

# BEITRAG ZU DEN ENTWURFSFRAGEN DER HEIZUNGS- UND LÜFTUNGSANLAGEN VON STALLBAUTEN

Von

Á. MACSKÁSY

unter Mitwirkung von A. ZÖLD

I. Lehrstuhl für Heizung, Lüftung und Bauinstallation, Technische Universität,  
Budapest

(Eingegangen am 12. November, 1970)

In Ungarn werden derzeit immer mehr Stallbauten zur Aufnahme von 10 bis 50tausend Tieren errichtet, um den steigenden Ansprüchen des Fleischkonsums im Inneren und der Exportnachfragen von außen zu entsprechen. Neuerdings aber wenden wir uns der Entwurfs- und auch der Ausführungstätigkeit im Gebiete von Stallbauobjekten nicht nur für einheimische, sondern auch für Besteller im Ausland immer mehr zu. Umso wichtiger es, ist für diese Bauobjekte alle begründeten zootechnischen, bautechnischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkte streng zu befolgen.

Wie dies aus tatsächlichen Erfahrungstatsachen klar hervorgeht, ist bei uns das Niveau der zootechnischen Betriebsvorgänge, wie z. B., die Futtermittelerbereitung, Mechanisierung der Abfütterung und des Tränkens, Abfuhr des Mistes ziemlich den zeitgemässen Forderungen angepaßt, wogegen dies von anderen lebenswichtigen Kategorien, wie z. B. von der Regelung der Temperatur, von der zielbewußten Ventilation nicht ausgesagt werden kann. Es soll in diesem Zusammenhang nachdrücklich darauf hingewiesen werden, daß die Lösung der Klimatisierungsfragen nur auf wissenschaftlicher Grundlage gelingen kann, u. zw. in Kenntnis einerseits der jahreszeitabhängigen Faktoren, andererseits der vielartigen Grundbedingungen einer fachmäßigen Aufzucht.

In Bezug auf das sachgemäße Errichten von Lüftungs- und Klimaanlage zeigt die Erfahrung, daß die diesbezüglich aufgestellten Ansprüche seitens wohlmeinender, aber ungenau und unrichtig informierter Parteien auf das Gelingen solcher Pläne unwillkürlich hindernd wirken.

Wenn der Auftraggeber sich die Mühe nehmen würde, die extremen Witterungsverhältnisse im Spiegel der bekannten Häufigkeitsinformationen ins Auge zu fassen, so wäre es für ihn eher möglich, sich mit reellen Anforderungen an den Projektanten zu wenden. Aus den oben erwähnten Informationen sind die Kurven der Temperatur und Enthalpie-Änderungen besonders zu beachten. Hierzu lenken wir die Aufmerksamkeit auf die Temperatur- (Abb. 1) und auf die Enthalpiehäufigkeit der Außenluft (Abb. 2). Die Kurven stellen die Verhältnisse in Budapest (teils auch in Transdanubien) dar, doch kann man sie, mit Einrechnung kleiner Abweichungen auch für die Ungarische Tiefebene

(»Alföld«) als maßgebend annehmen. Für das eigentliche Mitteleuropa (auch für Westeuropa) sind die voraussetzungsmäßigen klimatischen Verhältnisse günstiger.

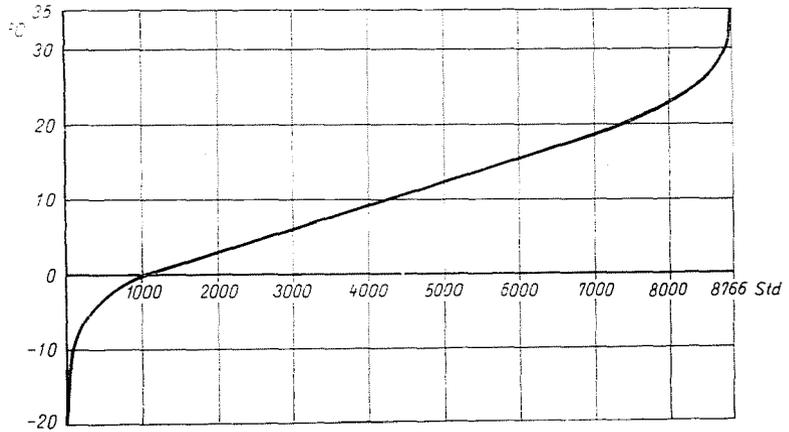


Abb. 1. Häufigkeitsdiagramm der Außenlufttemperatur

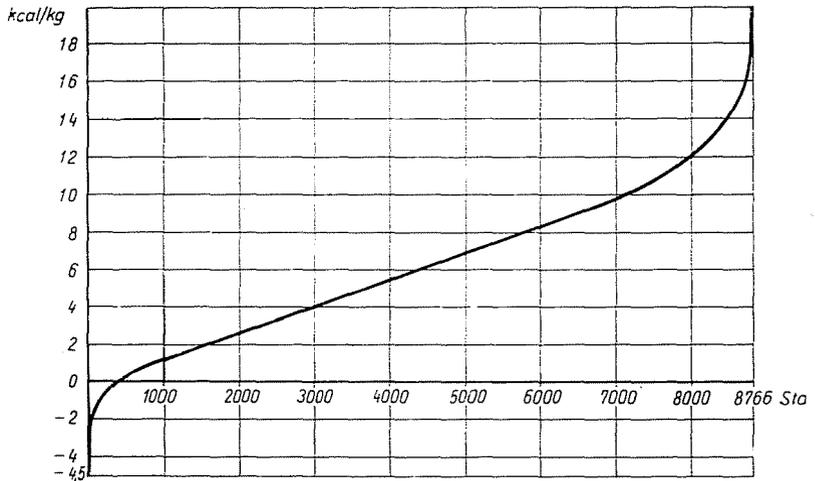


Abb. 2. Häufigkeitsdiagramm der Außenluftenthalpie

Aus den zitierten Diagrammen kann man folgende Schlüsse ziehen:

Ganz extrem warme oder kalte Witterung dauert höchstens nur einige Tage. Aus einer längeren Zeitperiode des Jahres steht eine Außenluft zur Verfügung, deren Zustand die richtige Konditionierung zur Erhaltung einer optimalen Innenluft mittels Einrichtungen ermöglicht, für welche sowohl die Beschaffung, wie auch die Inbetriebhaltung nur mäßige Kosten erfordert. Eine Abweichung hiervon bedeutet die Witterung im Hochsommer, in dieser

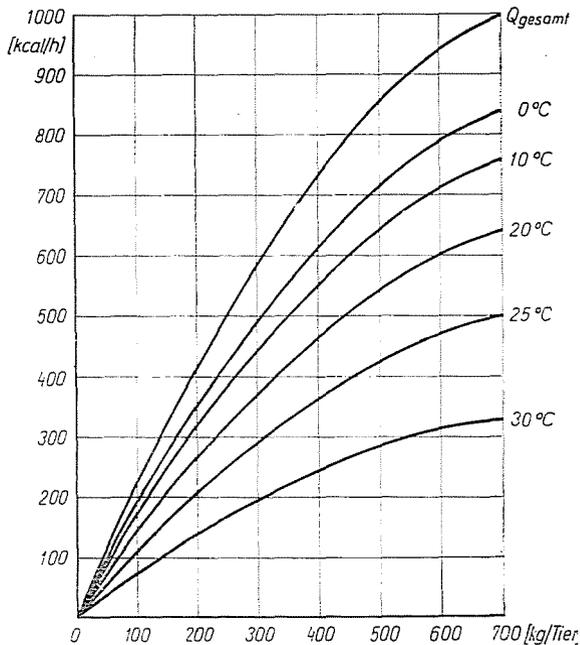


Abb. 3. Gesamtwärmeabgabe und die trockene Wärmeabgabe von Rindern je nach Gewicht und Innenraumtemperatur

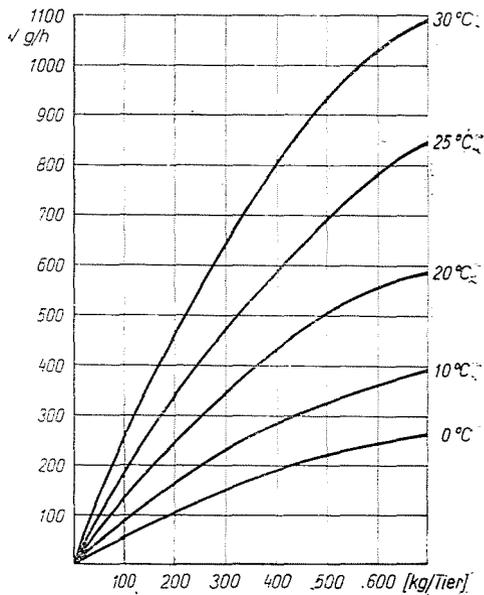


Abb. 4. Dunstentwicklung von Rindern je nach Gewicht und Innenraumtemperatur

Periode sind zur Schaffung annähernd optimaler Verhältnisse und eines solchen Betriebes Einrichtungen erforderlich, deren Anschaffung äußerst kostspielig ist. Es ist fraglich, ob sich die Mehrkosten an Investition und Energieverbrauch teils durch eine gesteigerte Produktion von Fleisch und Fleischwaren, teils durch Abkürzung der Umsatzperioden, im Laufe der Verwendungszeit der Einrichtungen amortisieren.

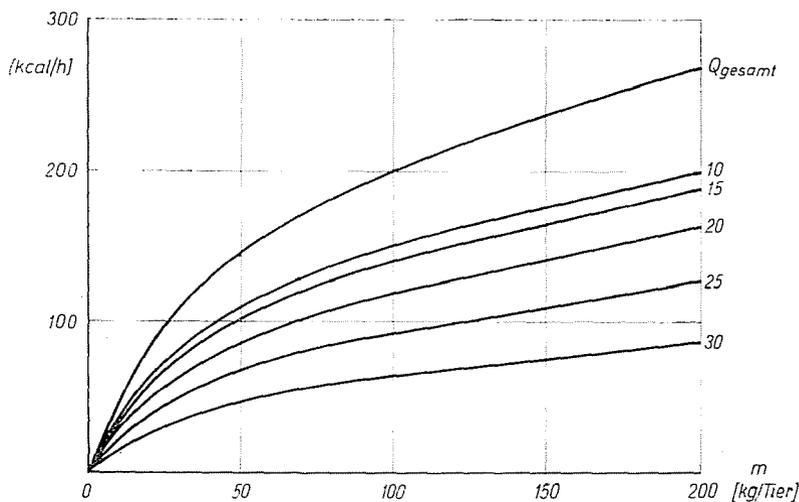


Abb. 5. Gesamtwärmeabgabe und die trockene Wärmeabgabe von Mastschweinen je nach Gewicht und Innenraumtemperatur

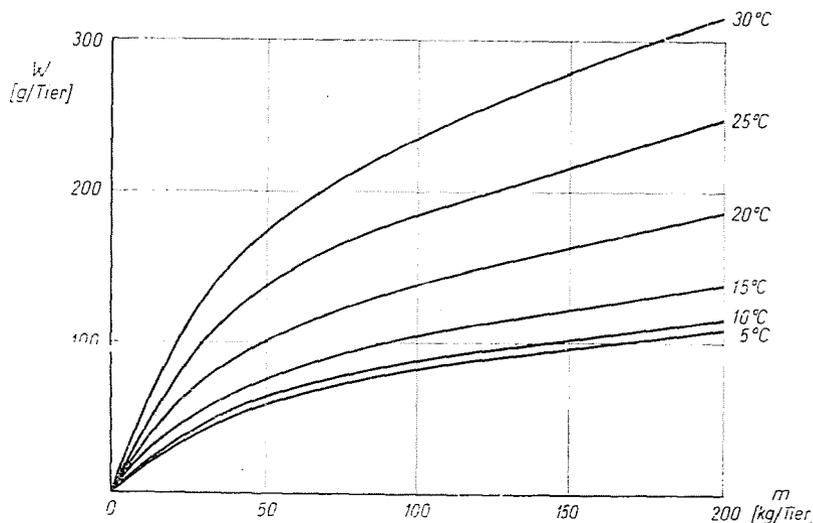


Abb. 6. Dunstentwicklung von Mastschweinen je nach Gewicht und Innenraumtemperatur

