

Wärmerückgewinnung aus Rinderflüssigmist in Biogasanlagen mit einem absätzig betriebenen, statischen Wärmetauscher

Von Rolf Kloss, Braunschweig, und Thomas Engel, Kiel*)

Mitteilung aus dem Institut für Technologie der Bundesforschungsanstalt für Landwirtschaft, Braunschweig-Völkenrode

Professor Dr.-Ing. Wolfgang Baader zum 60. Geburtstag

DK 631.862:662.767.1:66.045

Zur Auslegung von Wärmetauschern für die Wärmerückgewinnung bei Biogasanlagen ist die Kenntnis der Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl von der Viskosität des Fluids, der Bauform und Betriebsweise des Wärmetauschers erforderlich.

Für einen absätzig betriebenen, statischen Wärmetauscher, der mit Rinderflüssigmist unterschiedlichen Trokensubstanzgehaltes beschickt wurde, werden die entsprechenden Größen untersucht und die ermittelten Werte dargestellt.

1. Einleitung

Zur Verbesserung des Wärmehaushaltes von beheizten Biogasanlagen kann die Installation eines Wärmetauschers, der Wärme vom abfließenden auf das zulaufende kalte Fluid überträgt, sinnvoll sein, wenn dies die Wirtschaftlichkeit der Anlage insgesamt erhöht.

Die vorliegenden Erfahrungen zeigen aber, daß die bisher in der Praxis eingesetzten Tauscher aus technischer Sicht nicht befriedigend funktionieren und zudem unwirtschaftlich arbeiten.

Im Rahmen dieser Arbeit sollten die Ursache für diesen Zustand ermittelt, eine in wirtschaftlicher Sicht erfolgversprechende Tauscherform ausgewählt und die zur Bemessung eines derartigen Tauschers fehlenden Kennwerte experimentell ermittelt werden.

2. Stand des Wissens

2.1 Wärmetauschertypen, Mängelanalyse

Hierzu wurden zunächst die im Schrifttum [1 bis 13] beschriebenen Wärmetauscher nach der Art und Weise der Wärmeübertragung klassifiziert. Anschließend wurde eine Beurteilung und eine Auswahl anhand folgender Kriterien vorgenommen:

- Betriebssicherheit: Verstopfungsgefahr, Sinkschicht-, Schwimmdecken-, Gasbildung, Druckverlust, Reinigungsmöglichkeit

Die Autoren danken Herrn Prof. Dr.-Ing. H.W. Orth, daß er die Möglichkeit zu dieser fruchtbaren Zusammenarbeit eröffnete.

*) Dr.-Ing. R. Kloss war zur Zeit dieser Untersuchungen wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Technologie (Leiter: Prof. Dr.-Ing. W. Baader) der Bundesforschungsanstalt für Landwirtschaft und leitet nun ein Entwicklungshilfeprojekt auf dem Gebiet der Biogastechnologie bei der Cooperacion Autonoma del Cauca (CVC), Division de Aguas, in Cali, Kolumbien.
Dipl.-Ing. Th. Engel war an diesem Projekt im Rahmen einer Diplomarbeit an der Fachhochschule Braunschweig/Wolfenbüttel (Betreuer: Prof. Dr.-Ing. H.W. Orth) beteiligt und ist jetzt als Sachbearbeiter im Bereich Klima – Lüftungstechnik bei der Firma Rudolf Otto Meyer, Kiel, tätig.

- Wärmeübertragungsmerkmale: theoretisch maximaler Wärmewirkungsgrad, zur Verfügung stehende Temperaturdifferenz, Verhältnis von Austauschfläche zu Volumen, Wärmeübertragungsverhalten.

Dabei wurde – wie zuvor erwähnt – in nahezu allen Fällen eine mangelhafte Funktion festgestellt. Dies ist bei den meisten Tauschern hauptsächlich auf folgende Ursachen zurückzuführen:

- Bei der Konstruktion und der Betriebsweise: Mißachtung der substratspezifischen Besonderheiten, wie Neigung zur Bildung von Sinkschichten und Schwimmdecken, Anlagerungen oder Verkrustungen auf den Tauscherflächen, Gasentwicklung durch im Fluid ablaufende Gärprozesse, Neigung zur Ausbildung von Kurzschlußströmungen, hoher Fließwiderstand, schlechte Einbindung in das Gesamt-System einer Biogasanlage
- Bei der Auslegung: Unterdimensionierung der Tauscherflächen und Außenisolierung, unzureichende und unwirtschaftliche Maßnahmen zur Verbesserung des Wärmeübergangs.

2.2 Bemessungsgrößen

Die bei der Konstruktion der bisherigen Tauscher gemachten Fehler sind verständlich, da – wie die Schrifttumdurchsicht zeigte – kaum Erfahrungen für die Konstruktion und Konzeption, kaum Anhaltswerte für die Dimensionierung und Hinweise für die wirtschaftliche Optimierung zu finden waren, so daß in vielen praktischen Bemessungsfällen "intuitiv" vorgegangen werden mußte. Inzwischen liegen zwar einige Arbeiten [2, 3, 4, 6, 7, 11, 12, 13] zu dieser Problematik vor. Sie sind aber nicht ausreichend.

Die wichtigste Größe zur Bemessung eines Wärmetauschers ist der Wärmedurchgangskoeffizient k . Er läßt sich bei einem Flüssigmist-Flüssigmist-Wärmetauscher anhand der Beziehung

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_a} + \sum_{i=1}^n \frac{s_i}{\lambda_i} \quad (1)$$

ermitteln, worin der letzte Term den Wärmedurchgangswiderstand der Trennwand beschreibt. Dieser kann, falls er nicht bereits bekannt ist, leicht anhand von Bestimmungsformeln und Tafeln aus Handbüchern [14] bestimmt werden. Der Wärmeübergangskoeffizient α kann anhand verschiedener theoretischer Ansätze ermittelt werden. Dazu müssen die entsprechenden Stoffwerte des Fluids wie Wärmekapazität, Wärmeleitfähigkeit, Dichte, Volumenausdehnungskoeffizient und Viskosität bekannt sein. Dies ist für Wasser und viele andere newtonsche und nicht-newtonsche Fluide, jedoch nicht bei den in Biogasanlagen zum Einsatz kommenden Substraten der Fall.

Wenngleich die meisten Stoffwerte dieser Substrate noch annähernd denen von Wasser ähneln, so gilt dies keinesfalls für die Viskosität, die bei der Wärmeübertragung wegen ihres starken Einflusses auf den Wert von α eine sehr gewichtige Rolle spielt.

