

Wirtschaftliche Hallenheizung mit Strahlplatten

Einfluß des Heizsystems auf die erforderliche stationäre Heizleistung für Hallenbauten

Mit dem nachfolgend vorgestellten Modell, das eine recht genaue Berechnung des Strahlungsaustausches und eine variable Erfassung der Konvektionsströme gestattet, konnten für stationäre Betriebsverhältnisse bei Beachten einer breiten Parameterpalette eindeutige Aussagen gewonnen werden.

Bei Sicherung der Behaglichkeit in Hallenmitte ergeben sich die geringsten energetischen Aufwendungen bei Installation einer Strahlplattenheizung. Es folgen dann die Fußbodenheizung und die Luftheizung konventioneller Bauart. Diese Reihenfolge gilt sowohl für den Auslegungszustand als auch für den Teillastzustand.

Dr. sc. techn., Dr.-Ing. **Bernd Glück**, Plauen DDR

Experimentelle Vergleiche zur erforderlichen Heizleistung bei unterschiedlichen Heizsystemen, die gleiche Hallen am gleichen Standort bei gleicher Ausrüstung und technologischer Nutzung sowie übereinstimmende äußere und innere Temperaturverläufe voraussetzen, sind praktisch nicht durchführbar. Weiterhin fällt bei den jetzt üblichen guten Wärmedämmungen und den zahlreichen Fehlereinflüssen der meßtechnische Nachweis ohnehin schwer.

Deshalb wurde ein – auf einem Modell aufbauender – theoretischer Vergleich für stationäre Betriebsbedingungen vorgenommen. Bild 1 zeigt die hauptsächlichsten Modellannahmen.

Die Berechnung für den Strahlungsaustausch erfolgte sehr genau auf der Grundlage der Methode des umschlossenen Raumes, wobei eine spezielle, rechen-technisch effektiv handhabbare Näherung nach [1] Anwendung fand.

Leider ist diese Genauigkeit bei der konvektiven Wärmeübertragung nicht erreichbar. Statt dessen wurde auf der Basis der üblichen Ansätze für freie Konvektion und Annahmen über die Aufwärmung der infiltrierten Außenluft eine Abschätzung der praktischen Grenzwerte vorgenommen.

Die Untersuchung bezog sich auf folgende Systeme:

- Strahlplattenheizung (Art = 1)
- Luftheizung konventioneller Bauart (Art = 2)
- Fußbodenheizung (Art = 3).

Die Behaglichkeit (Empfindungstemperatur) wird jeweils in Raummitte nachgewiesen. Spezielle Diskomfortzonen an exponierten Standorten – die alle Systeme gleichermaßen betreffen – blieben unbeachtet, um generalisierende Aussagen zu erreichen.

Der Algorithmus liefert zunächst für jede innere Oberfläche j eine Wärmebilanzgleichung mit der unbekanntem Oberflächentemperatur t_j , eine weitere Bilanzgleichung für die Raumluft mit der Lufttemperatur t_L im Aufenthaltsbereich und einen vom vertikalen Lufttemperaturgradienten g_{LT} abhängigen Lufttemperatur-Höhen-Verlauf. Ein-

tungswärmebedarf für $t_i + 3$ K Zuschlag, wie es die DIN 4701 für Hallenbauten gestattet, berechnet und die jeweilige energetische Kennzahl

$$\epsilon = \frac{\text{tatsächlicher Energieaufwand}}{\text{Norm-Energieaufwand}}$$

ermittelt.

Den Auswertungsrechnungen wurden zwei Hallengeometrien zugrunde gelegt:

	große Halle	kleine Halle
Breite in m	30	15
Länge in m	90	45
Höhe in m	12	12
Brüstungshöhe in m	2	2
Strahlplattenhöhe in m	9,6	9,6

Soweit nicht extra erwähnt, lauten die wärmetechnischen Standardparameter:

