektiven, biogene Brennstoffe, im kleinen (Rekuperationsgasturbinen, Hochtemperaturbrennstoffzellen) wie im großen Leistungsbereich (kombinierte Gas- und Dampfturbinenprozesse, eventuell gekoppelt mit Hochtemperaturbrennstoffzellen), mit hohen elektrischen Wirkungsgraden /1/ zu nutzen.

Insbesondere in den U.S.A. werden derzeit kleine Gasturbinensets ( $<100\text{ kW}_e$ ), sogenannte Microturbines, für die dezentrale Kraft-Wärme-Kopplung entwickelt. Durch die Integration eines Rekuperators sollen elektrische Nettowirkungsgrade von nahe 30% bei, im Vergleich zu einfachen Gasturbinenschaltungen, niedrigen Druckverhältnissen und geringen Gasturbineneintrittstemperaturen /2/ realisiert werden. Durch Standardisierung und große Stückzahlen sollen zudem niedrige Investitionskosten realisiert werden. Die Integration eines Biomasse-Vergasers in einen „Microturbines-Prozeß“ ist derzeit Gegenstand eines durch die EU geförderten Projektes /3/.

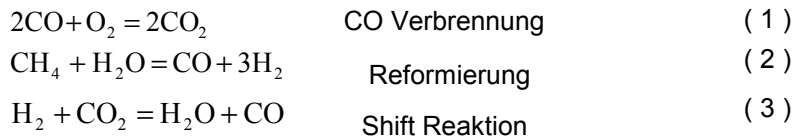
Erfolgreich integriert werden konnten Biomassevergaser bislang vor allem in kombinierte Gas- und Dampfturbinenanlagen (IGCC) /4/. Dieser Prozeß ist prädestiniert für den Einsatz in größeren Einheiten mit dem Fokus auf einen hohen elektrischen Wirkungsgrad. Im Gegensatz zu den unten beschriebenen Hochtemperaturbrennstoffzellenkonzepten, basiert diese Schaltung auf weitgehend erprobten Technologien und repräsentiert somit den derzeitigen Stand der Technik.

Die thermische Vergasung, insbesondere bei allothermer Betriebsweise, ist geeignet, wasserstoffreiche Brenngase zu erzeugen, die in Brennstoffzellen energetisch genutzt werden können. Die hier betrachteten Hochtemperaturbrennstoffzellen eröffnen zudem Möglichkeiten, durch Nachschaltprozesse auf Gas- und Dampfturbinenbasis den elektrischen Wirkungsgrad weiter zu erhöhen. Auch wenn die Brennstoffzellentechnik sich in den letzten Jahren deutlich weiterentwickelt hat, so steht aufgrund der noch sehr hohen Investitionskosten insbesondere für die Energietechnik der Nachweis der Konkurrenzfähigkeit noch aus /5/.

## Modellierung der Kreisprozesse

Für die energetische Bewertung integrierter Prozesse zur Stromerzeugung aus biomassestämmigen Brenngas wurden die verschiedenen Prozesse in einem kommerziellen Kreislaufrechnungsprogramm abgebildet. Für einige innovative Komponenten wurden neue Programmmodule erstellt. Die wichtigsten Grundlagen der Kreislaufrechnungen sind im Folgenden dargestellt. Auf der Basis dieser Rechnungen erfolgt eine energetische Bewertung der erwähnten innovativen Prozesse mit integrierter Vergasung.

Für Kreislaufrechnungen müssen die Vergasungsreaktionen durch eine vereinfachte Modellierung abgebildet werden. Die Annahme chemischer Gleichgewichte, unter Hinzunahme von Massenbilanzen für c, h, n, s, o, Wasser und Asche sowie von Energiebilanzen hat sich für diesen Zweck bewährt. Den exergetischen Betrachtungen wurden folgende homogene Reaktionen zu Grunde gelegt:



Die hier dargestellten homogenen Reaktionen lassen, anders als die in diesem Zusammenhang häufig erwähnten heterogenen Gleichungen, auch die Darstellung teilweiser oder vollständiger Verbrennung zu, so daß reale Gaszusammensetzungen besser abgebildet werden können.