Die Viskosität von Rinderflüssigmist wird von vielen Faktoren beeinflusst. Für eine erzwungene Rohrströmung und im Bereich hohen Schergradienten läßt sich die Viskosität in vereinfachter Weise und damit ungenau, aber im Hinblick auf den praktischen Einsatz – Fördern in Druckrohrleitungen – mit ausreichender Genauigkeit als Funktion des Trockensubstanzgehaltes darstellen. Im Bereich kleiner Schubspannungs-Schergradienten, wie sie im vorliegenden Fall auftreten, ist dieser Ansatz jedoch nicht zu vertreten. Die Viskosität ist daher für das jeweilige Substrat experimentell zu bestimmen.

Im Schrifttum liegen verschiedene Arbeiten [15 bis 20] vor, in denen für Wärmetauscher, die Biogasanlagen über Warmwasser beheizen sollen, der Wert von k bestimmt wurde. Da der Wert von α_1 für das in diesen Systemen eingesetzte Heizmedium Warmwasser ebenso wie der Wärmedurchgangswiderstand der Trennwand aus dem einschlägigen Schrifttum (z.B. [14]) entnommen werden kann, besteht die Möglichkeit, mit Gl. (1) auch den Wert α_a für Flüssigmist zu bestimmen.

Allerdings ist a sehr stark abhängig vom Strömungszustand des Fluids an der Wärmeübertragungsfläche. Mit den auf die beschriebene Weise bestimmbareren Werten von a kann man daher nur dort operieren, wo definierte Strömungsverhältnisse herrschen. Dies trifft beispielsweise auf einen Flüssigmist-Flüssigmist-Rohrwärmetauscher zu. In anderen Fällen sind die Strömungsverhältnisse häufig jedoch nicht hinreichend bekannt, da in Abhängigkeit von der Bauform und -größe neben der Hauptströmung während des Vorganges des Wärmetauschers aufgrund von Dichteunterschieden zusätzliche Nebenströmungen unterschiedlicher Größe und Richtung auftreten.

Der Wert von a und somit auch von k ist also nicht nur von fluidmechanischen Stoffeigenschaften, sondern auch von der apparativen Gestaltung abhängig.

2.3 Absätzig betriebener, statischer Wärmetauscher

Nach den vorliegenden Erfahrungen und Überlegungen scheint in bezug auf eine möglichst hohe Betriebssicherheit ein absätzig betriebener statischer Wärmeaustauscher die größte relative Vorzüglichkeit zu besitzen. Durch das vollständige Entleeren des Inhalts sind dem Auftreten von Störungen Grenzen gesetzt, sich bildende Verschmutzungen können leicht behoben werden, da das Innere gut zugänglich ist. Entstehendes Gas kann entweichen; Strömungskurzschlüsse sind ausgeschlossen. Durch den Einbau einer Rühr- bzw. Mischeinrichtung kann der Wärmeübergang verbessert und zusätzlich die Funktionstüchtigkeit erhöht werden. Die Nachteile dieses Tauschertyps liegen darin, daß die maximal erreichbare Energieausbeute auf 50 % der Enthalpiedifferenz begrenzt ist, und in der konstruktiv aufwendigen Einbindung in die Biogasanlage (zusätzliche Pumpen, Schieber, Steuerung).

3. Versuchsfragestellung und -methodik

Im Rahmen der Versuche sollte zur Bemessung eines derartigen Tauschers – mit und ohne Einsatz eines mechanischen Rührwerkes – bei einem ausgewählten Substrat (Rinderflüssigmist) der Wärmedurchgangskoeffizient k in Abhängigkeit von dem Trockensubstanzgehalt und dem anaeroben Abbauzustand (frischer oder ausgefaulter Mist) bestimmt werden.

Für den gewählten in Bild 1 dargestellten Wärmetauscher ist in Abhängigkeit von der Dauer t des Wärmeaustausches mit dem in Bild 2 dargestellten Temperaturverlauf zu rechnen. Daraus läßt sich der zeitliche Verlauf der ausgetauschten Wärmemenge Q bestimmen:

Jeder der Meßpunkte p (1 ... 6) in Bild 1 repräsentiert eine bestimmte Kreis- bzw. Kreisringfläche A_p . Trägt man die Temperaturen der Meßpunkte über der entsprechenden Fläche auf, so ergeben sich für verschiedene Zeiten t des Wärmeaustausches Temperaturprofile $\vartheta_{p,t}$; $t = 0, 1, 2, \dots, \infty$, Bild 3.

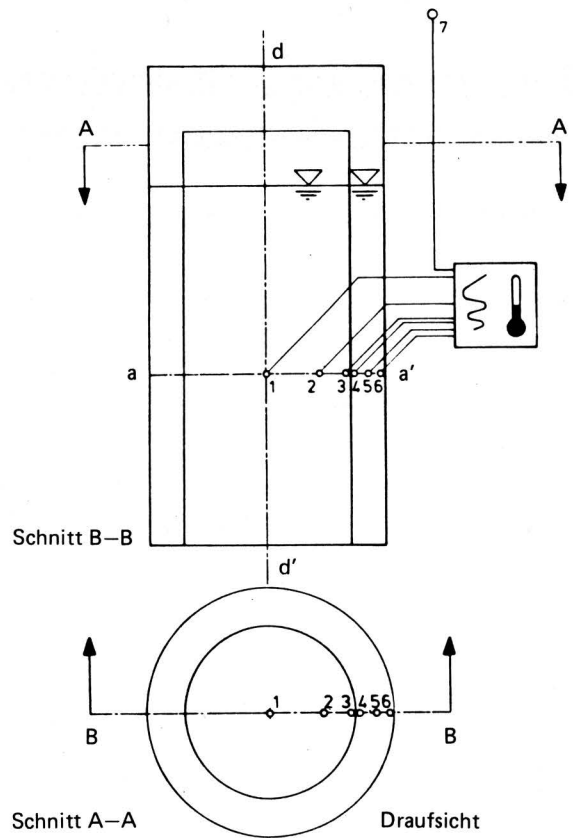


Bild 1. Längs- und Querschnitt des absätzig zu beschickenden Wärmetauschers mit Meßstellen zur Temperaturerfassung im inneren Behälter (Meßpunkte 1 ... 3), im äußeren Behälter (Meßpunkte 4 ... 6) und in der Umgebung (Meßstelle 7).