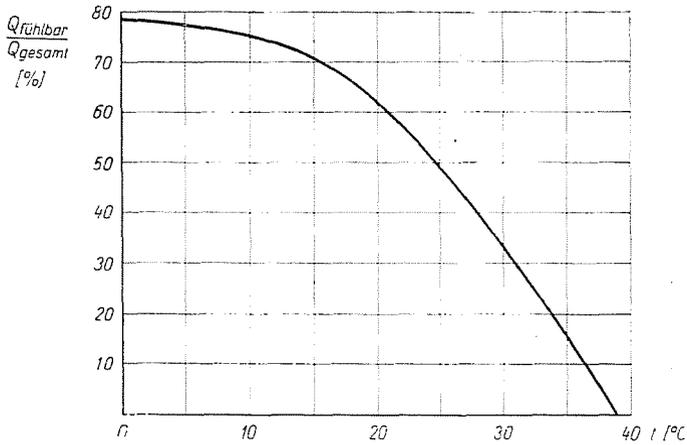


Abb. 7. Prozentuelle Verhältniszahl der fühlbaren und gesamten Wärmeabgabe

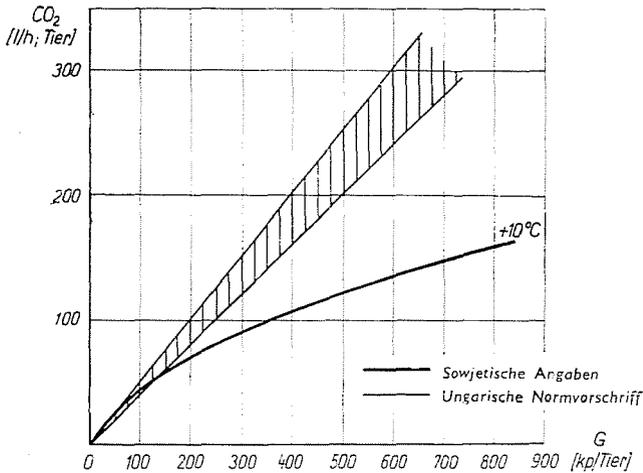


Abb. 8. Die CO<sub>2</sub>-Abgabe von Rindern

Eine Antwort hierauf läßt sich mit Hilfe zweier, voneinander abweichender Verfahren geben: einmal können wir eine wirtschaftlich durchdachte Vorkalkulation aufstellen; das anderemal können wir den Weg systematischer Versuche antreten. Nun war aber eine verläßliche Vorkalkulation mangels ausgiebiger Ausgangsangaben nur schwer möglich. Z. B. hatten wir ziemlich ausführliche Feststellungen über den Fütterungsanspruch in Abhängigkeit der Innentemperatur der Stallräume, wogegen es ebenso interessant sein dürfte, diese Abhängigkeit von der Enthalpie der Stallluft zu kennen. Außerdem ist die Kenntnis der Wärme- und Feuchtigkeitsabgaben, sogar der Bildung von Kohlendioxid der Tiere in Funktion des Gewichts und des inneren Luft-

zustandes unbedingt notwendig. Es liegen Angaben über derartige Temperatur- und Gewichtsfunktionen aus ausländischen Quellen vor, die in die statistischen Unterlagen unserer Untersuchungen miteinbezogen wurden.

Hier in Ungarn waltete durch lange Jahrzehnte der Brauch, bezüglich der Wärme- und Feuchtigkeitsabgabe das sogenannte »Normalvieh« mit 500 kg als maßgebend zu erachten. Jeder andere Fall wurde einfach linear interpoliert. Dieses ziemlich irrtümliche Verfahren ist die Quelle von groben Fehlern. Neuerdings wurden diese Angaben in der Weise ergänzt, daß an Stelle eines einzigen »Normalgewichts« einige »normale Gewichtsgruppen« aufgestellt wurden; es gibt sogar Tabellen, in denen auch die Raumtemperatur als Parameter angegeben wird.

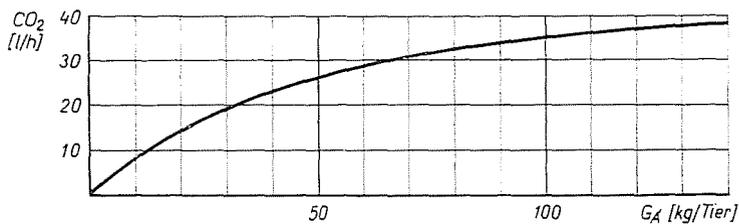


Abb. 9.  $CO_2$ -Abgabe von Mastschweinen je nach Gewicht

Indem wir danach trachteten, aus den verschiedenen Angabequellen das Beste zu entnehmen und irgendwie sinngemäß auszugleichen, haben wir die in Abb. 3—7 mitgeteilten Diagramme zusammengestellt.

Angaben über die Abgabe von Kohlendioxid zeigen eine noch größere Streuung. Die diesbezügliche Aufnahme erfolgte ohne Rücksicht auf die Raumtemperatur. Die Kurven der  $CO_2$ -Produktion für Rinder sind in Abb. 8, und die für Borstenvieh in Abb. 9 dargestellt.

Auf Grund gewisser, aus der Fachliteratur bekannten Informationen kann folglich angenommen werden, daß die Konzentration an  $CO_2$  als eine für sämtliche Verunreinigungsstoffe maßgebliche Kennzahl anerkannt werden kann, falls die Abfuhr von Mist durch Anwendung einer zeitgemäßen Technologie (z. B. Wasserspülung) vor sich geht. Das heißt mit anderen Worten soviel, daß die tolerierte Grenzmenge von  $CO_2$  einen Zustand bedeutet, in welchem auch andere Verunreinigungen die zugelassene Grenze nicht überschreiten. Jedoch ist es anempfohlen, die  $CO_2$ -Bildung von Tieren in der Stallluft um 30% zu erhöhen, um dem Vorhandensein anderer, aus dem Dünger stammender schädlicher Fremdstoffe Rechnung zu tragen.

Beim Projektieren von heizungs- und lüftungstechnischen Anlagen soll als Grundprinzip gelten, daß der durch den effektiven  $CO_2$ -Gehalt charakterisierte Luftzustand im Stallraum im Laufe des ganzen Jahres jeweils jenem Luftzustand entsprechen soll, welcher den, die gesunde körperliche Entwick-

lung der Tiere sichernden Normvorschriften entspricht. Eine gewisse Nachsicht ist nur im Hochwinter zulässig, insofern man bezüglich des  $\text{CO}_2$ -Gehaltes im Sinne der Häufigkeitskurven laut Abb. 1 und 2 eine gewisse Konzession gelten lassen kann. In Ziffern ausgedrückt wollen wir für solche Stunden eine  $\text{CO}_2$ -Konzentration zu 0,25 . . . 0,3% (pro Kubikmeter 2,5 bis 3 Liter) in Rechnung stellen. So eine Konzentration bleibt immer noch hinter jenen Grenzwerten, die von gewissen Forschern verlangt werden, zurück. (Es soll in Klammern bemerkt werden, daß z. B. in den Schulen von Budapest oft eine  $\text{CO}_2$ -Konzentration von 0,5 bis 0,6% beobachtet wurde.) Falls die  $\text{CO}_2$ -Konzentration und die sich entwickelnde Gasmenge bekannt sind, und auch die animalische Wärme- und Feuchtigkeitsabgabe festgesetzt sind, so läßt sich unter Berücksichtigung der wärmetechnischen Eigenschaften des Bauobjektes die Berechnung des minimalen Frischluftbedarfes ableiten.

Man soll niemals die frische Außenluft und die Zuluft miteinander verwechseln. Deutlicher gesagt besteht die in den Stallraum eingeführte Zuluft aus zwei Komponenten: aus der Frischluft und Umluft. Laut unseren, ziemlich vielseitigen Erfahrungen soll die Temperatur der Zuluft höchstens um  $5^\circ$  bis  $7^\circ$  C kühler sein als die Innenluft im Stall. Wo man die richtige Vermischung der Zuluft versäumt, dort kann man sich in der Zeit kalter Witterung, nur mit einer intermittierenden, direkten, kurzen Lüftung von außen helfen.

Nun wollen wir in Kenntnis der wärmetechnischen Kennzahlen der Bauobjekte und der zootechnischen Grundziffern (d. h. Zuchtviehgewicht pro  $\text{m}^2$  Bodenfläche) eine Vorausbestimmung der benötigten spezifischen Mengen (pro Stunde und pro  $\text{m}^2$  Bodenfläche) vornehmen, wie folgt:

- frische spezifische Außenluftmenge, in kg oder  $\text{m}^3/\text{h}$   $\text{m}^2$  Bodenfläche
- komplette Zuluftmenge, in kg oder  $\text{m}^3/\text{h}$   $\text{m}^2$  Bodenfläche
- maximaler spezifischer Wärmebedarf in kcal/h  $\text{m}^2$  Bodenfläche
- maximale Heizleistung in der Heizsaison in kcal/a  $\text{m}^2$  Bodenfläche
- maximale, spezifische Kühlleistung in kcal/h  $\text{m}^2$  Bodenfläche
- maximaler Kühlleistungsbedarf in der Abkühlperiode in kcal/a  $\text{m}^2$  Bodenfläche, ferner sollen noch festgesetzt werden
- Zeitdauer der Heizperiode in h
- Zeitdauer der Kühlperiode in h

und die zu erwartende Gewichtszunahme der Tiere. Alle diese Experimente wurden während der Kühlperiode für zwei verschiedene Anordnungen durchgeführt:

künstliches Kühlverfahren:

Verdunstungskühlung, d. h. Kühlung auf den konstanten Feuchtkugelttemperatur der Zuluft (adiabate Kühlung).

### Die bauphysikalischen Verhältnisse von Viehzuchtanlagen

Bei der Ausführung solcher Bauten bedient man sich in allgemeinen vorgefertigter Bauelemente. Die Umfassungsbauteile bestehen aus ziemlich dünnen Wandflächen, wobei zwischen zwei Wandplatten (je nach Möglichkeit aus Metall oder aus Asbestzement, oder aus Holzfaserplatten) eine *Isolierung* aus Kunststoffschäum eingebaut ist.

Wir standen vor der Aufgabe, vor allen mit Rücksicht auf die Hochsommerzeit, für das Gebäude die äußere Wärmebelastung und die Bedingungen des Wärmegleichgewichtes zu bestimmen; zu diesem Zweck war es notwendig, die Wärmedämpfung und die Wärmeabsorption der Baukonstruktion kennen zu lernen.

In bezug auf Wärmedämpfung ist der ungünstigste Fall eine »absolut leichte« Konstruktion: bei Anwendung einer solchen stellt sich sofort ein stationärer Wärmezustand ein. In diesem Falle gilt für die Wärmestromdichte die Formel:

$$\dot{q} = k(t_s - t_i) \quad (1)$$

wo

$t_s$  die Sonnenlufttemperatur (außen), und  
 $t_i$  die Innenraumtemperatur bedeutet.

Im stationären Zustand ist:

$$\dot{q} = \alpha_i(t_{wi} - t_i). \quad (2)$$

Wenn man annimmt, daß die Temperatur der inneren Wandfläche  $t_{wi}$  — eine unveränderte Innenraumtemperatur  $t_i$  angenommen — eine Änderung von 1° C erfährt, so beträgt die zusätzliche Wärmeströmung

$$\Delta \dot{q} = \alpha_i \cdot 1. \quad (3)$$

Diese Steigerung der Wärmestromdichte läßt sich auf ein Ansteigen  $\Delta t_s$  der äußeren Tageslufttemperatur zurückführen. Demzufolge haben wir, im ärgsten Fall, den Ausdruck für den Dämpfungskoeffizienten der Umfassungsbaukonstruktion, wie folgt:

$$|\beta| = \gamma = \frac{\Delta t_s}{1} = \frac{k}{\frac{\dot{q}}{\alpha_i}} = \frac{\alpha_i}{k}. \quad (4)$$

Dieses Ergebnis läßt sich durch eine Analyse der Korrelationen ebenfalls nachweisen.