Die Modellierung des Vergasungsprozesses durch chemische Gleichgewichte kann empirisch ermittelte Gaszusammensetzungen dennoch nur eingeschränkt (z.B. Teere, Verunreinigungen) abbilden. Die aufgrund der Modellierung zu erwartenden Fehler führen jedoch nur zu geringen Abweichungen bei der thermodynamische Betrachtungen von Prozessen mit integrierter Vergasung, insbesondere im Fall von Gasturbinenprozessen. Dies kann folgendermaßen erklärt werden:

Die Massen- und Energiebilanz des Vergasungsprozesses ist durch die eingehenden Ströme (Brennstoff, Vergasungsmittel) und den festgelegten Verlust festgelegt, somit also auch die Enthalpie (chemisch gebunden und fühlbar) des Brenngases /6/. Der Anteil der fühlbaren Wärme wird dominierend durch die Brenngastemperatur determiniert, der Einfluß der Gaszusammensetzung und der daraus resultierenden spezifischen Wärmekapazität ist gering.

Bei Gasturbinenprozessen wird das Brenngas in der Brennkammer vollständig oxidiert, so daß der Einfluß der Gaszusammensetzung und der Aufteilung der Brenngasenthalpie theoretisch eliminiert wird. In der Praxis ergeben sich Veränderungen dadurch, daß das Brenngas aus Gründen der Gasreinigung abgekühlt werden muß. Daraus resultierende Verluste korrelieren primär mit der Brenngastemperatur (s.o.).

Die Modellierung des Vergasungsprozesses durch chemische Gleichgewichte ist für thermodynamische Analysen sehr gut geeignet, sofern zum einen das Brenngas anschließend einem Verbrennungsprozeß zugeleitet wird und zum anderen die Brenngastemperatur gut abgeschätzt werden kann. Dies ist beispielsweise bei Gasturbinenprozessen mit integrierter Vergasung gegeben. Eingeschränkt geeignet ist diese Art der Modellierung, wenn:

- die Zusammensetzung der wichtigsten Gaskomponenten das Ergebnis der Modellierung sein soll, etwa wenn die Vergasung zur Wasserstoffherzeugung genutzt wird,
- und ein Vergaser eingesetzt wird, der aufgrund kurzer Verweilzeiten im entsprechenden Temperaturfenster die Ausbildung chemischer Gleichgewichte erschwert.

Die dargestellten Ansätze zur Modellierung der Vergasung sind, mit den oben genannten Einschränkungen, für thermodynamische Betrachtungen, insbesondere die Einbindung in Kreislaufrechnungsprogramme, gut geeignet. Als Basis für die Erörterung verfahrenstechnischer Fragen hingegen ist diese Art der Modellierung ungenügend.

Um die Vergleichbarkeit der Kreislaufrechnung zu gewährleisten wurden einheitliche Randbedingungen vereinbart:

- Die zugeführte Brennstoffleistung ist konstant.
- Die Gasturbineeintrittstemperatur liegt, unter Vernachlässigung der Schaufelkühlung bei 1200°C, der Brennkammerdruck bei 12 bar.
- Die Temperatur des Reformers wird durch externe Wärmezufuhr auf 800°C eingestellt. Für den Wärmeeintrag wird ein Teil des Brenngases bei sehr hohen Temperaturen verbrannt, die freigesetzte Wärme wird über einen Wärmeübertrager im Reformer dem Prozeß zugeführt (Problematik s.u.).
- Bei nachgeschaltetem Wasser-Dampf-Kreislauf beträgt die Abgastemperatur 170°C. Die Grädigkeiten der Wärmetauscher wurden einheitlich gewählt. Die Frischdampfparameter betragen 20 bar, 500°C, die Rückkühlung erfolgt bei 40 mbar.
- Für die Berechnungen wurde, sofern nicht anders angegeben, keine Gasreinigung berücksichtigt.
- Die Modellierung der Gasturbine beruht im wesentlichen auf /8/ und wird an anderer Stelle veröffentlicht.

## Vergasung

Für den Vergasungsprozeß angestellte Berechnungen zeigen, daß bei autothermer Betriebsweise Brenngase mit geringen Heizwert (ca. 4400kJ/kg) und niedrigen Wasserstoffanteil erzeugt werden. Ein großer Teil der Brennstoffenergie ist als fühlbare Wärme im Brenngas enthalten. Dies hat gravierende Konsequenzen für Nachschaltprozesse.