$t_i = 15$ °C Innentemperatur im Aufenthaltsbereich

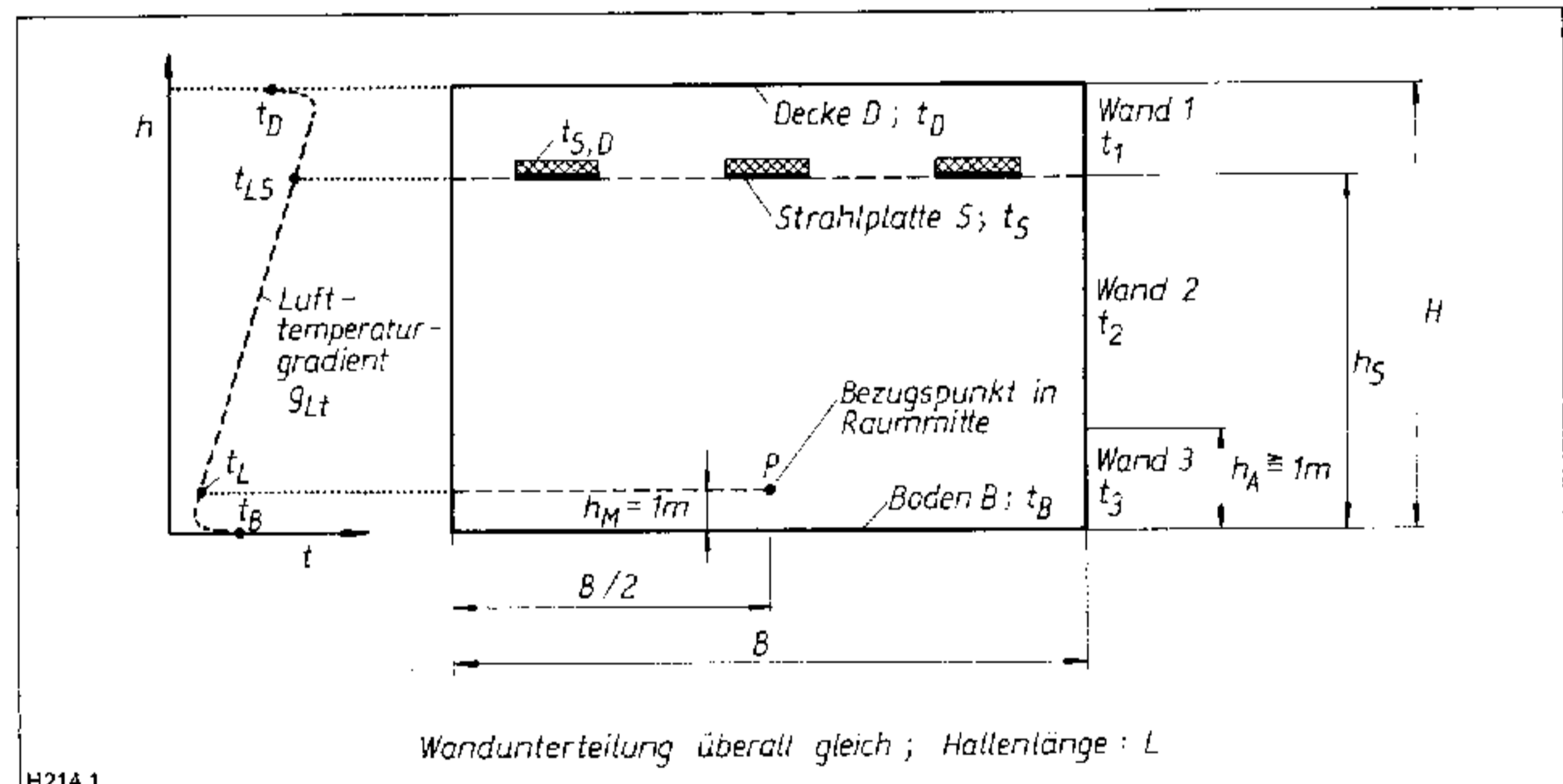


Bild 1: Geometrische und wärmetechnische Charakterisierung des Hallenmodells. Querschnitt mit Einordnung der Strahlplatten und Darstellung des vertikalen Lufttemperaturverlaufs

zelheiten zum Algorithmus sind [2] zu entnehmen. Die Lösung des nichtlinearen Gleichungssystems mit der Lufttemperatur t_L als Führungsgröße ist bei guter Konvergenz gegeben. Für den Behaglichkeitsfall (vorhandene Empfindungstemperatur t_E entspricht der geforderten Raumtemperatur im Aufenthaltsbereich t_i) wird der tatsächliche Energiebedarf der Halle ermittelt.