Für den Dämpfungskoeffizienten einer dichten Schichte haben wir die Formel:

$$\beta_i = \operatorname{ch} \frac{s\delta}{\lambda} \sqrt{\bar{i}} + \frac{\alpha_i}{s\sqrt{\bar{i}}} \operatorname{sh} \frac{s\delta}{\lambda} \sqrt{\bar{i}} \quad (5)$$

wo

$s = \sqrt{\frac{2\pi}{\tau_0} \lambda c \rho}$  der Wärmeeindringungskoeffizient für den Fall bedeutet,

wenn die harmonische Schwingungsperiode der Temperatur  $\tau_0$  in kcal/m<sup>2</sup> h grad und  $\delta$  Wandstärke in m ist:

$\lambda$  Wärmeleitkoeffizient der Wand in kcal/m h grad

$\rho$  Dichte der Wand in kg/m<sup>3</sup>

$c$  spezifische Wärme des Wandmaterials in kcal/kg grad

Mit Rücksicht auf die leichte Bauart der Isolierschicht gilt die Annahme:

$$q \cdot c \rightarrow 0 \quad \text{und so} \quad s \rightarrow 0.$$

Zu beachten ist in Formel (5) das gleichzeitige Erscheinen des Wärmeeindringungs-Beiwertes  $s$  im Nenner und im Zähler. Es gilt nun dem Satz von L'HOSPITAL gemäß für den Grenzfall  $s \rightarrow 0$  für den Dämpfungskoeffizienten:

$$\beta_i \rightarrow 1 + \alpha_i \frac{\delta}{\lambda} \quad (6)$$

Ferner gilt für den Dämpfungskoeffizienten zwischen der Außenluft und der Wandaußenfläche:

$$\beta_k = 1 + \frac{U}{\alpha_i} \quad (7)$$

wo  $U$  kcal/m<sup>2</sup> · h grad das Verhältnis der Amplitude der Wärmeschwankung zur Amplitude der Temperaturschwankung ausdrückt. Für den Wert  $U$  gilt die Formel:

$$U = \frac{\operatorname{th} \frac{\delta s}{\lambda} \sqrt{\bar{i}} + \frac{\alpha_i}{s\sqrt{\bar{i}}}}{1 + \frac{\alpha_i}{s\sqrt{\bar{i}}} \operatorname{th} \frac{\delta s}{\lambda} \sqrt{\bar{i}}} s \sqrt{\bar{i}} \quad (8)$$

In Anbetracht dessen, daß der Wert des Wärmeträgheitskoeffizienten der betreffenden Bauteile sehr klein ist, ist die Annäherung

$$\operatorname{th} \frac{\delta s}{\lambda} \sqrt{\bar{i}} \approx \frac{\delta s}{\lambda} \sqrt{\bar{i}} \quad (8a)$$

berechtigt. Hieraus folgt

$$U = \frac{\frac{\delta}{\lambda} s^2}{\frac{\alpha_i}{1 + \frac{\delta}{\lambda}}}. \quad (9)$$

Wenn im Vergleich mit  $\alpha_i$  der Wert  $\frac{\delta}{\lambda} s^2$  als klein erscheint, so haben wir

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta}{\lambda}} = \alpha. \quad (10)$$

Wenn wir für den absoluten Wert des Wärmeeindringungsbeiwertes einen Fehler von 5% zulassen, so gilt für die Verwendungsmöglichkeit der Formel (10) die Vorbedingung:

$$\frac{\delta}{\lambda} s < 2,4$$

auf Grund des Vorhergehenden

$$\beta_k = 1 + \frac{z}{\alpha_a}. \quad (11)$$

Also haben wir für den resultierenden Wärmedämpfungsbeiwert den Ausdruck

$$\beta_R = \beta_i \beta_k = \left(1 + \alpha_i \frac{\delta}{\lambda}\right) \left(1 + \frac{z}{\alpha_a}\right) = \frac{\alpha_i}{k}. \quad (12)$$

Bei Verwendung einer 4...6 cm starken Isolierschicht aus konventionellen Stoffen können wir für den Wärmedurchgangskoeffizienten den Wert

$$k = 0,6 \dots 0,8 \text{ kcal/m}^2\text{h grad}$$

annehmen.

Aus Obigem ergibt sich eine Temperaturschwankung

$$\Theta_{iw} = \frac{\Theta_s}{\nu} = \frac{\Theta_s k}{\alpha_i} \quad (13)$$

an der inneren Fläche einer »leichten« Umfassungskonstruktion.

Für die Schwankung der Tageslufttemperatur gilt:

$$\Theta_s = t_{s \max} - \bar{t}_s = t_{o \max} - \bar{t}_o + \frac{a}{\alpha_a} (I_{\max} - \bar{I}) \quad (14)$$

wo  $a$  der Absorptionskoeffizient ist.

Nun sind die Maueraußenflächen gewöhnlicherweise von hellem Farbton; der Absorptionskoeffizient solcher Flächen ist kleiner als jener, mit welchem man für die üblichen Dachkonstruktionen und wasserdichtisolierenden Materialien rechnen muß. Aus diesem Zusammenhängen erfolgt für die Temperaturschwankung die Annahme:  $\Theta_s \approx 20^\circ \text{C}$ . Mit den Durchschnittswerten von  $k = 0,7$  und  $\alpha_i = 0,7$  erhalten wir

$$\Theta_{iw} = 20 \frac{0,7}{7} = 2^\circ \text{C}. \quad (15)$$

Als Endergebnis haben wir für die Schwankung der Wärmestromdichte

$$\Delta \dot{q} = \Theta_{iw} \alpha_i = 2 \cdot 7 = 14 \text{ kcal/m}^2 \text{ k}. \quad (16)$$

Die zeitgemäßen Blockgebäude als Stallbauobjekte sind durch ausgiebige Grundflächen und relativ kleine Bauhöhenmaße gekennzeichnet («Flachbau-System») Also ist es gangbar, von der thermischen Auswirkung der Gemäuer abzusehen und die spezifische Wärmestabilität in guter Annäherung als das arithmetische Mittel der Werte für den Boden und für die Dachkonstruktion zu berechnen. Für die Bodenkonstruktion beträgt der Wert der spezifischen Oberflächen-Wärmestabilität cca 3...4 kcal/m<sup>2</sup> h °C. Der ähnliche Wert für die Dachkonstruktion ist — wie dies aus Gl. (10) abgeleitet werden kann — mit dem Wärmedurchlaßkoeffizienten gleich, d. h. cca 0,7 kcal/m<sup>2</sup> h °C. Daraus geht ein Durchschnittswert von  $B = 2 \text{ kcal/m}^2 \text{ h } ^\circ\text{C}$  hervor. So wäre die Amplitude der von der äußeren Wärmestromschwankung hervorgerufenen inneren Temperaturschwankung ohne künstliche Kühlung:

$$\Theta_i = \frac{\Delta \dot{q}}{B} = \frac{14}{2} = 7^\circ \text{C}. \quad (17)$$

Bei der Berechnung der Lüftungs- oder Klimaanlage von Stallbauten wurde die in den Raum eindringende Wärmemenge mit dem folgenden Durchschnittswert

$$\bar{\dot{q}} = \frac{2}{\pi} \int_0^{\pi/2} \Delta \dot{q} \sin \tau d\tau = \frac{2}{\pi} \Delta \dot{q} \quad (18)$$

berechnet.

Es ist hier nicht überflüssig zu erwähnen, daß diese Wärmemenge im Verhältnis zu der inneren animalen Wärmebildung fast zu vernachlässigen ist.

### Bestimmung bzw. Annahme des günstigen Luftzustandes im Innenraum

Wir haben die Ergebnisse der diesbezüglich, von einigen Verfassern durchgeführten Forschungen vereinigt und veröffentlicht das Resultat in bezug auf Mastschweine (75...118 kg Einzelgewicht) in den Kurven der Abb. 10, die als Funktionen der Innentemperatur zur Darstellung folgender Variablen zusammengestellt wurden:

1. Futterkonsum pro 1 kg Gewichtszunahme:
2. Tagesfutterkonsum:
3. Gewichtszunahme des Schweins pro Tag.

Selbstredend ergeben sich die Punkte der Kurve 3 aus dem Verhältnis der entsprechenden Kurvenwerte 1 und 2.

Die Werte der Kurve 3 harmonisieren gut, insbesondere im Temperaturgebiet oberhalb  $\pm 20^{\circ}\text{C}$ , mit den Meßresultaten, die von der Universität in Kalifornien erzielt wurden (Abb. 11).

Für Mastschweine haben wir auf Grund der Kurven in Abb. 10 folgende Zahlenwerte verwendet: *in den kältesten Wintertagen*

Raumtemperatur  $t_i = 10^{\circ}\text{C}$   
relative Feuchtigkeit = 60...70%

*in den heißesten Sommertagen: (mit Anwendung von künstlicher Kühlung)*

Raumtemperatur  $t_i = 22,5^{\circ}\text{C}$   
relative Feuchtigkeit = 70...75%

Die Jahreskurven der Innentemperatur und der relativen Feuchtigkeit ändern sich — in Funktion der Außentemperatur — zwischen den oben angegebenen Grenzwerten (siehe die hier folgenden Abbildungen von Häufigkeitskurven).

Die Kurven in Abb. 10 und 11 dienen zugleich als Grundlage für unsere Wirtschaftlichkeitsrechnungen.

### Bestimmung der Wärme- und der Feuchtigkeitsbelastung im Innenraum

#### a) Winter

Zum Ausgangspunkt der Bestimmung der animalen Wärme- und Dunstbildung soll vorerst die Art des Zuchtieres und das pro  $\text{m}^2$  Bodenfläche geplante Lebendgewicht vorausgesetzt werden. Für die hier besprochene

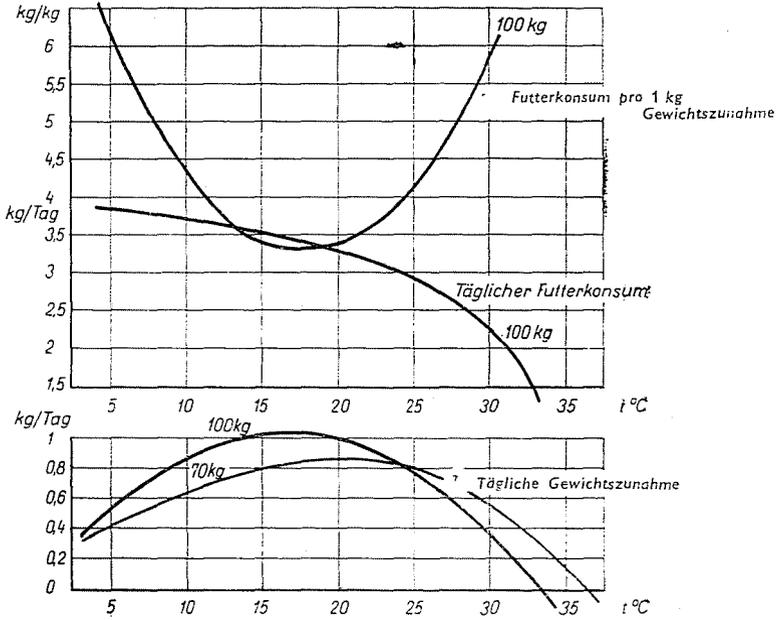


Abb. 10. Futterkonsum und Gewichtszunahme des Mastschweines

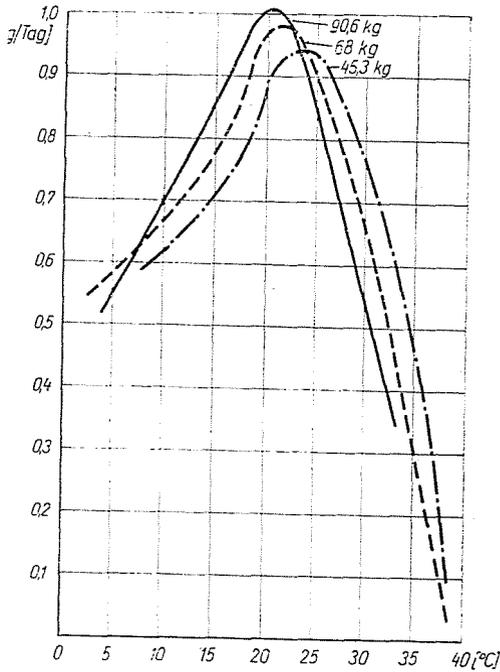


Abb. 11. Durchschnittliche Gewichtszunahme des Schweins pro Tag nach Messungen der Universität Kalifornien

Berechnung handelt sich um Mastschweine mit einem Lebendgewicht von 110 kg pro m<sup>2</sup> Bodenfläche. Für den Rechnungsgang ist eine andere Gewichtsannahme prinzipiell belanglos, nur müssen die gewichtsabhängigen Parameterwerte linear abgeändert werden.