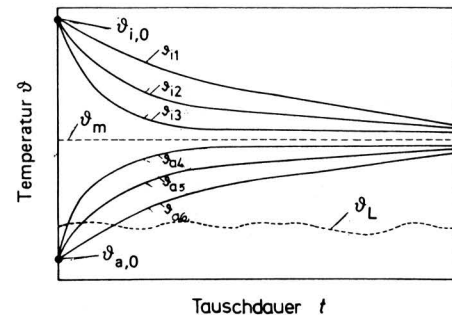


Bild 2. Prinzipieller zeitlicher Verlauf der Temperaturen an den Meßstellen im Behälter und in der Umgebung (ϑ_L).

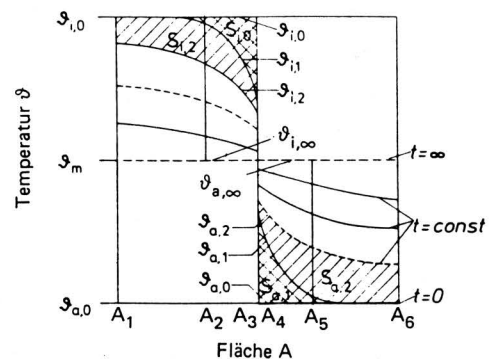


Bild 3. Temperaturprofile im Wärmetauscher aufgetragen über der den Meßpunkten zuzuordnenden Fläche; Dauer des Austausches als Parameter.

In dieser Darstellung geben die Flächen $S_{a,t}$ bzw. $S_{i,t}$ zwischen den Temperaturprofilen für zwei aufeinanderfolgende Zeitpunkte ein Maß für die Wärmemenge Q , die in der Zeitspanne Δt von der einen Tauscherseite an die andere abgegeben wurde. Aus den planimetrisch zu bestimmenden Flächen $S_{a,t}$ bzw. $S_{i,t}$ kann so mit Hilfe von Umrechnungsfaktoren die übertragene Wärmemenge Q hergeleitet werden.

Bezieht man die ermittelte Wärmemenge auf die maximal mögliche (bzw. die jeweilige ermittelte Fläche auf die maximal mögliche Fläche, die durch die Anfangs- und die Mischtemperatur bestimmt ist), so erhält man die relative Wärmemenge:

$$q_{rel} = \frac{S_{a,t}}{S_{a,\infty}} = \frac{S_{i,t}}{S_{i,\infty}} = \frac{Q_t}{Q_\infty} \quad (2)$$

Bild 4 zeigt den prinzipiellen Verlauf von q_{rel} über der Versuchsdauer.

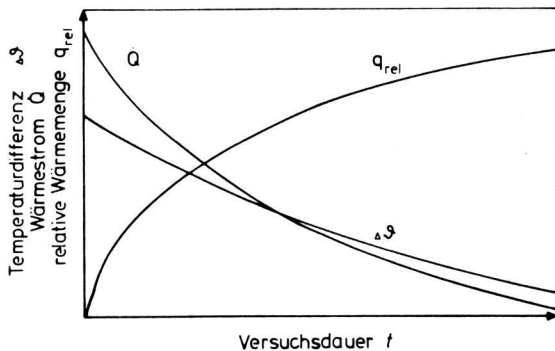


Bild 4. Prinzipieller zeitlicher Verlauf der ausgetauschten rel. Wärmemenge q_{rel} , der Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta$ und des Wärmestroms.

Der Wert von k läßt sich aus der Beziehung

$$k = \frac{\dot{Q}}{A_T \Delta\vartheta} \quad (3)$$

ermitteln, wobei A_T für die Fläche des Wärmetauschers und $\Delta\vartheta$ für die Temperaturdifferenz zwischen der Innenseite und der Außenseite der Wärmetauscherfläche steht. Der Wärmestrom \dot{Q} ist als Wärmemenge pro Zeiteinheit definiert und läßt sich für ausreichend kleine Zeitintervalle Δt darstellen als:

$$\dot{Q} = \frac{dQ}{dt} \approx \frac{\Delta Q}{\Delta t} \quad (4)$$

Der prinzipielle Verlauf von \dot{Q} und $\Delta\vartheta$ ist ebenfalls in Bild 4 dargestellt.

Der Wert von k läßt sich bei entsprechender Definition der Temperaturen, Wärmemengen und Zeiten als momentaner, als durchschnittlicher oder als Wärmedurchgangskoeffizient nach einem Potenzansatz darstellen. Ein Vergleich der verschiedenen Verfahren zeigte, daß der mit dem mittleren logarithmischen Temperaturgefälle ermittelte Wärmedurchgangskoeffizient im Hinblick auf die praktische Anwendung am besten geeignet ist.

Es ist dann:

$$k_{du} = \frac{\dot{Q}}{A_T \Delta\vartheta_m} \quad (5)$$

mit

$$\Delta\vartheta_m = \frac{\Delta\vartheta_0 - \Delta\vartheta_t}{\ln(\Delta\vartheta_0/\Delta\vartheta_t)} \quad (6)$$

oder

$$k_{du} = \frac{Q_t \ln(\Delta\vartheta_0/\Delta\vartheta_t)}{t_t A_t (\Delta\vartheta_0 - \Delta\vartheta_t)} \quad (7)$$

wenn für

$$\dot{Q} = \frac{Q_t - Q_0}{t_t - t_0} = \frac{Q_t}{t_t} \quad (8)$$

mit $t_0 = 0$; $Q_0 = 0$ gesetzt wird.

Dieses Verfahren liefert jedoch nur dann gültige Ergebnisse, wenn folgende Voraussetzungen erfüllt sind, die zur Vereinfachung der Auswertung getroffen wurden:

- Während der Versuchsdauer erfolgt kein nennenswerter Wärmeaustausch zwischen Wärmetauscher und Umgebung.
- Der Wärmeeintrag, der während des Versuchslaufes über das Rührwerkzeug erfolgt, ist vernachlässigbar gering.
- Aufgrund der Symmetrie gilt das über der Strecke a–a' (vgl. Bild 1) gemessene Temperaturprofil (Bilder 2 und 3) in unveränderter Form über der gesamten Rotationsebene dieser Strecke um die Achse d–d' des Wärmetauschers.
- Auf der halben Füllstandshöhe des Wärmetauschers wird auch für den Fall einer Temperaturschichtung ein repräsentativer Mittelwert gemessen.
- Das zum jeweiligen Meßzeitpunkt gültige Temperaturprofil läßt sich hinreichend genau durch 6 Meßpunkte beschreiben.