Die allotherme Betriebsweise mit Wasserdampf als Vergasungsmittel ist geeignet, höhere Heizwert und höhere Wasserstoffgehalte zu produzieren. Wird die Fremdheizung allerdings durch Verbrennung eines Teils des Brenngases realisiert (s. Abbildung 1), so führt dies zu deutlichen Synthesegaseinbußen – in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz zwischen dem beheizendem Abgas und der Prozeßtemperatur (s. Abbildung 2). Bei zu großem  $\Delta t$  ergeben sich für den Wärmeübertrager (s. Abbildung 1) mechanische Probleme. Diese können durch den Einsatz von heat pipes zum Wärmeeintrag vermieden werden [7].

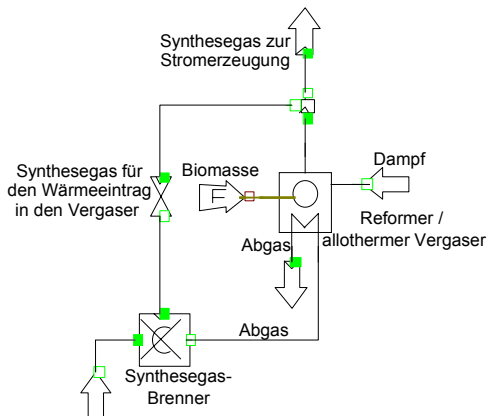


Abbildung 1: Reformer

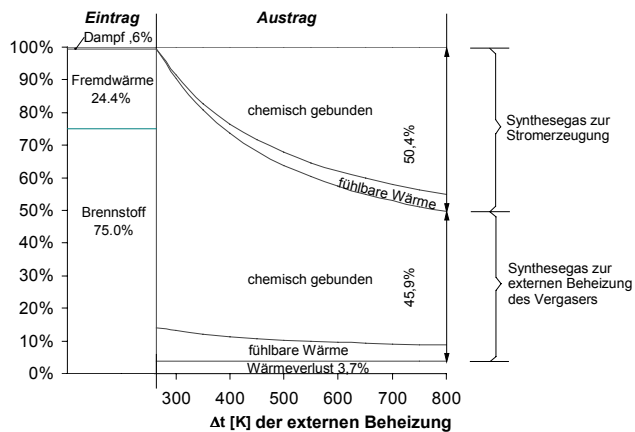


Abbildung 2: Energiebilanz für einen Reformer (10 bar, 800°C)

## Prozesse mit Microturbinen

Besonders für kleine, dezentrale Anwendungen bietet sich die Kombination mit kleinen Rekuperatorgasturbinen an. Diese Microturbinen zeichnen sich durch geringe Druckverhältnisse bei vergleichsweise hohen elektrischen Wirkungsgraden aus.

Wesentliches Problem bei der Feuerung von Gasturbinen mit Brenngasen aus festen Brennstoffen ist der erforderliche hohe Heizwert des Brenngases. Microturbinen können daher nur mit Biogas aus Vergärungsanlagen oder mit den Brenngasen aus der allothermen Vergasung betrieben werden. Zwar ist auch denkbar, die Verbrennungsluft mit der Abwärme des allothermen Vergasers vorzuwärmen. Da

im kleinen Leistungsbereich allerdings nur kommerzielle Gasturbinen aus Serienfertigung wirtschaftlich eingesetzt werden können, ist die Abwärme der Gasturbine und die Abwärme des Vergasers in den meisten Fällen extern zu nutzen.

Diese Schaltungsvariante (Abbildung 4) kommt daher nur für KWK-Anlagen in Betracht. Wenn im Idealfall die gesamte Abwärme bis zu einem Temperaturniveau von 120°C genutzt werden kann, so können im Idealfall bei einem elektrischen Wirkungsgrad der Gasturbine von 26 % für den Gesamtprozeß elektrische Wirkungsgrade bis 20 Prozent und Brennstoffausnutzungsgrade bis 70 % erreicht werden. Ausschlaggebend ist dabei das Luftverhält-