Im Sinne der Abb. 5 ist die gesamte animale Wärmebildung

$$\dot{q}_{\text{anim}} = 211,5 \quad \text{kcal/h.m}^2 \text{ Boden}$$

und die animale Dunstbildung (Abb. 6)

$$\dot{w}_{\text{anim}} = 90 \text{ g/h m}^2 \text{ Boden.}$$

Dieser Wert soll unter Berücksichtigung anderer Quellen der Feuchtigkeitsbildung (Düngerabfuhrkanal, Waschwasser, Spülwasser, Trinkwassernetz) um cca 20% erhöht werden, d. h. wir rechnen mit

$$\dot{w}_{\text{ges}} = 109 \text{ g/h m}^2 \text{ Boden.}$$

Für die Berechnung des Transmissionswärmeverlustes *im Winter*, bei einem freiliegenden Gebäude mit den Dimensionen  $a$   $b$   $m$  gilt die Formel

$$\dot{Q}_{\text{tr}} = [abk_{Bid}(t_i - t_a) + abk_D(t_i - t_a) + 2(a + b)mk_w(t_i - t_a)](1 + p). \quad (19)$$

Es ist zu beweisen, daß für den Wert  $\dot{Q}_{\text{tr}}$  die Wirkung des Bodens an kältesten Wintertagen belanglos ist.

Der Wert aus (19) berechnet auf die Einheitsfläche des Bodens lautet

$$\dot{q}_{\text{tr}} = \frac{\dot{Q}_{\text{tr}}}{A_B} = \left[ k_D(t_i - t_a) + 2 \left( \frac{m}{a} + \frac{m}{b} \right) k_w(t_i - t_a) \right] 1.05$$

mit folgender Bedeutung:

$A_B$	die Bodenfläche m <sup>2</sup>
$k_{Bid}$	fiktiver Wärmedurchgangskoeffizient des Bodens kcal/m <sup>2</sup> h grad
$k_D$	Wärmedurchgangskoeffizient der Decke kcal/m <sup>2</sup> h grad
$k_w$	Wärmedurchgangskoeffizient der umfassenden Wände kcal/m <sup>2</sup> h grad
$t_a$	Außentemperatur = -20° C
$p$	Zuschlagsfaktor ( $p = 0,05$ ).

Wie man sieht, kann die Wirkung der Umfassungskonstruktion — insbesondere im Blockbau — fast vernachlässigt werden.

In den hier folgenden Rechnungen soll  $k_F = 0,875 \text{ kcal/m}^2 \text{ h grad}$  als ein für unsere Paneele geltender Durchschnittswert des Wärmedurchgangskoeffizienten angenommen werden. Der ähnliche Wert für die Decke ist — hauptsächlich mit Rücksicht auf die Bestrahlung im Sommer —  $k_D = 0,6 \text{ kcal/m}^2 \text{ h grad}$ . In Pavillonbau mit den gewöhnlichen Maßproportionen:

$$\frac{m}{a} \approx 0,2 \quad \text{und} \quad \frac{m}{b} \approx 0,04$$

ist die spezifische Wärmeübertragung numerisch:

$$q_{tr} = 30,6 \times 1,05 = 32,10 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$$

ein ziemlich vernachlässigbarer Wert im Vergleich mit der animalen Wärmeabgabe.

Aus den oben errechneten Werten ergeben sich die Ziffern der gesamten Wärmebelastung für den Winter

$$q_{ges} = q_{anim} - q_{tr}$$

d. h.  $q_{ges} = 211,5 - 32,10 = 179,4 \text{ kcal/h grad m}^2 \text{ Boden}$  und für die totale Feuchtigkeitsbildung:

$$w_{ges} = 109 \cdot 10^{-3} \text{ kg/h m}^2 \text{ Boden}$$

### Zustandsänderung der Zuluft

Aus den oben berechneten Wertangaben können wir im  $i, x$  Diagramm die Richtungsgerade

$$\frac{\Delta i}{\Delta x} = \frac{\dot{q}_{ges}}{\dot{w}_{ges}} = \frac{179,4 \cdot 10^3}{109} = 1650 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

zur Darstellung der Luftzustandsänderung im Stallraum ausdrücken.

Wir gehen, für die kälteste Jahreszeit, von folgenden Angaben aus:

bezgl. des Zustandes der Außenluft:

$$t_a = -20^\circ \text{ C}$$

$$q_a = 90\%$$

$$x_a = 0,6 \cdot 10^{-3} \text{ kg/kg}$$

$$i_a = -4,45 \text{ kcal/kg}$$

bezgl. des Zustandes der Innenluft:

$$t_i = 10^\circ \text{C}$$

$$\varphi_i = 60\%$$

$$i_i = 5,3 \text{ kcal/kg}$$

$$x_i = 4,7 \cdot 10^{-3} \text{ kg/kg}$$

Ferner stellen wir die Bedingung auf, daß die Zulufttemperatur zumindest  $+3^\circ \text{C}$  betragen muß. Auf Grund dieser Annahmen wurde das  $i, x$  Diagramm in Abb. 12 aufgezeichnet.

Also soll durch Mischen und eine mäßige Vorwärmung eine Zuluft mit den folgenden Zustandparametern hergestellt werden:

$$t_z = 3^\circ \text{C}$$

$$\varphi_z = 65\%$$

$$i_z = 2,65 \text{ kcal/kg}$$

$$x_z = 3,1 \cdot 10^{-3} \text{ kg/kg}$$

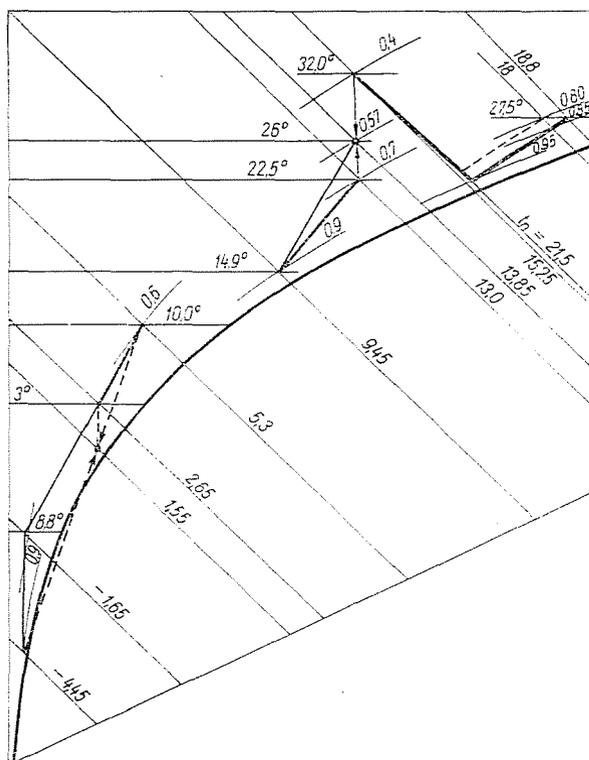


Abb. 12. Zustandsänderungen der Zuluft in einem Stallraum für Mastschweine

Die benötigte Luftmenge läßt sich, wie bekannt, folgenderweise berechnen:

$$\dot{m}_L = \frac{\dot{q}_{\text{ges}}}{i_i - i_z} = \frac{179,78}{5,3 - 2,605} = 68,5 \text{ kg/h m}^2 \text{ Boden}$$

oder wir können auch die andere bekannte Formel

$$\dot{m}_L = \frac{\dot{w}_{\text{ges}}}{x_i - x_z} = \frac{109,0}{4,7 - 3,1} = 68,5 \text{ kg/h m}^2 \text{ Boden}$$

gebrauchen, das Resultat ist dasselbe.

Da die Mischtemperatur  $t_{\text{gem}} = 10^\circ \text{C}$ , ist das Luftvolumen:

$$\dot{V}_L = \frac{\dot{m}_L}{\rho_0} \frac{T_0}{T_{\text{ges}}} = \frac{68,5}{1,293} = 53,5 \text{ m}^3/\text{h m}^2 \text{ Boden.}$$

Gemäß einem Mischungsverhältnis von 0,39 ist die Frischluftmenge:

$$\dot{m}_a = 68,5 \times 0,39 = 26,67 \text{ kg/h m}^2 \text{ Boden}$$

und deren Volumen:

$$\dot{V}'_a = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a} = \frac{26,67}{1,293} = 20,6 \text{ m}^3/\text{h m}^2 \text{ Boden.}$$

Nun soll die Konzentration von  $\text{CO}_2$  bei der Einführung der frischen Luft untersucht werden. Laut Abb. 9 beträgt die animale Ausatmung von  $\text{CO}_2$  eines 110 kg schweren Tieres 38 liter/h. Bei einer zugelassenen  $\text{CO}_2$  Konzentration von 0,3% (= 3 l/m<sup>3</sup>) und mit einer um 30% erhöhten aktuellen Kohlensäureentwicklung beträgt also das Volumen der Frischluft

$$V'_a = \frac{1,3K}{k_i - k_a} = \frac{1,3 \cdot 38}{3 - 0,4} = 19 \text{ m}^3/\text{h m}^2 \text{ Boden.}$$

Wie aus Abb. 13 zu ersehen ist, steigt das oben errechnete spezifische Luftvolumen in einer Periode von 1200 Stunden vom Werte 20,6 m<sup>3</sup> allmählich auf 22 m<sup>3</sup> und nachher ziemlich rasch auf 53,5 m<sup>3</sup> (jeweils pro Stunde und pro m<sup>2</sup> Bodenfläche). Selbstredend wird die während des Winters zuzuführende Wärmeenergie (pro Bodenflächeneinheit) durch die von den Kurven (6) und (1) und der linkseitigen Ordinate umgrenzte Fläche festgestellt. Mit Hilfe eines Planimeters läßt sich der Jahresbedarf in Höhe von

$$Q = 58\,000 \text{ kcal/m}^2 \text{ Boden}$$

bestimmen.

Weiters läßt sich die erforderliche Leistung der Wärmeversorgungsanlage — gleichfalls pro Stunde und pro m<sup>2</sup> (Boden) — berechnen. Die Formel lautet:

$$\dot{q} = \dot{m}_a [i_{\text{misch}} - i_a] = \dot{m}_L (i_z - i_{\text{misch}}) \quad (27)$$

$$\dot{q} = 26,67(-1,65 + 4,45) = 68,5(2,65 - 1,65) = 76,5 \text{ kcal/h m}^2 \text{ Boden.}$$

Die konkreten Zahlenwerte sind dem  $i, x$ , Diagramm auf Abb. 12 entnommen.