4. Versuchsaufbau, Meß- und Analysemethoden

In einem oben offenen, zylindrischen Behälter aus glasfaserverstärktem Kunststoff (Höhe 1350 mm, Innendurchmesser 700 mm, Füllhöhe 1200 mm, Nutzvolumen 0,5 m³) steht ein 1 mm starker, 1250 mm hoher Blechmantel als Tauscherfläche, Bild 5. Deren Durchmesser ist mit 494 mm so gewählt, daß die durch die Tauscherfläche getrennten inneren und äußeren Volumina gleich groß sind.

Über Schieber und Rohrleitungen läßt sich der Behälter befüllen und entleeren. Er steht auf einem mit Verbindungsschellen zusammengeschaubten Gestell aus Konstruktionsrohr, an dem auch das Rührwerk befestigt ist.

Das Rührwerk besteht aus Motor, Getriebe, Rührarm und Rührblättern. Der Motor ist in der Drehzahl umschaltbar, so daß am Getriebeausgang Drehzahlen von 2,4 bzw. 1,2 min⁻¹ zur Verfügung stehen. Der Motor läßt sich über eine Mikroprozessorsteuerung schalten. Dadurch ist es möglich, den Rührer intermittierend zu betreiben. Die Rührdauer ist mit 1 min fest eingestellt, die anschließende Pausenzeit ist innerhalb eines Bereichs von 2–50 min frei wählbar.

Die Rührblätter aus Flachstahl (100 x 5 mm für den inneren, 60 x 5 mm für den äußeren Behälter) sind an ihrem oberen Ende jeweils mit einem kurzen Stück Konstruktionsrohr verschweißt. Dieses ist über Verbindungsschellen an dem ebenfalls aus Konstruktionsrohr bestehenden Rührarm befestigt. Durch diesen Aufbau können die Rührblätter einfach ausgetauscht, in radialer Richtung verschoben sowie um ihre Längsachse gedreht werden.

Zur Verminderung von Wärmeverlusten wurde der Behälter wärmegeämmt. Die Aufstellung des Versuchstandes erfolgte in der Halle der 100 m³-Biogas-Versuchsanlage der FAL [21].

Die Temperaturen wurden mit Hilfe von Kupfer-Konstantan-Thermoelementen gemäß Meßaufbau in Bild 1 ermittelt. Die 7 Thermoelemente waren zu diesem Zweck an einem leicht ein- und aushängbaren Gestell angebracht.

Zur Bestimmung des Trockensubstanzgehaltes wurden von den verschiedenen während der Versuche eingesetzten Substraten jeweils Proben genommen und nach dem Standardverfahren [22] analysiert.

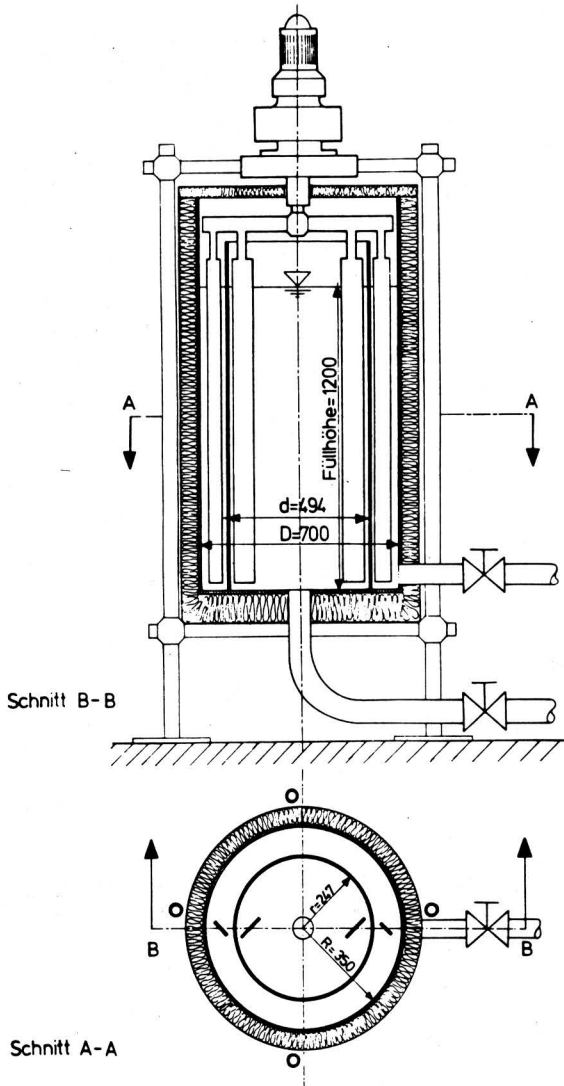


Bild 5. Längs- und Querschnitt des Versuchswärmetauschers.

5. Versuchsdurchführung

Die Versuche teilten sich auf in:

- Vorversuche
- Versuche mit Wasser unter Variation der Rührintensität
- Versuche mit frischem und ausgefaultem Rinderflüssigmist unter Variation der Rührintensität und des Trockensubstanzgehaltes.

5.1 Vorversuche

Die Vorversuche dienen der Überprüfung der unter 3. getroffenen Annahmen, auf denen sich die gewählte Versuchsmethodik abstützt. Zur Bestimmung der Wärmeverluste des Tauschers an die Umgebung wurden beide Kammern des Wärmetauschers sowohl mit Wasser als auch mit Rinderflüssigmist gefüllt. Durch Einblasen von Satttdampf wurde der Behälterinhalt auf eine Temperatur von 35 °C gebracht und der zeitliche Verlauf der Temperatur im Behälter sowie in der Umgebung mit dem in Bild 1 gezeigten Meßaufbau aufgezeichnet.

Der Leistungseintrag des Rührwerkes wurde anhand der elektrischen Leistungsaufnahme des Rührermotors unter Berücksichtigung der Energieverluste in Motor und Getriebe ermittelt. Die Temperaturverteilung über der Behälterhöhe wurde mit in verschiedenen Höhen angeordneten Thermoelementen in gesonderten Vorversuchen bestimmt.