Um die systemabhängigen Energieaufwendungen vergleichen zu können, werden der Norm-Transmissions- und -Lüf-

- $t_a = -15$ °C Außentemperatur
- $t_{EB} = 8$ °C Erdreichtemperatur
- $g_{LT} = 0,2$ K/m Lufttemperaturgradient bei Art = 1 und Art = 3
- $g_{LT} = 0,5$ K/m Lufttemperaturgradient bei Art = 2
- $n_L = 0,2$ 1/h Außenluftwechsel
- $K_L = 0,5$ Wärmestromanteil zum Erwärmen der infiltrierten Außenluft von t_a auf mittlere Hallenlufttemperatur, der vom unteren Wand- und Bodenbereich stammt
- $\kappa_{Wand} = 0,8$ W/(m²K) Teilwärmedurch-

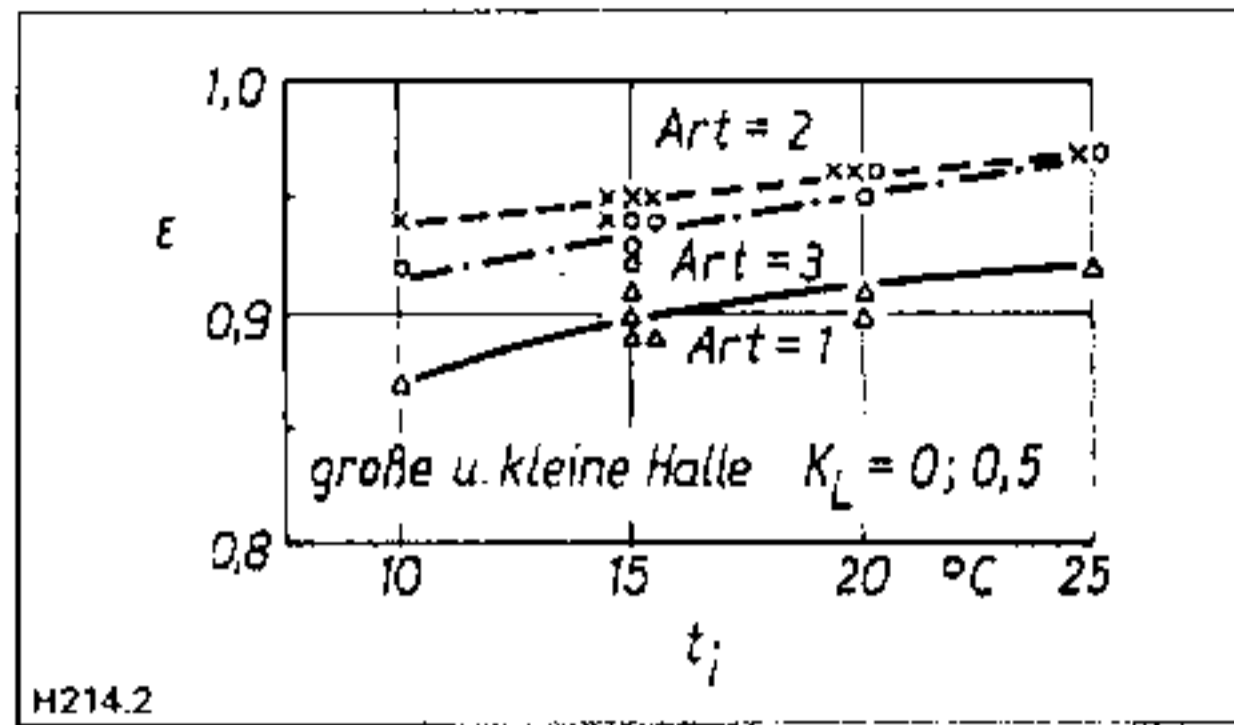


Bild 2: Energetische Kennzahl ε in Abhängigkeit der installierten Heizungssysteme und der Raumtemperatur im Aufenthaltsbereich t_i