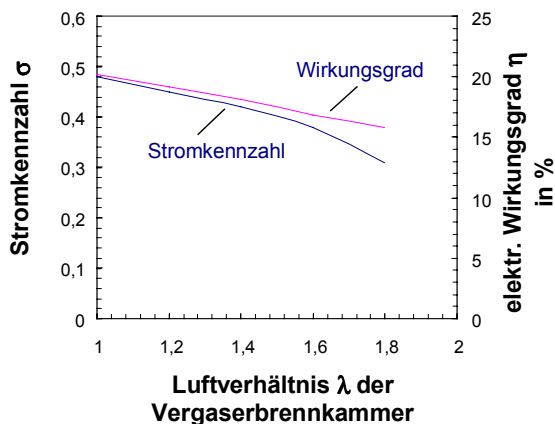


Abbildung 3: : Stromkennzahl und Wirkungsgrad eines allothermen Vergasers mit nachgeschalteter Microturbine

nis in der Brennkammer des Vergasers. Die Stromkennzahl  $\sigma$  variiert dabei von 0,3 bis 0,5. Wird auf die Abwärmenutzung ganz verzichtet ( $\sigma = \infty$ ) bleibt der elektrische Wirkungsgrad mit 20 % höher als bei allen anderen, derzeit kommerziell verfügbaren Techniken zur Stromerzeugung aus Festbrennstoffen im Leistungsbereich unter 1 MW<sub>el.</sub> wie beispielsweise die Rostfeuerung mit nachgeschalteter Dampfturbine oder dem ORC-Prozeß.

## Prozesse mit kombinierten Gas- und Dampfturbinenprozessen (IGCC)

In kombinierte Gas- und Dampfturbinenprozessen (IGCC) können sowohl autotherme wie auch allotherme Vergaser integriert werden. In beiden Fällen ergeben sich deutliche Vorteile hinsichtlich der elektrischen Wirkungsgrade und der Verfahrenstechnik (Teerproblematik) für druckaufgeladene Vergasungsprozesse. Insbesondere im Falle der allothermen Vergasung ergibt sich ein Vorteil daraus, daß als Vergasungsmedium statt eines gasförmigen Mediums nur Wasser (mit geringer spezifischer Arbeit) komprimiert wird.

Bei den Reformern muß allerdings ein beträchtlicher Teil des Brenngases für die Fremdbeheizung des Prozesses genutzt werden (s. Abbildung 1), so daß dieser nicht in der Gasturbine genutzt werden kann. Die Abwärme aus der Fremdbeheizung kann allerdings, anders als in einfachen Gasturbinenprozessen, im Dampfturbinenteil genutzt werden.

Es zeigt sich, daß beim Einsatz eines Reformers der elektrische Wirkungsgrad eines kombinierten Gas- und Dampfturbinenprozesses geringer ist als bei Einsatz eines autothermen Vergasers (ohne Wärmeverlust durch Gasreinigung). Allerdings steigt der elektrische Wirkungsgrad mit dem Gasturbinendruckverhältnis, da die oben dargelegten Vorteile bei der Kompression des Vergasungsmediums stärker zum Tragen kommen. Der maximale elektrische Wirkungsgrad liegt bei den gleichen Randbedingungen bei 44,3%.

Für einen kombinierten Gas- und Dampfturbinenprozeß ergibt sich unter Vernachlässigung von Wärmeverlusten in der Gasreinigung eine elektrischer Wirkungsgrad von 48,6%. Im Gegensatz zur Reformierung zeigt der elektrische Wirkungsgrad ein ausgeprägtes Maximum, etwa bei einem Druckverhältnis von  $p = 12$  bar. Da bei autothermer Vergasung ein beträchtlicher Teil der Brennstoffenergie als fühlbare Wärme im Brenngas enthalten ist, wirken sich die Temperatur der Gasreinigung und daraus resultierende Wärmeverluste deutlich auf die Stromkennzahl aus.

## Prozesse mit Brennstoffzellen

Für die Nutzung der Brenngase in Brennstoffzellen kommen wie oben beschrieben vor allem Hochtemperaturbrennstoffzellen in Frage. Um möglichst hohe Stromkennzahlen oder Anlagen zur ausschließlichen Stromerzeugung zu realisieren, bietet sich eine Vielzahl verschiedener Möglichkeiten, die Abwärme der Brennstoffzelle und des Vergasers in Nachschaltprozessen zu nutzen.