5.2 Versuche mit Wasser unter Variation der Rührintensität

Die innere Kammer des Tauschers wurde mit Wasser gefüllt, durch Einblasen von Satttdampf (ca. 1,5 bar, 110 °C) auf die gewünschte Temperatur (30–35 °C) erwärmt und anschließend kurz durchmischt. Dann wurde der äußere Teil mit kaltem Wasser gefüllt und die Thermoelemente eingehängt. Mit der fortlaufenden Registrierung der Temperatur der sieben Meßstellen durch den Drucker begann der Versuchslauf.

Beim Versuch ohne Einsatz des Rührers blieben die Meßfühler während der gesamten Versuchsdauer im Tauscher. Beim Betrieb des Rührers in den Einstellungen "eine Minute Rühren, drei Minuten Pause" bzw. "Dauerrühren" wurde in bestimmten Zeitabständen der Rührermotor kurz abgeschaltet, es wurden die Meßfühler eingehängt und nach Erfassung der Temperaturen wieder entfernt.

Nach Abschluß eines Versuchslaufes blieben die jeweiligen Substrate bis zur nächsten Versuchsdurchführung im Wärmetauscher, um ein Antrocknen von Rückständen, insbesondere an der Wärmeaustauschfläche, zu vermeiden und um die Sinkschicht- und Schwimmdeckenbildung beobachten zu können.

5.3 Versuche mit Rinderflüssigmist bei Variation der Rührintensität

Die Durchführung erfolgte, wie sie für Wasser unter 5.2 beschrieben ist. Um das Wärmetauscherverhalten auch für Flüssigmist mit anderen Trockensubstanzgehalten untersuchen zu können, als sie durch den jeweiligen Betriebszustand der Versuchsbioanlage vorgegeben waren, wurde ein Tankwagen eingesetzt. Mit diesem konnte Flüssigmist aus verschiedenen Ställen abgesaugt und der Trockensubstanzgehalt durch Wasserzusatz beliebig herabgesetzt werden. Durch Umpumpen ließ sich die Mischung homogenisieren.

Die Erwärmung dieser Substrate erfolgte ebenfalls mit Dampf, während dies bei den Abläufen aus der Biogasanlage nicht erforderlich war, da diese ja bereits eine Prozeßtemperatur von 35 °C aufwiesen.

6. Ergebnisse

6.1 Vorversuche

Wärmeverluste des Versuchsbehälters

Entsprechend den Messungen lagen die Wärmeverluste des Behälters selbst nach 20 h bei einem Wert, der maximal 1 % der Energiemenge ausmachte, die zwischen den Tauscherhälften in dieser Zeitspanne während der eigentlichen Versuchsläufe ausgetauscht wurde.

Leistungsaufnahme des Rührermotors

Beim Rühren wurden ca. 3 W in das Substrat eingetragen. Die Erwärmung des Substrates durch Rühren kann angesichts dieser geringen Leistung vernachlässigt werden.

Zusammenfassend betrachtet, zeigte sich, daß das Ergebnis der Vorversuche – und das gilt auch für die Temperaturverteilung über der Höhe – die Erfüllung der unter 3. genannten Prämissen für die weitere Versuchsdurchführung und Auswertung in keiner Weise in Frage stellt.

6.2 Versuche zum Wärmedurchgang

Die Ergebnisse der verschiedenen Versuche mit und ohne Einsatz des Rührwerkes bei unterschiedlichem Trockensubstanzgehalt der Substrate sind in Bild 6 bis 8 dargestellt als durchschnittlicher Wärmedurchgangskoeffizient (Bild 6a bis 8a) bzw. als ausgetauschte rel. Wärmemenge (Bild 6b bis 8b) in Abhängigkeit von der Zeit.

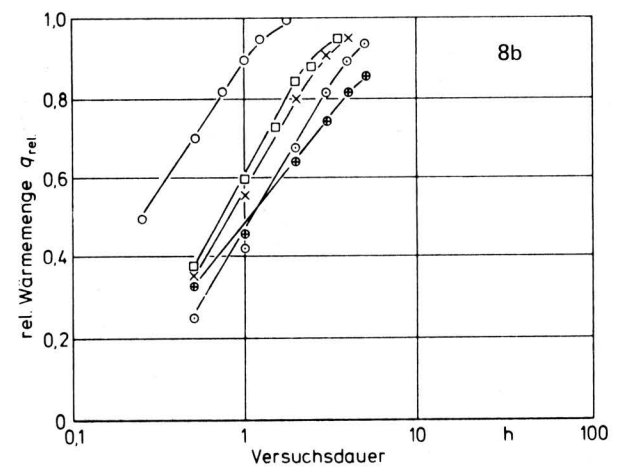
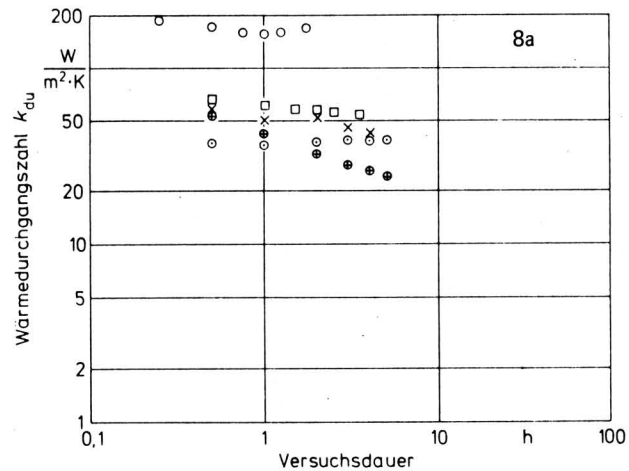
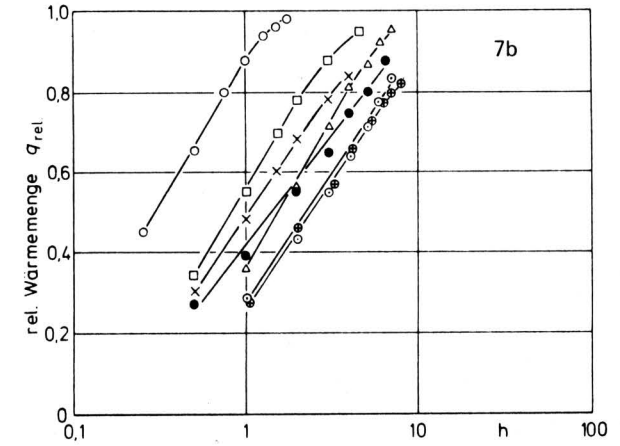
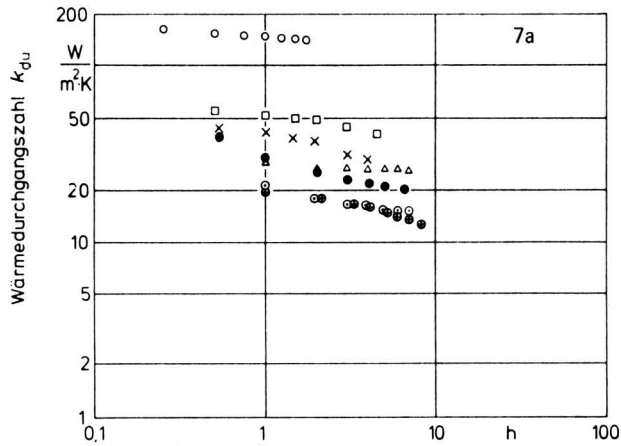
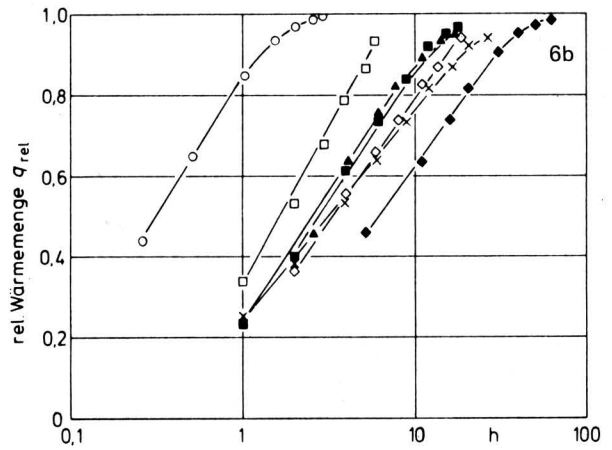
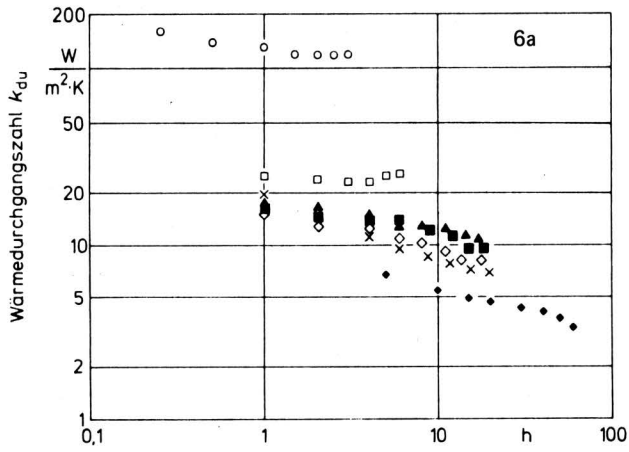