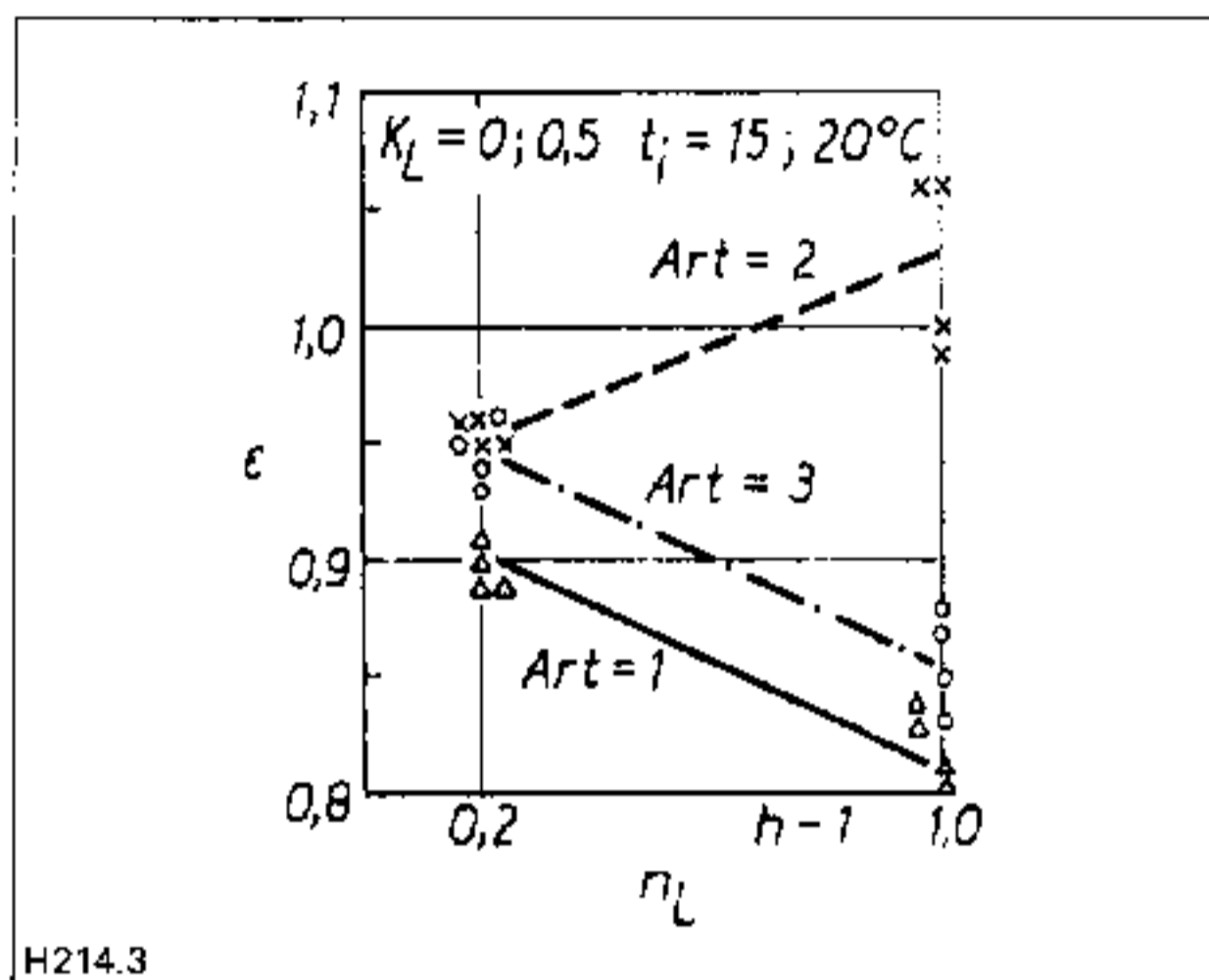


Bild 3: Energetische Kennzahl ε in Abhängigkeit der installierten Heizungssysteme und des Außenluftwechsels n_L