Besonders interessant ist das Teillastverhalten der Brennstoffzelle. Der elektrische Gesamtwirkungsgrad eine Brennstoffzelle setzt sich zusammen aus dem Produkt des thermodynamischen Wirkungsgrades  $\eta_{th}$ , des Spannungswirkungsgrades  $\eta_v$  und des Stromwirkungsgrades  $\eta_i$ . Der thermodynamischen Wirkungsgrad  $\eta_{th}$  wird von der Betriebstemperatur bestimmt, der Spannungswirkungsgrad  $\eta_v$  ist vorwiegend ein Maß für die Ohm'schen Verlusten im Elektrolyten. Der Stromwirkungsgrad  $\eta_i$  beschreibt den erreichten chemischen Umsatz in der Brennstoffzelle und damit die Menge des ungenutzten Brenngases im Anodenabgas /8/. Ein wesentlicher Anteil der Abwärme resultiert also aus den Ohm'schen Verlusten im Elektrolyten, die mit zunehmender Stromdichte zunehmen. Im Gegensatz zu anderen Arbeitsmaschinen steigt der Wirkungsgrad der Brennstoffzelle also im Teillastbereich an. Der Auslegungsbetriebspunkt wird vom Wärmehaushalt des Stacks und der wirtschaftlich maximal realisierbaren Zellengröße festgelegt. Im Auslegungspunkt treten daher höhere Ohm'schen Verluste auf, als beim Teillastbetrieb.

Durch die Nachverbrennung des ungenutzten Brenngases, beispielsweise in einem katalytischen Brenner, steigt derzeit die Abgastemperatur beim Betrieb einer SOFC mit Wasserstoff um ca. 100 – 200 K auf ca. 1000 °C an. Wird unter hohem Druck vergast, entstehen im Brenngas erhöhte Methananteile und höhere Kohlenwasserstoffe, die in der Brennstoffzelle nur teilweise durch interne Reformierung umgesetzt werden. Dadurch reduziert sich der Stromwirkungsgrad gegenüber dem Betrieb mit Wasserstoff, und die Abgastemperatur steigt durch die Nachverbrennung noch stärker an. Dies kann aber besonders für die nachgeschalteten Prozesse vorteilhaft sein. Der optimale Betriebspunkt der Brennstoffzelle hängt also wesentlich von den Nachschaltprozessen ab. Prinzipiell besteht die Möglichkeiten, diese Nachschaltprozesse mit einem Teilstrom des Brenngases oder mit

der Abwärme des Vergasers oder der Brennstoffzelle zu betreiben. Technisch am weitesten fortgeschritten ist derzeit die Kombination einer SOFC Brennstoffzelle mit einer Microturbine (Siemens-Westinghouse SureCELL Konzept /5/)

Meist wird aber auch auf die Möglichkeit verwiesen, die Hochtemperaturbrennstoffzelle mit einem konventionellen GUD Kraftwerk zu kombinieren. Dabei soll die Abwärme der Brennstoffzelle in einer Gasturbine und deren Abwärme in einem Dampfkraftprozeß genutzt werden.

Mit diesem Konzepten lassen sich mit Erdgas bereits mit Eindruckprozessen elektrische Wirkungsgrade über 80 % erreichen. Sollen Festbrennstoffe vergast werden, so werden mit diesem Konzept mit allothermen Vergasern Wirkungsgrade über 60 Prozent und mit autothermen Vergasern über 70 % erreicht. Besonders interessant ist hier der Einsatz allothermer Vergaser, wenn für den Vergasungsprozeß die Abwärme der SOFC genutzt wird. Der oben beschriebene Wirkungsgradnachteil der allothermen Vergasung bei konventionellen IGCC-Prozessen beruht darauf, dass nur ein Teil des erzeugten Brenngases in der Gasturbine genutzt wird. Wird dagegen der allotherme Vergaser mit der Abwärme der Brennstoffzelle betrieben, kann der Gesamte Brenngasstrom auf hohem Temperaturniveau genutzt werden.

In diesem Fall können auch ohne zwischengeschaltete Gasturbine elektrische Wirkungsgrade über 70 Prozent erzielt werden. Durch den Verzicht auf die Gasturbine kann zudem atmosphärisch vergast werden, wodurch sich auch der elektrische Eigenbedarf des Vergasers reduziert.