Bild 6 bis 8. Wärmedurchgangskoeffizient k_{du} und rel. Wärmemenge q_{rel} in Abhängigkeit von der Versuchsdauer für verschiedene Trockensubstanzgehalte der Substrate im inneren (c_{TSi}) und äußeren (c_{Tsa}) Behälter.

Bild 6 ohne Rühren

Bild 7 bei intermittierendem Rühren, rel. Rührzeit $t_R = 0,25$

Bild 8 bei ständigem Rühren, rel. Rührzeit $t_R = 1,00$

Trockensubstanzgehalte des Frischsubstrats bzw. des durch * gekennzeichneten Faulschlammes in %

c_{TSi}/c_{Tsa}	c_{TSi}^*/c_{Tsa}^*	c_{TSi}^i/c_{Tsa}^a
○	▲	⊙
□	◆	⊕
×	△	◆
■	●	

6.2.1 Wärmedurchgang ohne Rühren

Die Versuche ohne Rühren (Bild 6) zeigen einen deutlichen Rückgang des Wärmedurchgangs durch die Tauscherfläche mit steigendem Trockensubstanzgehalt. Dies kann dadurch erklärt werden, daß grundsätzlich mit dem Trockensubstanzgehalt die Zähigkeit des Rinderflüssigmistes steigt, was die Fließ- und damit auch die konvektiven Wärmetransportvorgänge an der Wärmetauscherfläche verlangsamt.

Zum besseren Verständnis der Ergebnisse wurde im weiteren Verlauf der Arbeit der Vorgang der Wärmeübertragung anhand von theoretischen Ansätzen der Wärmeübertragung und der Ähnlichkeitslehre weiter analysiert. Danach ist bei Rinderflüssigmist mit Trockensubstanzgehalten oberhalb von ca. 9 % und den bei Biogasanlagen im praktischen Betrieb vorkommenden Temperaturdifferenzen zwischen kaltem und warmem Substrat von höchstens 30–35 °C keine freie Konvektion zu erwarten, die zu einer Verbesserung der Wärmeübertragung gegenüber reiner Leitung führt.

Dies konnte deutlich nachgewiesen werden anhand eines Vergleiches der in Bild 6 für das Substrat mit 10,2 % Trockensubstanz dargestellten gemessenen Werte des Verlaufes von ausgetauschter Wärmemenge und Wärmedurchgangskoeffizient mit entsprechenden Werten, die mit theoretischen Ansätzen bei Unterstellung reiner Wärmeleitung errechnet wurden: Zwischen den einander entsprechenden Verlaufskurven war eine gute Übereinstimmung zu beobachten.

Dies gilt jedoch nicht für Substrate mit weniger als 9 % Trockensubstanzgehalt. Aber auch hier wird keinesfalls immer mit dem Auftreten von freier Konvektion zu rechnen sein.

Wenn — abweichend von dem vorliegenden Fall — die geometrischen Verhältnisse so aussehen, daß infolge kleiner Flüssigkeitshöhen und Schichtdicken an der Tauscherwandung die resultierenden Auftriebskräfte aus Dichteunterschieden nicht ausreichen, die Reibungskräfte des Fluides zu überschreiten, wird auch bei noch niedrigeren Trockensubstanzgehalten der Wärmetransport ausschließlich auf Wärmeleitung beruhen. Dies dürfte z.B. für eine Rohrschlange zutreffen, die als Wärmetauscher zum Wärmeentzug auf dem Boden eines der Biogasanlage nachgeschalteten Flüssigmistlagerbehälters installiert ist. Für derartige geometrische Verhältnisse und Randbedingungen liegen einfache Berechnungsansätze [2] vor, bei komplizierteren Verhältnissen können numerische Verfahren [2, 14] oder Näherungslösungen angewendet werden. Sie besitzen eine ausreichende Genauigkeit.