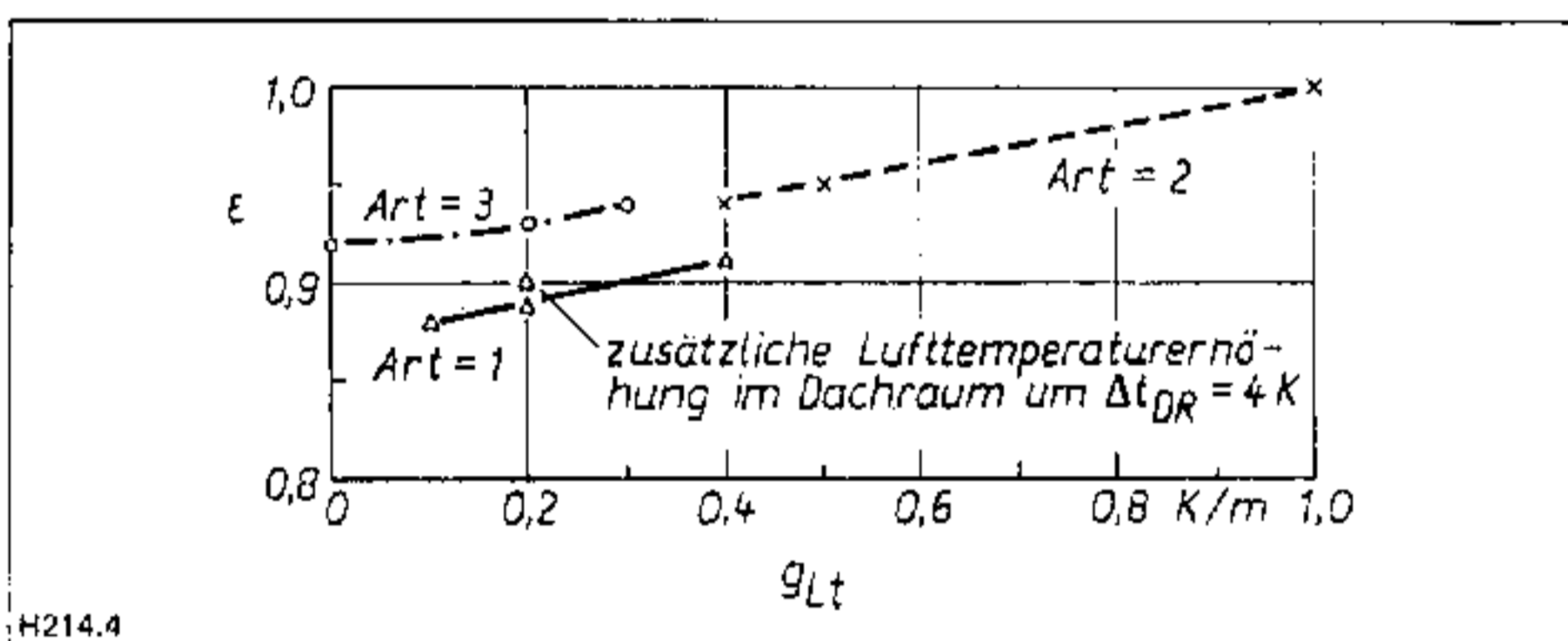


Bild 4: Energetische Kennzahl ε in Abhängigkeit der installierten Heizungssysteme und der Lufttemperaturgradienten g_{Lt}

gangskoeffizient
 $\kappa_{\text{Decke}} = 0,6 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ Teilwärmehdangskoeffizient
 $\kappa_{\text{Boden}} = 0,4 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ Teilwärmehdangskoeffizient
 $t_s = 68 \text{ °C}$ Strahlplattenoberflächen-temperatur
 $\varepsilon_{\text{Str}} = 0,93$ Emissionskoeffizient aller Oberflächen.

Für alle betrachteten Systeme wurden idealisierte Bedingungen, wie gleichmäßige Strahlplattenverteilung, einheitliche Bodentemperatur bzw. Luftheizung mit idealer Schichtung, angenommen.

Im Ergebnis der Berechnungen können folgende Feststellungen getroffen werden: F 1: Die energetische Kennzahl ε , die den zur thermischen Behaglichkeit erforderlichen Energieaufwand charakterisiert, ist vom Heizungssystem abhängig. Sie steigt in der Reihenfolge: Strahlplattenheizung, Fußbodenheizung, Luftheizung.

F 2: Der Einfluß der Hallengeometrie auf den spezifischen Energieaufwand \dot{q}_{norm} ist bekanntermaßen groß, der Einfluß auf die

energetische Kennzahl ε dagegen gering. Mit zunehmender Einstrahlzahl (Decke – Boden) wird die Strahlplattenheizung effektiver, die Fußbodenheizung jedoch ungünstiger.

F 3: Unter der Voraussetzung gleichen wärmetechnischen Aufbaues der Umfassungsflächen (κ -Werte) und gleichem Außenluftwechsel n_L sind bei Strahlplatten- und Luftheizungen die inneren Oberflächentemperaturen nur in geringem Maße von der Hallengeometrie abhängig. Bei Fußbodenheizungen ergeben sich wegen des geometrieabhängigen Energiebedarfs veränderte Fußbodentemperaturen, die auch veränderte Wand- und Deckentemperaturen bewirken.

F 4: Für die Empfindungstemperatur $t_i = 15 \text{ °C}$ in Raummitte gelten bezüglich der Lufttemperatur t_L und der resultierenden Strahlungstemperatur t_{ij} bei üblichem Wandaufbau und normaler Hallengeometrie folgende systemabhängige Zusammenhänge:

Strahlplatten- bzw. Fußbodenheizung	$t_L = t_i - (1 \dots 2) \text{ K}$ $t_{ij} = t_i + (1 \dots 2) \text{ K}$
Luftheizung	$t_L = t_i + (1 \dots 2,5) \text{ K}$ $t_{ij} = t_i - (1 \dots 2,5) \text{ K}$

F 5: Mit steigender Empfindungstemperatur

t_i nimmt für alle Heizungssysteme die energetische Kennzahl ε zu (Bild 2). (Bei Einsatz von Strahlungsheizungen ergeben sich davon unabhängig gegenüber Fußbodenheizungen etwa 5%, gegenüber Luftheizungen etwa (5...7)% Energieeinsparungen.)