## Zusammenfassung

Für die energetische Betrachtungen von Prozessen zur Nutzung biomassestämmigen Brenngases stellen Kreislaufrechnungen ein aussagekräftiges Werkzeug dar. Die Ergebnisse geben wichtige Hinweise sowohl für die Auslegung der Vergasungsprozesse als für die Integration der Vergasung in die verschiedenen Kraftwerks- oder Kraft-Wärme-Kopplungs-Konzepte. Die Kreislaufrechnung basieren auf einfachen Modellierungsansätzen für die Vergasung (chemische Gleichgewichte), da diese für die hier gestellten Anforderungen rechnerische Stabilität, Vergleichbarkeit und Nachvollziehbarkeit der Ergebnisse und Modellierungsgenauigkeit einen sehr guten Kompromiß darstellen.

Mit Hilfe der Rechnungen wurden Gesamtprozesse aber auch einzelne Komponenten analysiert. So zeigt die Untersuchung der allothermen Vergasung, daß die Realisierung des Wärmeeintrags in den Prozeß entscheidend sein wird für die Anwendbarkeit dieser Technologie (siehe auch /7/).

Für den kleinen Leistungsbereich zeigt sich, daß die sogenannten Microturbines mit Rekuperator ein sehr interessantes Konzept darstellen. Auf längere Sicht bieten hier Brennstoffzellen sehr interessante Perspektiven.

Im größeren Leistungsbereich können hohe elektrische Wirkungsgrade derzeit nur mit kombinierten Gas- und Dampfturbinenprozessen erreicht werden. Beim Einsatz von Brennstoffzellen zeigt sich, daß insbesondere die Kombination von allothermen Vergaser, Hochtemperaturbrennstoffzelle und Dampfturbine sehr interessant sein wird.