6.2.2 Wärmedurchgang bei Rühren

Der Einsatz eines Rührwerks bringt eine deutliche Verbesserung der k -Werte (vgl. Bild 6 mit Bild 7 und 8), wobei sich dies mit steigendem Trockensubstanzgehalt umso stärker auswirkt; Bei Wasser liegen die Werte nur etwas über dem ungerührten Fall, bei kleinen Trockensubstanzgehalten sind aber hier die Werte doppelt so hoch und bei einem Trockensubstanzgehalt von 10 % ist der Wert hier etwa 5mal so groß.

Diese deutliche Verbesserung der k -Werte durch den Einsatz eines Rührwerks ist zurückzuführen auf die Verstärkung des konvektiven Wärmetransportes in der jeweiligen Querschnittsebene des Wärmetauschers infolge der Strömungsvorgänge, die durch den Rührvorgang hervorgerufen werden.

6.3 Meßgenauigkeit

Die relativ gute Verteilung der Meßergebnisse um die Ausgleichskurven (Bilder 6a—8b) täuscht eine hohe Genauigkeit vor, die so nicht gegeben ist. Anhand einer Fehleranalyse ließ sich ermitteln, daß die Fehler für die ausgetauschte rel. Wärmemenge q_{rel} im Bereich $\pm 8\%$ liegen. Für die k -Werte muß aufgrund der Addition mehrerer Fehlerquellen mit größeren Abweichungen gerechnet werden; der Bereich wird mit $\pm 30\%$ abgeschätzt. Dies ist bei der Interpretation sowie Anwendung der Ergebnisse entsprechend zu beachten.

7. Konstruktionshinweise

Aufgrund der Forderungen [23], die an die betrieblichen Rahmenbedingungen beim Einsatz einer Biogasanlage in der Praxis zu stellen sind, wird der untersuchte Wärmetauscher in der Praxis in der Regel bei Substraten mit hohen Trockensubstanzgehalten eingesetzt werden. Vermutlich wird es dabei am wirtschaftlichsten sein, den Wärmetauscher mit einem Rührwerk auszustatten und dabei den Rührer zur Minimierung des Energieverbrauchs intermittierend zu betreiben. Es ist abzusehen, daß durch eine bessere Auswahl und Ausbildung des Rührwerks noch weitere Verbesserungen erreichbar sind. Dies kann durch Optimierung der Rührerform und -drehzahlen, Einbau von Strömungsbrechern usw. geschehen. Für Substrate höherer Viskosität sind Anker- und Wendelrührer, die

langsam laufen und wandnah arbeiten, am besten geeignet. *Bollenrath* [24] beschreibt für hochviskose Flüssigkeiten sehr eingehend den Zusammenhang zwischen dem Wandabstand des Rührarms und dem Wärmeübergang. Aufgrund der gewonnenen Erkenntnisse wäre auch der Einsatz von auf der Wand arbeitenden Vorrichtungen zu überlegen, was evtl. durch eine Gummilippe oder -walze zu realisieren ist.

8. Zusammenfassung, Ausblick

Es werden die Versuchseinrichtung und die Versuchsergebnisse bei der Untersuchung des Wärmedurchgangs für Substrate mit unterschiedlichem Trockensubstanzgehalt dargestellt. Die Ergebnisse machen deutlich, daß bei größerem Trockensubstanzgehalt der Wärmetransport im Substrat nahezu ausschließlich durch Wärmeleitung und nicht durch freie Konvektion bestimmt wird. Der Wärmeaustausch kann daher durch Rühren (erzwungene Konvektion) bedeutend verbessert werden.

Mit den Ergebnissen dieser Arbeit ist ein weiterer Schritt zur Konstruktion und Auslegung eines betriebssicher und wirtschaftlich arbeitenden Flüssigmist-Flüssigmist-Wärmetauschers gemacht worden. Anhand der Ergebnisse kann er hinreichend genau bemessen und gestaltet werden. Ferner ergeben sich Ansätze zur Berechnung anderer Wärmetauscher, deren Geometrie von dem hier untersuchten Wärmetauscher abweicht.

Zur Optimierung des Rührwerkeinsatzes scheinen weitere Untersuchungen sinnvoll zu sein, wobei die Frage der optimalen Konstellation der Parameter Antriebsenergieverbrauch und Wärmegewinn im Vordergrund steht.

Zur Wirtschaftlichkeit des Einsatzes von Flüssigmist-Flüssigmist-Wärmetauschern liegen bis jetzt nur wenige Aussagen vor. Zur Klärung dieser Frage sind ebenfalls weitergehende Untersuchungen erforderlich. Hierzu werden weitere Angaben über Bau- und Betriebskosten, Betriebssicherheit und Wärmerückgewinn benötigt, um all diese Größen optimal aufeinander abstimmen zu können.

Unter Berücksichtigung der bis jetzt vorliegenden Ergebnisse und Erfahrungen wird als eine Weiterentwicklung des untersuchten Tauschers ein kontinuierlich arbeitender Gegenstromrohrwärmetauscher angesehen, in dem sich — in gleicher Weise wie im untersuchten Fall angeordnet — ebenfalls Rührblätter befinden. Nach den bisherigen Überlegungen würden sich bei einer derartigen Bauform gegenüber der untersuchten Konstruktion Vorteile durch die relativ einfache Einbindung in die Biogasanlage (kein Mehraufwand an Pumpen, Schiebern usw.) und die guten wärmetechnischen Merkmale (Gegenstromprinzip, Rührwerk) ergeben, was zu einer relativ kleinen Baugröße führen wird. Ferner könnten in diesem Apparat Wärmerückgewinnung und Wärmeeintrag kombiniert werden, um die Gesamtinvestitionen für die Beheizungseinrichtung einer Biogasanlage niedrig zu halten.