F 6: Mit wachsendem Außenluftwechsel $n_L = 0,2 \dots 1 \text{ 1/h}$ sinken die Energiekennzahlen ε für Strahlplatten- und Fußbodenheizungen, für Luftheizungen steigen sie dagegen an (Bild 3).

(Während die Energieeinsparungen der Strahlungsheizungen gegenüber Fußbodenheizungen konstant etwa 5% betragen, können sie gegenüber Luftheizungen durchaus auf 20% anwachsen.)

F 7: Eine Veränderung der Wärmedämmung des Daches, der Wände oder des Fußbodens bewirkt keine nennenswerte Änderung der energetischen Kennzahl ε , so daß die in F 1 genannten Relationen zwischen den Heizungssystemen erhalten bleiben.

F 8: Die Wahl der Strahlplattenoberfläche beeinflusst im praktisch üblichen Bereich

die Größe der energetischen Kennzahl ε nicht.

(Die Anordnung einer großen Heizfläche bei niedriger Temperatur und der Einsatz einer kleinen Heizfläche bei entsprechend hoher Temperatur z.B. auch Gashellstrahler sind im weiten Bereich energetisch gleichwertig.)

F 9: Niedrigere Aufhängehöhen der Strahlplatten verbessern die energetischen Kennzahlen ε geringfügig.

(Die Veränderung der Einstrahlzahl – Strahlplattenebene auf Fußboden – von 0,67 auf 0,73 senkt ε um etwa 1%.)

F 10: Die Reduzierung der auf den Strahlplatten liegenden Wärmedämmung bewirkt eine Erhöhung der energetischen Kennzahl.

(Wird die Dämmdicke von 40 mm auf 10 mm verringert, so steigt der energetische Aufwand um (2...3)%).

F 11: Die Verbesserung des Konvektionsschutzes führt zu einer sehr kleinen Verringerung der energetischen Kennzahl ε .

(Wird der Konvektionskoeffizient an der Strahlplattenunterseite auf 50% reduziert, so erfolgt dadurch eine Senkung der konvektiven Wärmeabgabe der Gesamtplatte auf 56%, wodurch bei den heute üblichen guten Wärmedämmeigenschaften der Hallenumfassungen nur eine Energieeinsparung von 1% zu erwarten ist.)

Somit besteht keine Notwendigkeit, die Strahlplatten mit einem aufwendigen Konvektionsschutz zu versehen.

F 12: Auch unter Annahme eines relativ breiten Spektrums möglicher Lufttemperaturgradienten

Strahlungsheizung (Art = 1)

$$g_{Lt} = (0,1 \dots 0,2 \dots 0,4) \text{ K/m}$$

Luftheizung (Art = 2)

$$g_{Lt} = (0,4 \dots 0,5 \dots 1) \text{ K/m}$$

Fußbodenheizung (Art = 3)

$$g_{Lt} = (0 \dots 0,2 \dots 0,3) \text{ K/m}$$

oder eines kleinen Lufttemperaturgradienten gepaart mit einem zusätzlichen Temperatursprung im Deckenbereich bestätigt sich die in F 1 getroffene Aussage über die energetische Effizienz der Heizungssysteme (Bild 4).

F 13: Zusätzliche Brüstungsheizflächen sind nur an exponierten Arbeitsplätzen aufgrund partikulärer Behaglichkeitsbetrachtungen zu installieren. Eine generelle Beheizung der Brüstung reduziert die energetischen Effekte der Strahlplattenheizung.

(Bei einer etwa 10%igen Deckung des Wärmebedarfs durch eine „milde“ Brüstungsheizung vergrößert sich die energetische Kennzahl ε um 2%.) [H 214]

Literaturangaben

[1] Glück, B.: Wärmeübertragung; Wärmeabgabe von Raumheizflächen und Rohren. Berlin: VEB Verlag für Bauwesen 1989

[2] Glück, B.: Erforderliche Heizleistung für Hallenbauten in Abhängigkeit des Heizungssystems. Stadt- und Gebäudetechnik (1990) Hefte 1, 2, 3.