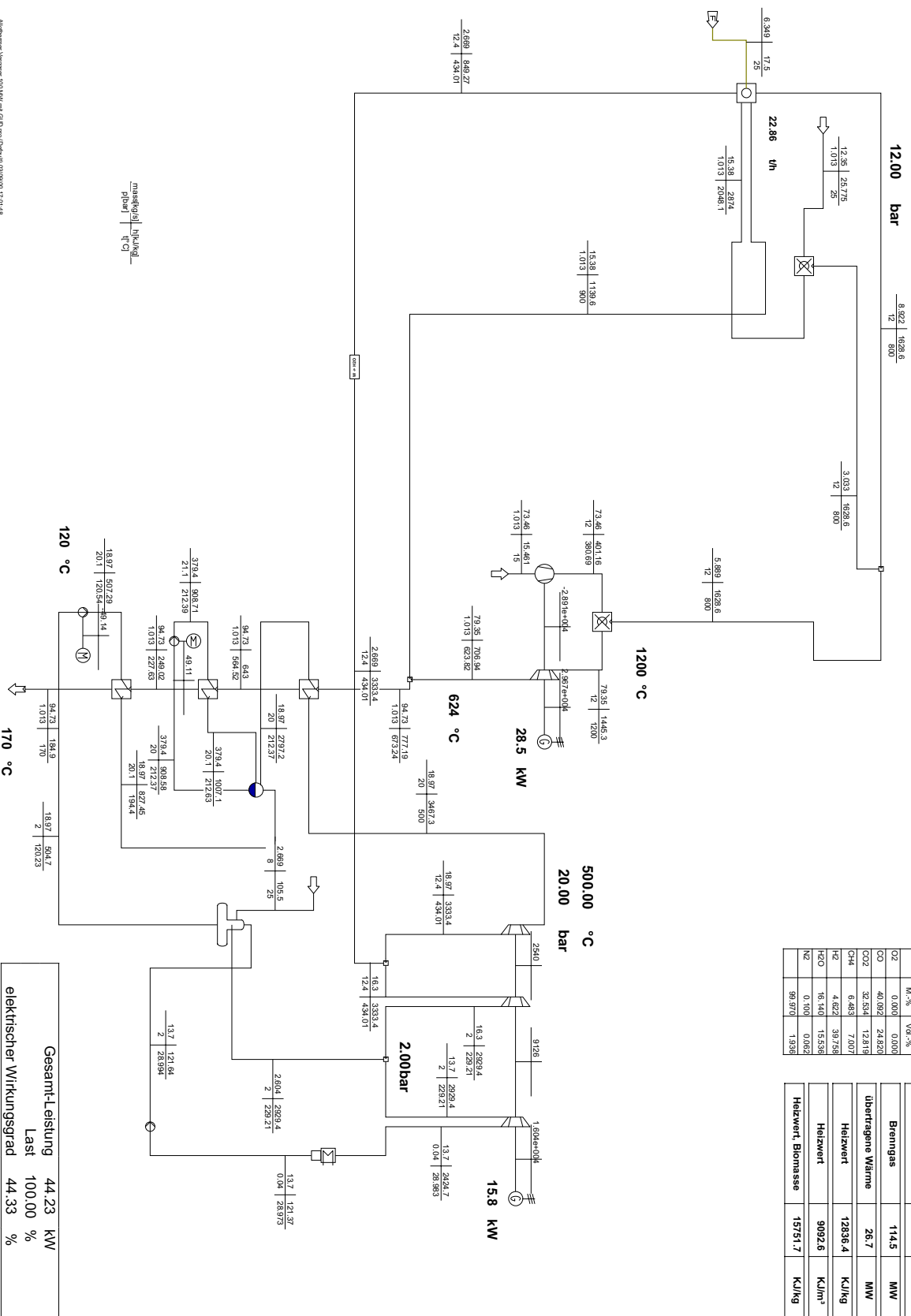
## Literatur

- 1 Beenackers, A.A.C.M., Maniatis, K.: Gasification technologies for heat and power from biomass, in Chartier, P., Ferrero, G.L.: Proceedings 9th European Bioenergy Conf., Book 1, pp. 229 - 259, Elsevier Science Ltd., Oxford, 1996
- 2 de Biasi, V.: Low cost and high efficiency make 30 to 80 kW microturbines attractive, Gas Turbine World 1-2 1998, pp. 28-31
- 3 JOULE Programme DG XII, Contract No. JOR3-CT97-0144
- 4 Stahl, K., Neergaard, M., Nilsson, P.-A.: Pressurized CFB Gasification-The Värnamo Plant, in Kaltschmidt, M., Bridgwater, A.V.: Biomass Gasification & Pyrolysis, pp.161-171, 1997
- 5 Winkler, W.: Brennstoffzellen in der Energietechnik, UTA 1/2000, pp. 15-20
- 6 Hughes, W.E.M., Larson, E.D.: Effect of fuel moisture content on biomass-IGCC performance, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, July 1998, Vol. 120, pp. 455-459
- 7 Karl, J., Schmitz, W., Hein, D.: Allotherme Wirbelschichtvergasung – Möglichkeiten zur Realisierung des Wärmeeintrags in Wirbelschichten, Vortrag für „Energetische und stoffliche Nutzung von Abfällen und Biomassen“, Velen 2000
- 8 Kordes, K. Simander, G.: „Fuel Cells and Their Applications“, VCH-Verlag, Weinheim, 1996



	Mt-%	VA-%
CO <sub>2</sub>	0,000	0,000
CO	40,092	24,820
CO <sub>2</sub>	32,524	12,819
CH <sub>4</sub>	0,463	7,007
H <sub>2</sub>	4,622	39,758
H <sub>2</sub> O	16,140	19,536
N <sub>2</sub>	0,100	0,062
	98,970	1,938

Thermische Leistung	100,0	MW
Brenngas	114,5	MW
Übertrennte Wärme	26,7	MW
Heizwert	12336,4	KJ/kg
Heizwert	9092,6	KJ/m <sup>3</sup>
Heizwert, Biomasse	15751,7	KJ/kg



Gesamtleistung	44,23	kW
Last	100,00	%
elektrischer Wirkungsgrad	44,33	%

Abbildung 5: Prozess-Schalbild einer allothermen Vergasung mit nachgeschalteter GUD-Prozess (IGCC)

Anforderung: Vergaser: 100 MW mit CO<sub>2</sub>-frei (Chemie) (30/09/2017) 17/01/18

	M-%	VA-%
O2	0,000	0,000
CO	70,728	38,918
CO2	14,361	5,228
CH4	1,859	1,782
H2	6,439	49,109
H2O	5,862	5,002
N2	0,115	0,063
	99,999	74,29

Thermische Leistung	1000,0	MW
Brenngas	121,8	MW
übertragene Wärme	33,7	MW
Heizwert	15799,4	KJ/kg
Heizwert	9920,0	KJ/m³
Heizwert Biomasse	15751,7	KJ/kg