Schrifttum

Bücher sind durch ● gekennzeichnet

- [1] *Tschierschke, M.*: Die Erzeugung von Biogas im landwirtschaftlichen Betrieb. Archiv für Landtechnik (1961) H. 3, S. 243/77.
- [2] *Padinger, R. u. I. Peis.*: Wärmerückgewinnung in Biogasanlagen, Vorstudie Gülle/Gülle-Wärmetauscher. Institut für Umweltforschung, Graz, Österreich, Juni 1983.
- [3] *Thyselius, L.*: Biogas från gödsel och avfall. Jordbrukstekniska Institutet, Meddelande Nr. 391, Uppsala, Schweden, 1982.
- [4] *Coppinger, E.R.*: The operation of a 50000 gallon anaerobic digester at the Monroe State Dairy Farm. Ecotope Group, East Madison, Seattle, USA, 1978.
- [5] *Thyselius, L.*: Metangas ur gödsel, framställning och användning. Jordbrukstekniska Institutet, Rapport 18, Uppsala, Schweden, 1976.

- [6] Kaufmann, R.: Erhebungen an einem Güllewärmetauscher bei einer landwirtschaftlichen Biogasanlage. Forschungsanstalt Tänikon, Schweiz, Mai 1981.
- [7] Egger, K. u. R. Kaufmann: Verbesserung des Energiehaushaltes einer Biogasanlage mit Güllewärmetauscher. Blätter für Landtechnik, Nr. 224, Forschungsanstalt Tänikon, Schweiz, Mai 1983.
- [8] Mills, P.J.: Minimisation of energy input requirements of an anaerobic digester. Agricultural Wastes Bd. 1 (1979) Nr. 1, S. 57/66.
- [9] Fortschritte beim Biogas. KTBL-Schrift Nr. 285, Darmstadt 1983.
- [10] Bonfig, R.: Biogasanlage mit Wärmetauscher. Die landtechn. Zeitschrift dlz Bd. 31 (1980) Nr. 5, S. 728/33.
- [11] Steiner, M.: Verbesserung des Wärmehaushaltes einer Biogasanlage. Diplomarbeit, Inst. für Verfahrens- und Kältetechnik, ETH Zürich, Schweiz, Juni 1981.
- [12] Browen, A.: Studier av värmväxling mellan örötad och rötad gödsel. Jordbrukstekniska Institutet, Uppsala. In: Biogas från gödsel och slam. Rapport från Nordisk Seminarium I, Esbo, 1980.
- [13] Wenzlaff, R.: Erfahrungen mit Biogas im praktischen Betrieb. KTBL-Schrift Nr. 266, Darmstadt 1981.
- [14] •VDI-Wärmeatlas: Berechnungsblätter für den Wärmeübergang. 3. Aufl. 1977 und 4. Aufl. 1984, Düsseldorf: VDI-Verlag.
- [15] Orth, H.W.: Bestimmung von Kennzahlen zur Wärmeübertragung bei Flüssigmist. Grundl. Landtechnik Bd. 31 (1981) Nr. 2, S. 47/50.
- [16] Sorge, W.: Experimentelle Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten von Substraten für Biogasanlagen bei laminarer Rohrströmung. Unveröff. Bericht, Institut für Technologie, FAL, 1982.
- [17] Orth, H.W. u. R. Ahlers: Wärmeübertragung bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen. In: 2. Fachgespräch Biogas, 1982, Institut für Technologie, FAL, 1983.
- [18] Nanzer, K.: Beheizungssysteme für Biogasfermenter. Inst. für Verfahrens- und Kältetechnik, ETH Zürich, Schweiz, 1979.
- [19] Smith, D.R., T.H. Greiner, R.J. Smith u. S.J. Marley: Characteristics of heat exchangers used on digesting beef-cattle-manure. In: Livestock waste — A renewable resource. Proc. 4th Int. Symp. on Livestock Wastes, 15./17. April 1980, Amarillo, Texas, USA, S. 101/104.
- [20] Smith, R.J.: Practicability of methan production from livestock wastes — state of the art. In: Livestock waste — A renewable resource. Proc. 4th Int. Symp. on Livestock Wastes, 15./17. April 1980, Amarillo, Texas, USA, S. 109/14.
- [21] Baader, W. u.a.: Die FAL-Versuchsbiogasanlage. Landbauforschung Völkenrode Sonderheft 72 (1984).
- [22] •Deutsche Einheitsverfahren zur Wasser-, Abwasser- und Schlamm-Untersuchung. Weinheim/Bergstr.: Verlag Chemie 1972.
- [23] •Kloss, R.: Planung von Biogasanlagen nach technisch-wirtschaftlichen Kriterien. München/Wien: Oldenbourg 1986.
- [24] Bollenrath, F.M.: Zum Wärmeübergang in Rührgefäßen an hochzähe newtonsche und nichtnewtonsche Substanzen. Diss. RWTH Aachen, 1977.

Biogas-Nutzung: Erfahrungen und Überlegungen

Von Rolf Ahlers und Heinz-Jürgen Ahlgrimm,
Braunschweig-Völkenrode*)

Mitteilung aus dem Institut für Technologie der Bundesforschungsanstalt für Landwirtschaft, Braunschweig-Völkenrode

Professor Dr.-Ing. Wolfgang Baader zum 60. Geburtstag

DK 631.862:628.336.6:662.767.1

Landwirtschaftliche Produkte, auch Rest- und Abfallstoffe aus der Verarbeitung und Verwertung, können in vielfältiger Weise genutzt werden. Eine der zahlreichen Nutzungsarten ist die Energiebereitstellung in der Form von Biogas. Für die Wirtschaftlichkeit des Biogaseinsatzes spielen Konstruktion und Betriebsweise des Biogasreaktors, aber auch die Art der Biogasnutzung eine

wichtige Rolle. Dies gilt auch für Anlagen und Verfahren, bei denen die Entsorgung Hauptaufgabe ist (z.B. Abwasserreinigung, Mülldeponierung) und Biogas als Nebenprodukt anfällt. Mit der Darstellung des Einsatzes von Biogas zum Betrieb von Gasmotor-Elektrogenerator-Aggregaten sowie der Hochdruckverdichtung und der Verbrennung werden Hinweise für Einsatzmöglichkeiten gegeben, wobei auch auf die gegebenenfalls erforderliche Reinigung des Biogases eingegangen wird. Überzogene Anforderungen, z.B. zum Schwefelgehalt, können die Wirtschaftlichkeit von an sich sinnvollen Biogasanlagen stark belasten.

*) Dipl.-Ing. R. Ahlers und Dipl.-Phys. Dr. rer. nat. H.-J. Ahlgrimm sind Mitarbeiter am Institut für Technologie (Leiter: Prof. Dr.-Ing. W. Baader) der Bundesforschungsanstalt für Landwirtschaft, Braunschweig-Völkenrode.