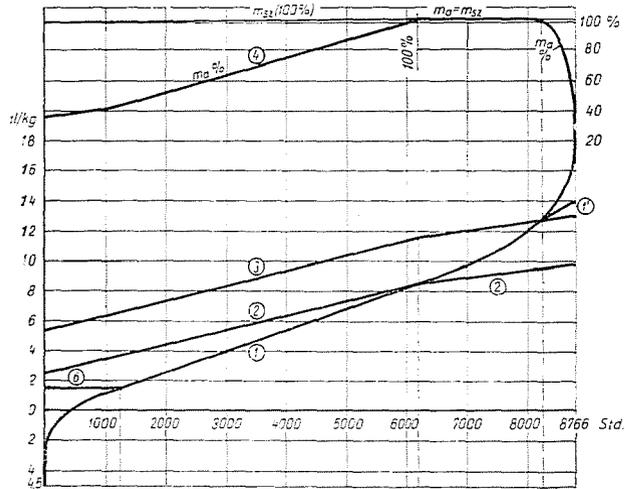


Abb. 13. Charakteristik-Kurven eines Stalles für Mastschweine. 1. Enthalpie der vorgemischten Luft. 2. Enthalpie der Außenluft, kcal/kg. 3. Enthalpie der Zuluft. 4. Prozentueller Anteil an Frischluft. Die Fläche zwischen den Linienzügen 1—1'—2 und der rechtsseitigen Ordinate stellt den jährlichen Energieverbrauch der mechanischen Kühlung, kcal/a kg dar. Die Fläche zwischen den Linienzügen 6—1 und der linksseitigen Ordinate stellt die zuzuführende jährliche Wärmemenge, kcal/a kg dar

Es ist Sache einer weiteren Überlegung, an Stelle des Wertes  $t_a = -20^\circ\text{C}$  den günstigeren Wert von  $-15^\circ\text{C}$  einzusetzen. Diesem Gedanken liegt die statistische Erfahrung zu Grunde, daß man den Tagesdurchschnitt von  $-20^\circ\text{C}$  mit einer Wahrscheinlichkeit von »einmal in 10 Jahren« zu beachten hat, folglich kann man die Frischluftzufuhr ruhig auf das oben berechnete Minimum zu 16 m<sup>3</sup> festlegen. Mit diesem minderen Anspruch läßt sich der spezifische Energieleistungsbedarf an Stelle der obigen 75,5 kcal auf nur 58,5 kcal herabsetzen.

Es ist nur natürlich, daß man den Weg eines »feuchten Wärmeaustausches« mit Vorliebe wählt, falls man zur Temperaturregelung der Zuluft über eine vorhandene Wärmequelle, oder mindestens ein Quellwasser von  $12^\circ\text{C}$  verfügt. In solchen Fällen ist ein Luftzustand mit genügender Menge von  $+10^\circ\text{C}$  mit einer 75%igen relativen Feuchtigkeit leicht herzustellen und aufrechtzuerhalten.

## b) Sommer mit künstlicher Kühlung

Die totale animale Wärmeabgabe ist im Sommer unverändert dieselbe; der Unterschied im Vergleich zum Winter zeigt sich darin, daß man zur Sommerzeit mit einer kleineren Trockenwärme, und mit einer größer Dunstentwicklung zu rechnen hat.

Der Außenluftzustand wird mit den folgenden Angaben in Betracht gezogen:

$$\begin{aligned} t_a &= 32^\circ \text{C} \\ q_a &= 40\% \\ i_a &= 15,25 \text{ kcal/kg} \\ x_a &= 12,4 \cdot 10^{-3} \text{ kg/kg} \end{aligned}$$

wobei wir bemerken, daß das Vorkommen eines solchen Zustandes jährlich mit 40 bis 80 Stunden angenommen werden kann. Bei Anwendung von künstlicher Kühlung wollen wir für die Innenluft (laut Abb. 10 und 11) den folgenden Zustand vorschreiben:

$$\begin{aligned} t_i &= 22,5^\circ \text{C} \\ q_i &= 70\% \\ i_i &= 13 \text{ kcal/kg} \\ x_i &= 12,5 \cdot 10^{-3} \text{ kg/kg} \end{aligned}$$

Die animale gesamte Wärmeabgabe bleibt unverändert

$$q_{\text{anim}} = 211 \text{ kcal/h m}^2 \text{ Boden}$$

und die totale Dunstentwicklung laut Abb. 6 ist

$$w_{\text{ges}} = 170 + 19 = 189 \text{ g/h m}^2 \text{ Boden.}$$

Die Summe der durch Wärmetransmission und Strahlung zugeführten Wärmemengen beträgt

$$\dot{q}_{\text{tr}} = k_D (t_{\text{smD}} - t_i) + 2 \left( \frac{m}{a} + \frac{m}{b} \right) k_w (t_{\text{smw}} - t_i) + \dot{q}_{\text{str}} \quad (28)$$

mit der folgenden Bedeutung:

$t_{\text{smw}}$  mittlere Sonnenlufttemperatur auf die Wandflächen berechnet (im gegebenen Fall  $29^\circ \text{C}$ ),

$t_{\text{smD}}$  mittlere Sonnenlufttemperatur auf die Deckenfläche berechnet ( $38,5^\circ \text{C}$ )

$q_{str}$  durch Strahlung einfallende Wärmeenergie gerechnet auf die Oberflächeneinheit des Bodens kcal/h m<sup>2</sup> Boden.

Der letzte Satz läßt sich berechnen wie folgt:

$$\dot{q}_{str} = \frac{2}{\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \Delta \dot{q} \sin \tau \, d\tau = \frac{2}{\pi} \Delta \dot{q}. \quad (29)$$

Mit obigen Werten erhält man:

$$q_{tr} = 0,6(38 - 22,5) + 2 \cdot 0,24 \cdot 0,875(29 - 22,5) + 14 \frac{2}{\pi} =$$

$$\dot{q}_{tr} = 21 \text{ kcal/hm}^2 \text{ Boden.}$$

Daraus ergibt sich die gesamte Wärmebelastung:

$$\dot{q}_{ges} = \dot{q}_{anim} + \dot{q}_{tr} = 211,5 + 21 = 232,5 \text{ kcal/m}^2 \text{ h Boden.}$$

Folglich läßt sich die Richtung der Zustandsänderung im  $i, x$  Diagramm wie folgt anschreiben:

$$\frac{\Delta i}{\Delta x} = \frac{\dot{q}_{ges}}{\dot{w}_{ges}} = \frac{232,5 \cdot 10^3}{189} = 1230 \text{ kcal/kg.} \quad (30)$$

Die benötigte Luftmenge haben wir aus der Berechnung für die Winterzeit bereits ermittelt. Diese beträgt

$$V = 53,5 \text{ m}^3/\text{h m}^2 \text{ Boden}$$

bezw. mit einer Luftdichte bei einer Temperatur von 15° C

$$\rho_{15} = 1,24 \text{ kg/m}^3$$

ist die Luftmasse

$$\dot{m}_L = 53,5 \cdot 1,24 = 65,7 \text{ kg/h m}^2 \text{ Boden.}$$

Es kann mit 1 kg Luft die Wärmemenge

$$\Delta i = \frac{q_{ges}}{m_L} = \frac{232,5}{65,7} = 3,55 \text{ kcal/kg m}^2 \text{ Boden}$$

abgeführt werden, folglich ist die Enthalpie der Zuluft

$$i_z = i_t - \Delta i = 13 - 3,55 = 9,45 \text{ kcal/kg}$$

und sämtliche Zustandswerte der Zuluft

$$t_z = 14,8^\circ \text{ C}$$

$$\varphi_z = 90\%$$

$$i_z = 9,45 \text{ kcal/kg}$$

$$x_z = 9,65 \cdot 10^{-3} \text{ kg/kg}$$

Der in der Zuluft vorhandene Anteil an Außenluft soll mit 40% angenommen werden:

$$\dot{m}_a = 0,4 \cdot 65,7 = 26,3 \text{ kg/h m}^2 \text{ (Boden)}$$

$$V_a = 21,2 \text{ m}^3/\text{h m}^2 \text{ (Boden)}.$$

Hierdurch bleibt die Kohlensäure-Konzentration niedriger als 0,25% (2,5 Liter/m<sup>3</sup>). Man kann dem Enthalpie-Diagramm (Abb. 13) ein fortwährendes Ansteigen der Frischluftmenge entnehmen, die während 2000 Stunden der Menge der ganzen Zuluft gleich ist. Dadurch wird der CO<sub>2</sub>-Gehalt auf nur 1,2 Liter/m<sup>3</sup> herabgesetzt; dieses Niveau bleibt eine lange Zeit unverändert. In Abb. 14 sehen wir die Änderung der Temperatur im Stallraum. Wie hier gezeigt wird, ist die Temperatur  $t_i$  im Laufe von 6200 Stunden niemals höher als 20°C. Sie ist im Höchstpunkt gleich 22,5°C. Das Niveau der Luftfeuchtigkeit bleibt in der Nähe von 70%.

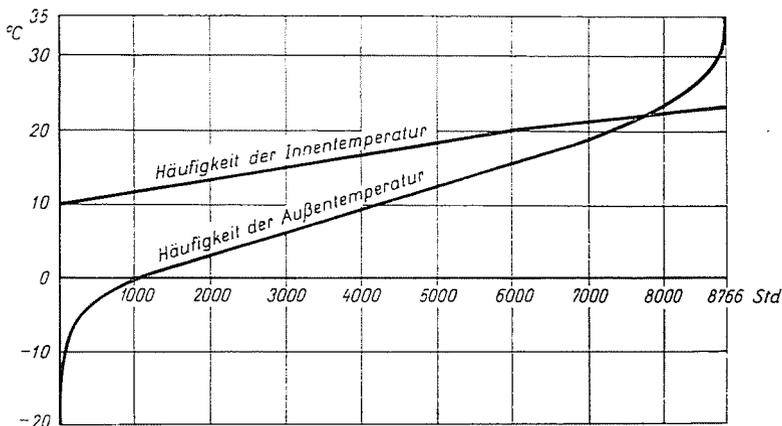


Abb. 14. Änderung der Innentemperatur in einem geheizten und mit einer Klimaanlage bedienten Stall für Schweine von 110 kg/Tier

Zur Bestimmung der maximalen Kühlleistung ist die Enthalpie-Differenz zwischen der vorgemischten und der Zuluft maßgebend. Gemäß Abb. 12 bzw. unter Berücksichtigung des Zustandes der Außenluft soll die Mischluft wie folgt gekennzeichnet werden:

$$\begin{aligned}t_{vm} &= 26^{\circ} \text{ C} \\q_{vm} &= 57\% \\i_{vm} &= 13,85 \text{ kcal/kg} \\x_{vm} &= 12,4 \cdot 10^{-3} \text{ kg/kg}\end{aligned}$$

demzufolge ist die Kühlleistung

$$\begin{aligned}\dot{q}_{\text{kühl}} &= m_L (i_{vm} - i_z) = 65,7 (13,85 - 9,45) = \\ \dot{q}_{\text{kühl}} &= 65,7 \cdot 4,40 = 289 \text{ kcal/h m}^2 \text{ Boden.}\end{aligned}$$

Gemäß dem Diagramm in Abb. 13 soll man die Kälteanlage dann in Betrieb setzen, wenn die Enthalpie der Außenluft jener der Zuluft gleich wird. Zu diesem Zweck soll die Kälteeinrichtung bei einem Enthalpiewert von 8,5 kcal/kg in Betrieb gesetzt werden.

Unter Berufung auf Abb. 13 ist die abzuführende Wärmemenge jener Diagrammfläche proportional, welche von den Kurven (1) (1') (2) und der Ordinate an der rechten Seite begrenzt ist. Die spezifische Kühlleistung beläuft sich demnach im Jahre auf:

$$Q_{ka} = 330\,000 \text{ kcal/am}^2 \text{ Boden.}$$

Sollte die Kühleinrichtung im Laufe der Abkühlungssaison unter voller Belastung arbeiten, so wäre die Gesamtleistung

$$Q_{kamax} = 715\,000 \text{ kcal/am}^2 \text{ Boden.}$$

Die oben errechnete Jahresleistung entspricht ungefähr einer 46%igen Ausnützung.