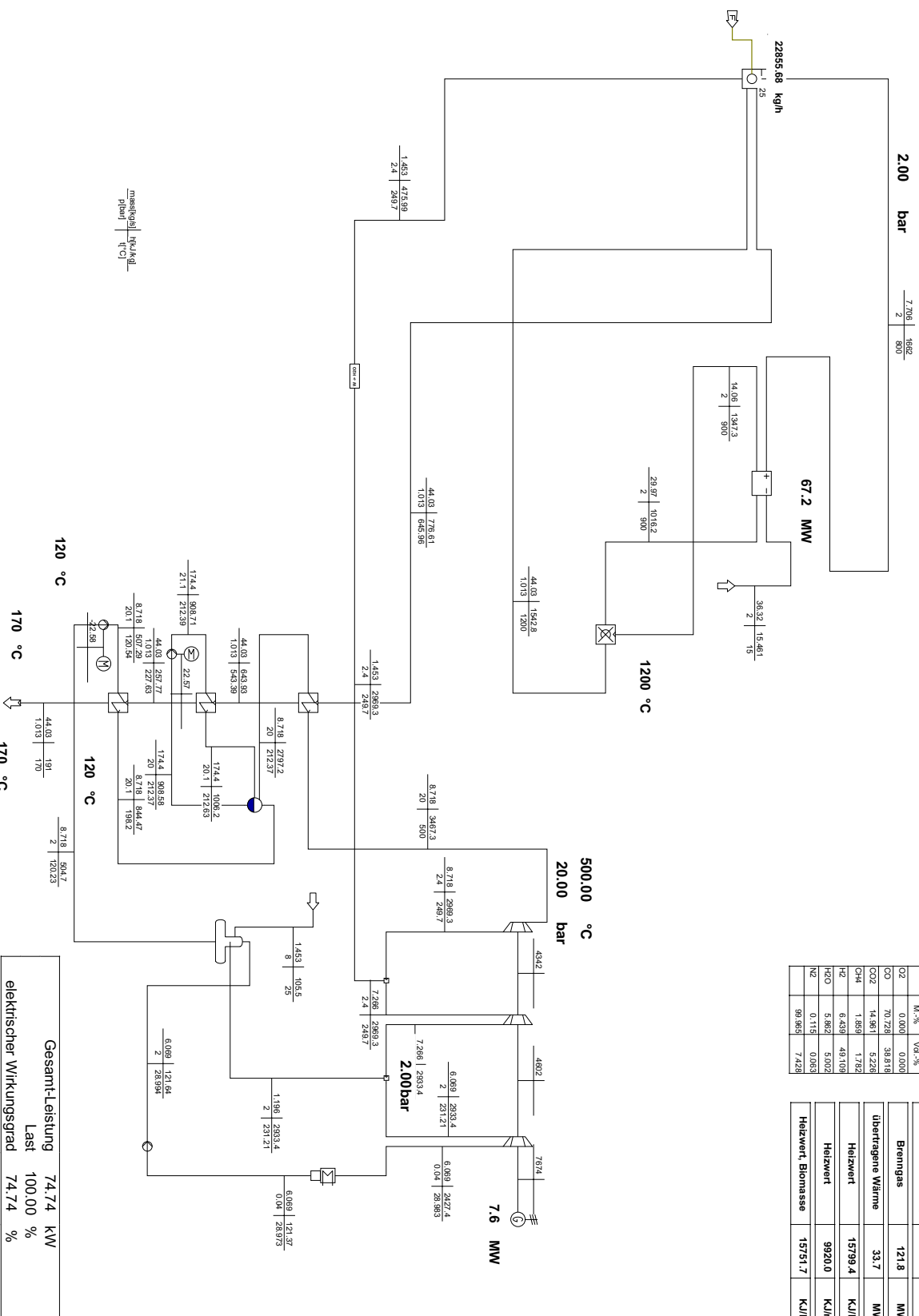


Abbildung 6: Prozess-Schalbild einer allothermen Vergasung mit nachgeschalteter SOFC-Brennstoffzelle und Dampfkraftprozess

Abstrakte: Heidegger-Vergaser 100MW mit DT und SOFC pro/Chem110300001.06/27.20