Als Beispiel nehmen wir eine Kälteanlage mit Ammoniak-Kompressoren an, unter Voraussetzung folgender Ausgangswerte:

$$\begin{aligned}\text{Verdampfungstemperatur } t_0 &= 0^{\circ} \text{ C} \\ \text{Kondensationstemperatur} &: 25^{\circ} \text{ C} \\ \text{Wirkungsgrad des Elektromotors} &: 90\% ;\end{aligned}$$

für diesen Fall ist der jährliche elektrische Energiebedarf

$$L_a = \frac{Q_{ka}}{\varepsilon'} = \frac{330\,000}{3900} = 84,5 \text{ kWh/m}^2 \text{ Boden}$$

mit der Bedeutung

$\varepsilon'$  spezifische Kühlleistung bezogen auf die verbrauchte elektrische Energie, bei einer Verdampfungstemperatur von  $0^{\circ} \text{ C}$  in kcal/kWh.

Der Energiebedarf der Kühlmaschine ergibt sich zu

$$N = \frac{\dot{q}_{\text{kühl}}}{\varepsilon} = \frac{289}{4400} = 0,066 \text{ kW/m}^2 \text{ Boden}$$

wo  $\varepsilon$  die spezifische Kühlleistung kcal/kWh zu den obigen Vorbedingungen bedeutet.

c) Sommer mit adiabater Kühlung

Nun dürfte es interessant sein, nachzuforschen, wie sich der Raumluftzustand bei Anwendung eines adiabatischen Kühlungsverfahrens (d. h. Kühlung bei konstanter Feuchtkugeltemperatur) verhält und dieselbe Zuluftmenge vorausgesetzt wird wie zuvor.

Die gesamte animale Wärmeabgabe ist, wie bereits errechnet

$$q_{\text{anim}} = 211,5 \text{ kcal/h m}^2 \text{ Boden}$$

Es ändert sich aber der Anteil an Dunstbildung. Dieser beträgt, laut Abb. 6,

$$w_{\text{anim}} = 215 \text{ g/h m}^2 \text{ Boden.}$$

Als zusätzliche Feuchtigkeit soll dagegen

$$w = 19 \text{ g/h m}^2 \text{ Boden}$$

angenommen werden und damit ergibt sich:

$$w_{\text{ges}} = 215 + 19 = 234 \text{ g/h m}^2 \text{ Boden.}$$

Die zuströmende Wärmemenge (Summe der Transmissionswärme und der Strahlung) ist:

$$\begin{aligned} \dot{q}_{\text{tr}} &= 0,6(38 - 27,5) + 2 \cdot 0,24 \cdot 0,875(29 - 27,5) + \dot{q}_{\text{str}} \\ \dot{q}_{\text{tr}} &= 6,3 + 0,63 + 8,92 = 15,85 \text{ kcal/h m}^2 \text{ Boden} \end{aligned}$$

und so

$$\dot{q}_{\text{ges}} = \dot{q}_{\text{tr}} + q_{\text{anim}} = 15,85 + 211,5 = 227,35 \text{ kcal/h m}^2 \text{ Boden.}$$

Die Zustandsänderung ist im  $i, x$  Diagramm durch die Richtung

$$\frac{\Delta i}{\Delta x} = \frac{227,35}{65,8} = 972$$

gekennzeichnet.

So ist also die Enthalpie-Zunahme der Zuluft:

$$\Delta i = \frac{227,35}{65,7} = 3,5 \text{ kcal/kg.}$$

Unter Berufung auf das  $i, x$  Diagramm in Abb. 12 ergeben sich als Kennwerte für den Endzustand nach der adiabatischen Abkühlung:

$$\begin{aligned} t_i &= 27,5^\circ \text{ C} \\ \varphi_i &= 82\% \\ i_i &= 18,8 \text{ kcal/kg} \\ x_i &= 20 \cdot 10^{-3} \text{ kg/kg} \end{aligned}$$

Es soll hier bemerkt werden, daß mittels einer mäßigen Steigerung der Zuluftmenge (d. h. zum Preise einer unbedeutenden Mehranschaffung) ein bedeutend günstigeres Endergebnis erzielt werden kann.

Mit einer Zuluftmenge von 70,0 m<sup>3</sup>/h m<sup>2</sup> Boden (87 kg/h m<sup>2</sup> Boden) kann in Winter die Zulufttemperatur auf 5,8° C erhöht und im Sommer ein günstigerer Luftzustand von 27° C und 70% erreicht werden.

### Vergleichende Betrachtungen

In Abb. 15 werden zwei Fälle der Zustandsänderung im Sommer dargestellt. Einmal bei künstlichem, das anderemal bei adiabatischem Abkühlungsverfahren. Die Kühlperiode beläuft sich auf 2540 Stunden zur Zeit der kritischen Wetterlage.

Das folgende Diagramm auf Abb. 16 wurde auf Grund der Diagramme der Abbildungen 10, 13, 14 und 15 aufgestellt.

Hier sehen wir bei Annahme einer »einphasigen« Zucht (d. h. in einem und demselben Stallraum) 6 Monate lang den Verlauf der Gewichtszunahme von Borstenvieh in drei Varianten. Die Abszissenwerte sind auch gewisse Temperaturintervalle, welche zum Erzielen einer optimalen Gewichtszunahme in den einzelnen Aufzuchtperioden als die günstigsten erachtet werden dürften.

Die *voll* ausgezogene Kurve betrifft den Verlauf der Gewichtszunahme bei der Wahl der jeweils optimalen Innentemperaturen. Die *gestrichelte* Kur-

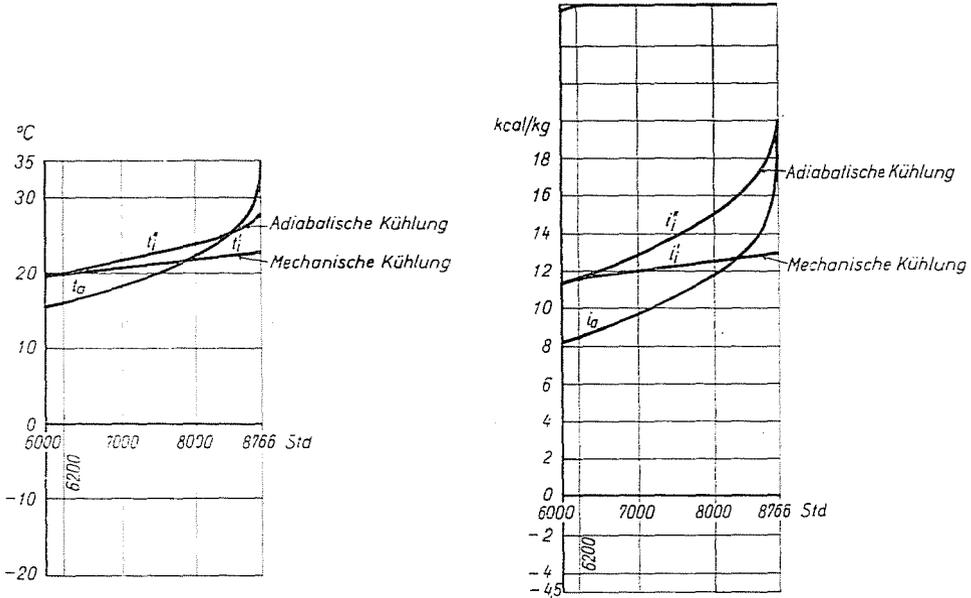


Abb. 15. Verlauf der Temperatur und der Enthalpie der Innenluft in einem adiabatisch gekühlten Stall für Mastschweine

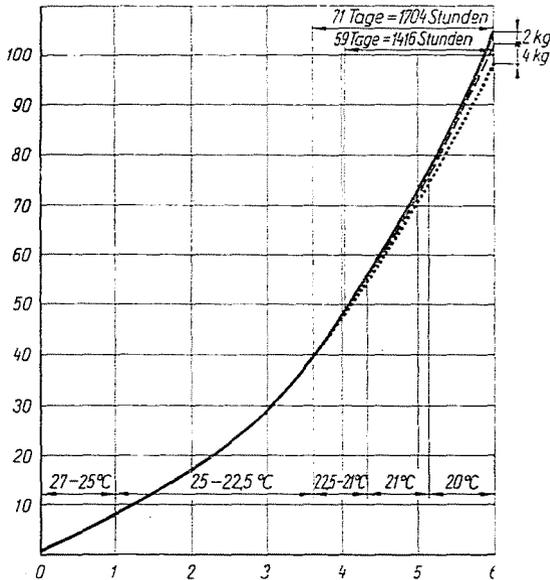


Abb. 16. Gewichtszunahme eines Schweines im Laufe einer einphasigen, 6monatigen Aufzucht. Volle Linie = optimale Zunahme; gestrichelte Linie = Zunahme bei mechanischer Kühlung; punktierte Linie = Zunahme bei adiabatischer Kühlung

venlinie zeigt den Entwicklungsvorgang bei mechanischer Abkühlung im Sommer. Die *punktierte* Linie entspricht dem Fall einer adiabatischen Abkühlung.

Beim Auftragen der Kurve wurde der ungünstigste Rotationsablauf (d. h. Besiedlungsperiode) mit in Betracht gezogen, wobei die Zucht in der wärmsten Zeitperiode endet. (So z. B. kann man bei einer Besiedlung im Sommer auf eine Kühlung verzichten.)

Es soll zugegeben werden, daß die größere Luftfeuchtigkeit bzw. die größere Enthalpie der Innenluft durch das adiabatische Verfahren verursacht, eine ungünstige Wirkung ausüben. Wenn wir uns aber die effektiven Temperaturschwankungen vor Augen halten, d. h. die Tatsache richtig erwägen, daß die heißesten Sommertage einzeln in verschiedenen Intervallen nicht aberknapp hintereinander auftreten, so können wir das Auftreten des ungünstigsten Zustandes (mit  $t_i = 27,5^\circ \text{C}$  und  $q_i = 82\%$ ) praktisch als ausgeschlossen erachten.

Dabei wurde die Wärmestabilität des Stallbaues nicht mit in Betracht gezogen, obwohl die wirklichen Innentemperaturen wegen der Schwankung der eindringenden Wärme in den heißesten Tagesperioden eben durch die Wärmestabilität um cca  $0,5^\circ \text{C}$  herabgesetzt werden.

Soweit unsere Informationen reichen, hatte man bisnun die Abhängigkeit der Gewichtszunahme von der Enthalpie nicht untersucht. Wenn wir nun den durch mechanische Kühlung erhaltenen Mehrgewinn von  $4 \text{ kg/a m}^2$  Boden an Fleisch noch vorsichtshalber um 25% höher annehmen (s. Abb. 16), so ergibt sich dem adiabatischen Verfahren gegenüber immer nur ein spezifischer Mehrwert von höchstens  $5 \text{ kg/Jahr m}^2$  Boden.

Nun treten folgende konträre Mehraufwände auf:

1. spezifischer Mehrverbrauch an elektrischer Energie ungefähr von  $84,5 \text{ kWh/m}^2$  Boden;
2. Anschaffungskosten bzw. Annuität für die Aufstellung einer Kühleinrichtung zur Leistung von  $0,066 \text{ kWh/m}^2$  Boden und der entsprechenden Klimaanlage;
3. Annuität des Gebäudes zur Aufstellung der Kühlanlage;
4. Instandhaltungskosten;
5. Jahresaufwendungen zur Sicherstellung des Kühlwassers;
6. Jahreskosten zur Deckung des Arbeitslohnes für das Mehrpersonal für Inbetrieb- und Instandhaltung.

Wenn wir daran denken, daß der oben nachgewiesene Mehrertrag an Fleisch auf Grund der günstigsten, aber in der Praxis nur selten verwirklichten Besiedlungsart errechnet wurde, so müssen wir zugeben, daß ein wirtschaftliches Gleichgewicht zwischen diesem Mehrgewinn und den oben angeführten

Mehraufwände kaum möglich ist. Der Jahresaufwand aus allen diesen Lasten bewegt sich (je m<sup>2</sup> Boden) zwischen den Grenzen von 3 bis 4 hundert Forint.

*Zusammenfassend* sind unsere Feststellungen betreffs eines Schweinestalles die folgenden:

1. Das zuzuführende Frischluftminimum läßt sich mit der Bedingung bestimmen, daß die gesamte Konzentration von CO<sub>2</sub> — die zusätzliche Entwicklung aus dem Stallmist mitgerechnet — nicht größer sein soll, als 0,25... 0,3% (d. h. 2.5...3 liter pro m<sup>3</sup>).

2. Die Temperatur der Winterzuluft soll höchstens um 5...7° C niedriger sein, als die gewünschte Innentemperatur.

3. Um den günstigen Luftzustand im Stallraum zu erfassen, bedient man sich der Angaben aus dem beigegebenen Diagramm, in welchen einige Kurven über Gewichtszunahme und Futterverbrauch in Abhängigkeit von der Innentemperatur dargestellt sind. Aus diesen Darstellungen erfährt man die Einstellung einer richtigen Innentemperatur, u. zw.

10...22° C für größere Mastschweine;

15...25° C für kleinere (von 20 bis 45 kg) (Abb. 10).

4. In Sinne der Sätze unter (2) und (3) ist eine Vorwärmung der Zuluft für einen Schweinestall unumgänglich. Meine eigenen Erfahrungen liegen in gleichen Richtung. Bei einfachen Ventilationssystemen müßte man bei einer Außentemperatur um 0° C von der Lüftung Abstand nehmen, da die kalte Luft eine augenfällig schädliche Wirkung hätte.

5. Wenn man im Winter die erwünschte minimale Zulufttemperatur einhalten und zugleich den Sollwertanforderungen der Innenluft genug tun will, so resultiert daraus eine ungefähr dreimal so große Zuluftmenge als jene Luftmenge, die sich auf Grund des maximal zulässigen CO<sub>2</sub>-Gehaltes errechnen läßt. Aus diesem Grunde sind hierzu Einrichtungen für die Zurückführung und Mischung der Umluft erforderlich. In dem größten Teil eines Jahres ist es aber möglich, die gesamte Zuluft aus der natürlichen Außenluft (d. h. ohne Zumischung) herzustellen, wobei man den erwünschten Zustand der Innenluft mittels einer adiabatischen Kühlung zwischen vernünftigen Grenzen halten kann.

6. Mit Ausnahme der Ställe für Eber und der Mastschweineställe (für Schweine von 70...100 kg Gewicht) kann man — auf Grund unserer theoretischen Überlegungen — die Notwendigkeit eines künstlichen Kühlungsverfahrens keinesfalls eindeutig feststellen. Ganz im Gegenteil, so ein Vorgehen ist — die besagten Sonderfälle ausgenommen — überflüssig. Hingegen ist eine adiabatische Kühlung der Außenluft allenfalls anzuwenden. Erfahrungsgemäß läßt sich auf diesem Wege — d. h. durch Zufuhr der entsprechenden Luftmenge — eine Innenluft schaffen, deren Temperatur auch im Hochsommer 27...27,5° C nicht übersteigt.

7. Der Bau einer Kühlanlage ist nur dort und dann vorteilhaft, wo und wenn die zum Betrieb notwendige Energie zu niedrigen Kosten beschafft werden kann. (Z. B. wo für eine Absorptionskälteanlage eine Heißwasserquelle zur Verfügung steht.) In solchen Ausnahmefällen sind gewisse Ersparnisse möglich. Also scheint die Durchführung solcher Experimente ratsam zu sein.

8. Durch Hebung der Besiedlungsdichte kann es möglich sein, die notwendige Vorwärmung der Luft einigermaßen zu vermindern; doch soll nicht die Tatsache vergessen werden, daß eine Vorwärmung vor allem für die Aufwärmung der frischen Außenluft benötigt wird. (In diesem Zusammenhang ist die Vorwärmung bezw. die Zuluftmenge der Besiedlung proportional; dabei ist, zufolge der unveränderlichen Größe der Transmissionswärme, die entwickelte Wärmemenge der Besiedlung *nahezu* proportional.)

Weiterhin ist der Umstand nicht zu vernachlässigen, daß die Besiedlungsdichte stark von dem Alter bzw. vom Gewicht der Schweine abhängt. Demgemäß muß beim Entwerfen die Leistung der Heizeinrichtung für das maximal mögliche Maß vorgesehen werden.

9. Wir bemühten uns, möglichst allgemein gültige Ergebnisse zu erzielen. Deshalb nahmen wir die Belastung (pro Boden-Einheitsfläche) eines durchschnittlich isolierten Bauobjekts zum Ausgangspunkt. Aus obigen Darlegungen ist der Umstand klar ersichtlich, daß im Vergleich zur animalen Wärmeabgabe die Transmissions- und die Strahlungswärme weder im Winter, noch im Sommer besonders ins Gewicht fällt. Mit anderen Worten, im Falle einer normalen Wärmeisolierung der Bauten wird der Bedarf an Heizungs- bzw. Kühlungsenergie von der Außentemperatur nicht besonders beeinflußt. Demzufolge kann man in der Berechnung des Energieaufwandes und der Einrichtungskapazität die entsprechende Proportionalität geltend machen. Also kann man die besprochenen Kenngrößen der kompletten Einrichtung in Kenntnis der Besiedlungsdichte und der totalen Bodenfläche mit einfacher Multiplikation errechnen.

### Einige Bemerkungen zu der Temperaturverhältnissen in Viehställen

Im Prinzip gelten die obigen Ausführungen gleichermaßen für Viehställe. Unsere diesbezügliche Untersuchung erstreckt sich auf die adiabatische Abkühlungsart. Wir sehen in Abb. 17 ein  $i, x$  Diagramm betreffs der Zustandsänderungen der Innen- und Außenluft im Laufe eines Jahres. Man kann daraus entnehmen, daß der ungünstigste Innenluftzustand im Sommer, — bei genügend bemessener Zuluftmenge (d. h. pro Stunde 230—250 m<sup>3</sup>, für Melkkühe zu 400—500 kg) — mit den Kenngrößen  $t_i = 27,5^\circ \text{C}$  und  $q_i = 76\%$  charakterisiert werden kann. Die Häufigkeitskurven für Temperatur- und Enthalpie-Werte der Außen- und Innenluft sind auf den Abb. 18 und

19 dargestellt. Man erkennt hier die Periode der adiabatischen Luftbefeuchtung, und die Menge des stündlich zirkulierenden Wassers bei Berücksichtigung einer Wasserluftzahl  $\epsilon = 0,5$ ; (die Erhöhung dieser Werte scheint ratsam zu sein). Abb 20 zeigt das erzielbare Ansteigen des Milchertrags bei einer richtig entworfenen Lüftung bzw. adiabatischer Luftbefeuchtung im Verhältnis zum Milchertrag von Kühen, die in einem herkömmlicherweise belüfteten Stall aufgezogen wurden, nämlich mit einer Frischluftventilation von stündlich  $73 \text{ m}^3$  je Vieh. In diesem Falle gilt für die Häufigkeit der Innentemperatur die Kurve (b).

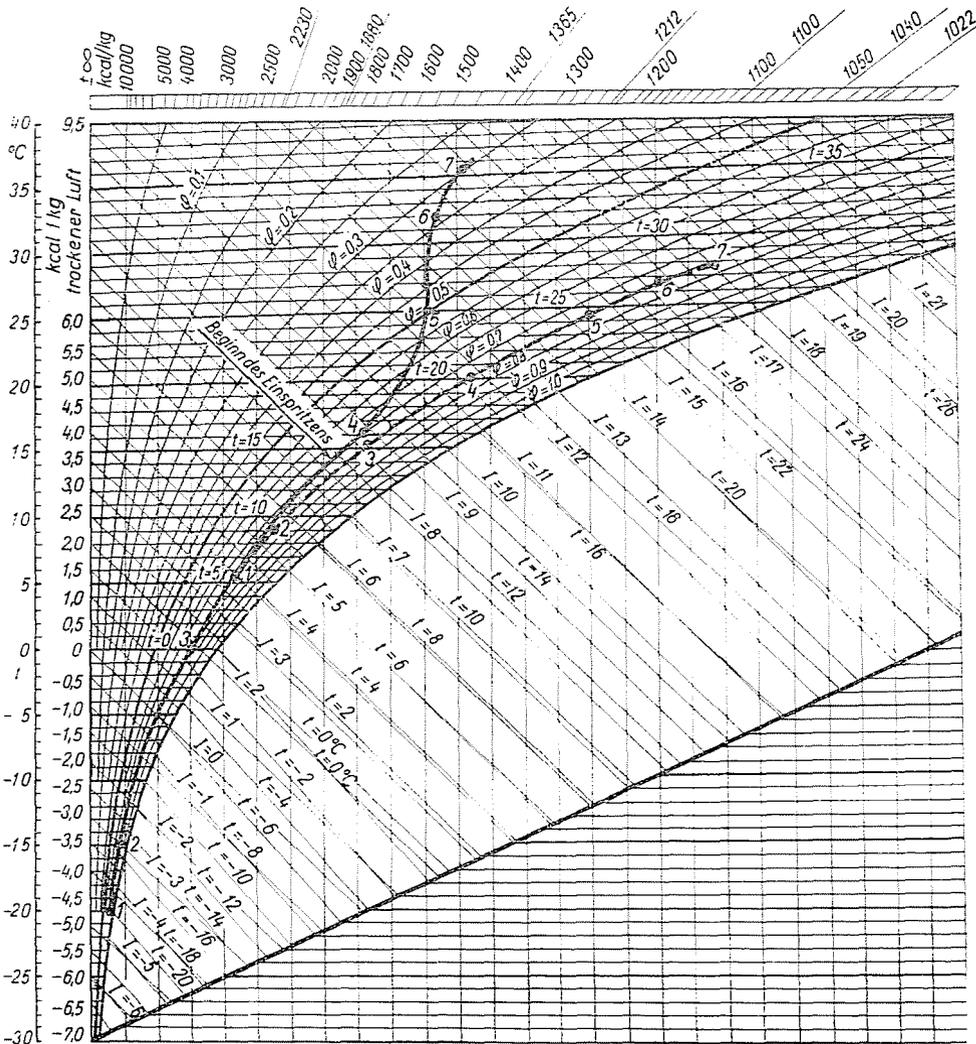


Abb. 17. Zustandsänderung der Außenluft und der Luft in einem Stall für Melkkühe

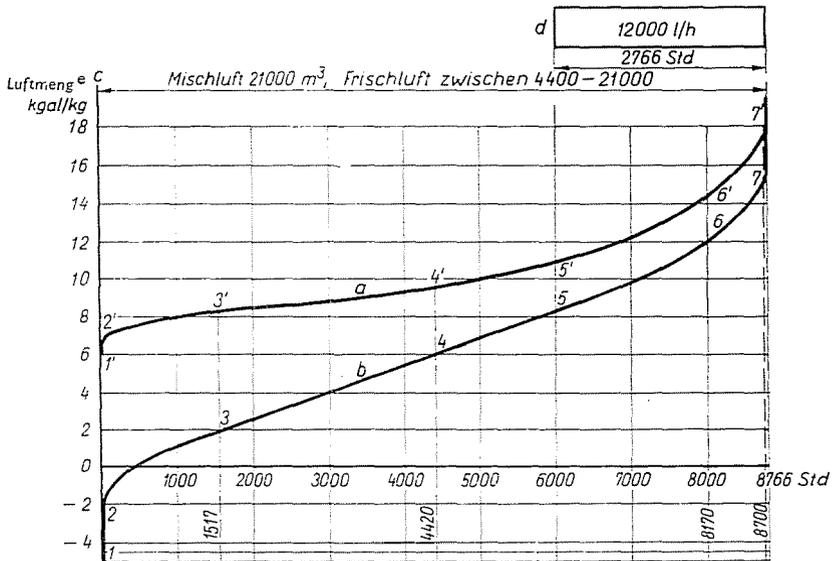


Abb. 18. Häufigkeitsdiagramm in einem Stall für Melkkühe. a) Enthalpie der Außenluft. b) Enthalpie der Innenluft c) Zuluft-Menge. d) Zerstäubte Wassermenge

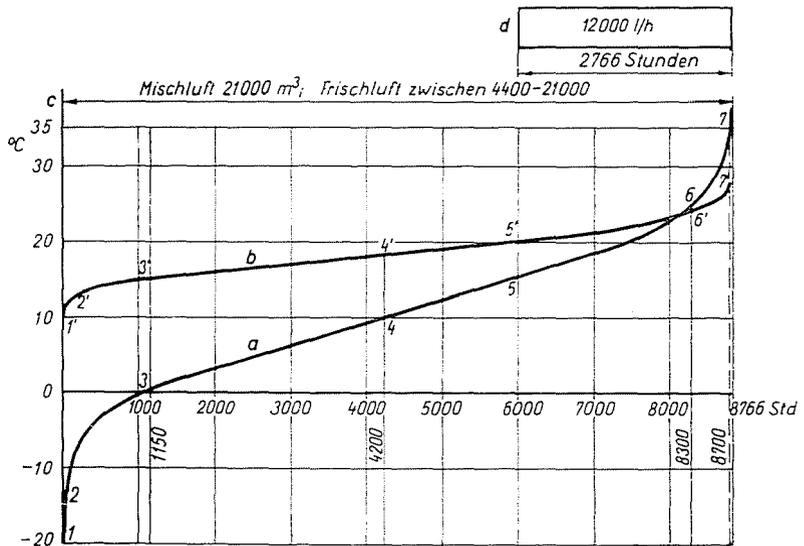


Abb. 19. Häufigkeitsdiagramme in einem Stall für Melkkühe. a) Außenlufttemperatur. b) Innenlufttemperatur. c) Zuluftmenge. d) zerstäubte Wassermenge

Das Kurvenzeichen (a) bezieht sich auf den Futterkonsum (gestrichelte Linie) und auf den Milchertrag (volle Linie) bei adiabatischer Kühlung mit vorgeschriebener Zuluftmenge, das Zeichen (b) betrifft den Fall der herkömmlichen Lüftung durch Einführung von  $73 \text{ m}^3$  Frischluft (pro Tier und pro

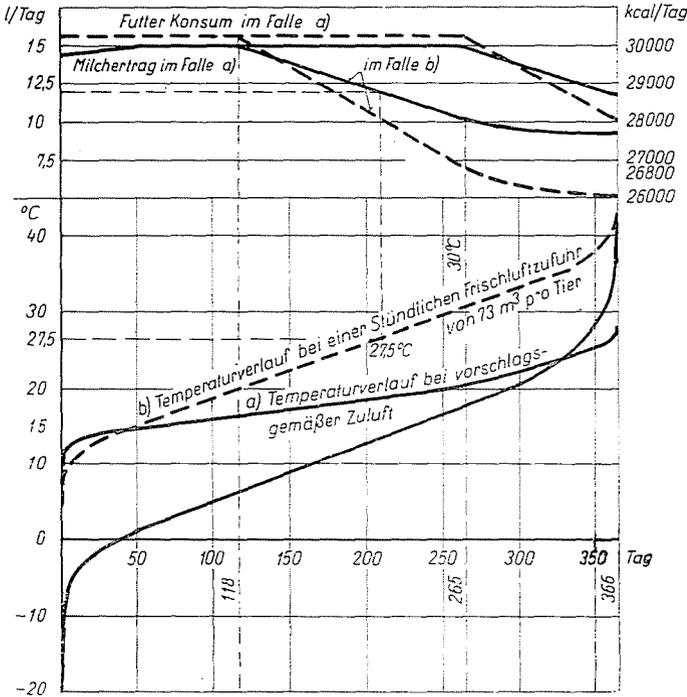


Abb. 20. Diagramm des Milchertrages und des Futterkonsums

Stunde). Die rechtseitige Ordinate zeigt den Milchertrag, die linksseitige den Wärmegleichwert des täglichen Futterkonsums. Die Abszissenskala zeigt die Innenlufttemperatur. Wir haben die Gestaltung des Gleichgewichtes der Wärmegleichwerte einerseits des Futterkonsums, andererseits des Milchertrages, der Lebensfunktionen und der Wärmeabgabe der Rinder und auch den Zusammenhang zwischen diesen Größen untersucht; anschließend haben wir den Gütegrad der Verwertung des Milchertrages in Abhängigkeit vom veränderlichen Luftzustand im Stall auch analysiert. Selbstverständlich haben wir die Erhöhung der Futterkonsum für das Erreichen des größeren Milchertrages mitberücksichtigt. Wir konstatierten eine jährliche Zunahme von 620 Liter Milchertrag durch Schaffung des optimalen Luftzustandes, und eine Zunahme des gesteigerten Futterkonsums, die ein Äquivalent von 148 Liter Milchertrag darstellt. Daraus ergibt sich (pro Tier) der jährliche Mehrertrag von 472 Liter.

Dieser Mehrertrag reicht zur Deckung der relativ mäßigen Anschaffungskosten aus.

Auf Abb. 21 ist eine denkbare Variante der Einrichtung schematisch dargestellt.

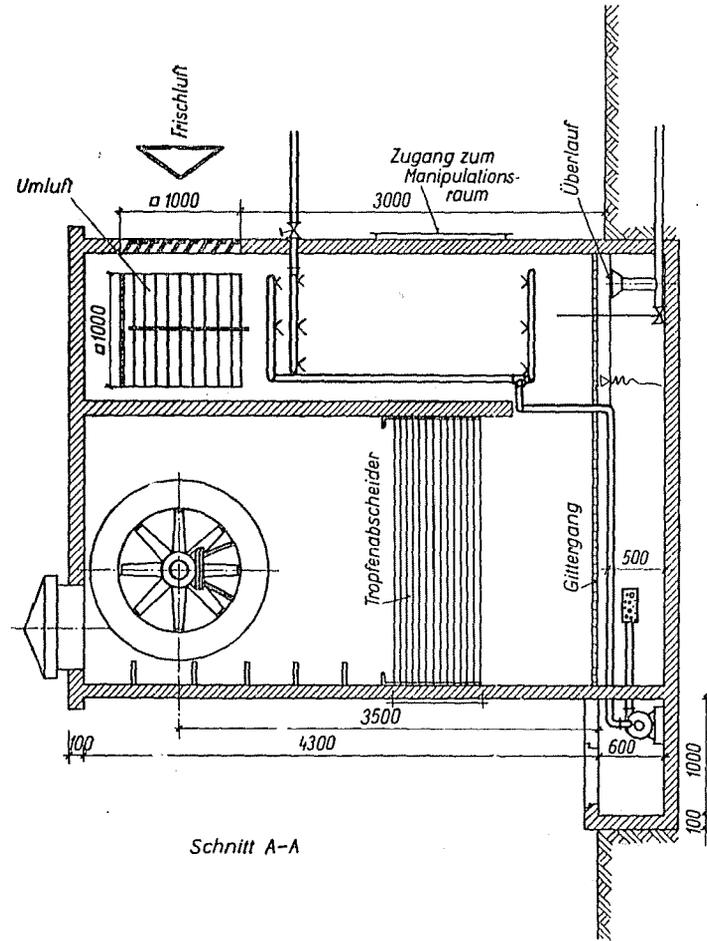
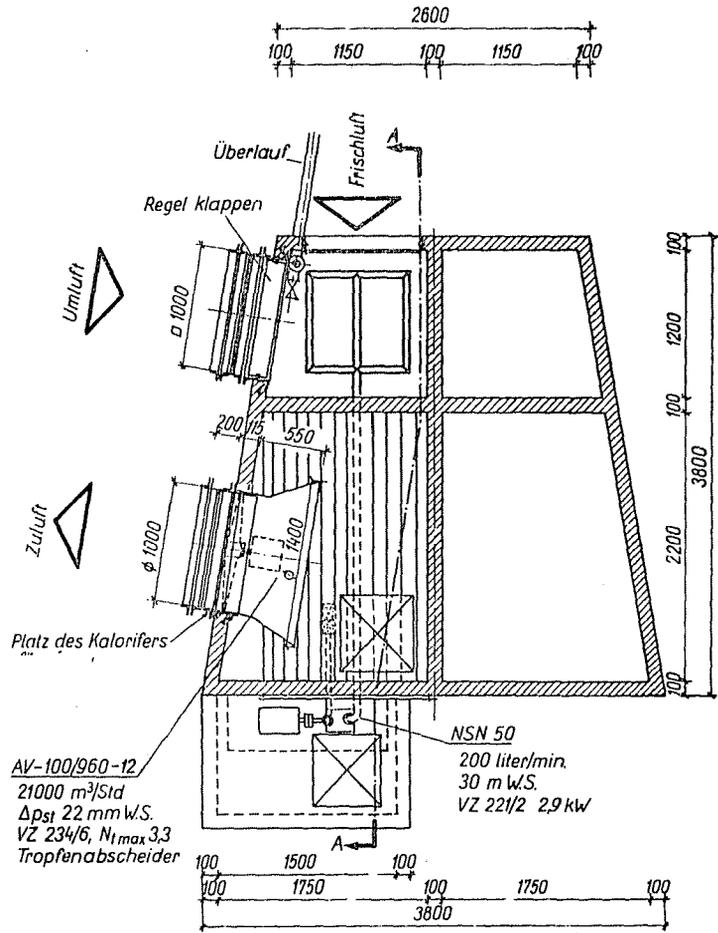


Abb. 21. Entwurf einer Klimaanlage

Beim Entwerfen dieser Einrichtung haben wir folgende Richtlinien befolgt:

1. Ein Maschinenhaus mit Zwillingsanordnung soll zur Bedienung von zwei Pavillonen geeignet sein.
2. Die Maschinen sind in einem, von den Stallbauten abgesonderten Gebäude untergebracht, um die Ruhe der Tiere nicht zu stören.
3. Richtiges Mischverhältnis von Umluft und Außenluft.
4. Regelrechte konstruktive Lösung der Einrichtungen für Luftbefeuchtung, gegebenenfalls — unter Abstimmung der notwendigen Anforderungen mit den Ausführungsmöglichkeiten — Aufstellung einer Naßvorwärmer- oder einer Oberflächen-Nachwärmer-Anlage.
5. Möglichst vereinfachte Reglereinrichtung, durch welche in wesentlichen einerseits die Mischung von Außenluft und Umluft geregelt wird, andererseits die Begrenzung der Temperaturerhöhung erfolgt.

Selbstredend steht der Weg offen, auch für die Rinderzucht die Berechnungsgrundlage von spezifischen Kennzahlen pro m<sup>2</sup> Bodenfläche aufzustellen; solche Ausgangswerte ermöglichen eine größere Verlässlichkeit der Vorkalkulation beugen nachträglichen Enttäuschungen vor.

### Zusammenfassung

Nach der Vorführung der Diagramme für die animale Wärme- und Feuchtigkeitsangabe wurden jene innere Luftzustands-Intervalle bekannt gemacht, die für die Entwicklung der Tiere als vorteilhaft und wirtschaftlich betrachtet werden können. Weiterhin wurden die verschiedenen Heizungs- und Lüftungsmethoden auseinandergesetzt, und der Einfluß derselben auf das Gedeihen der Tiere gezeigt.

Es wurde bewiesen, daß eine künstliche Kühlung nur selten in Frage kommen kann, dagegen die adiabatische Kühlung in jedem Fall — mit Rücksicht auf die sommerliche Witterung — anzuwenden ist.

Bei der Projektierung der Anlage muß außer der notwendigen minimalen Frischlufttrate die Menge der Zuluft so bestimmt werden, daß die Temperaturdifferenz der Innenluft und der Zuluft nicht größer als 5—7° C sei.

Dr. Dr. E. h. Prof. Árpád MACSKÁSY

Dr. András ZÖLD, Budapest, XI., Stoczek u. 2—4, Ungarn