

Einfluß des Strahlungsheizsystems auf die erforderliche stationäre Heizleistung für Hallenbauten

Der Wettbewerb zwischen den Anbietern von Strahlungsheizsystemen für Großräume wird zur Zeit sehr engagiert geführt. Dabei beurteilt man auch die energetische Effizienz der Systeme unterschiedlich. So wird z. B. die Meinung vertreten, daß Hellstrahler in hohen Räumen den Dunkelstrahlern überlegen seien.

Eine objektive, modellhafte Untersuchung ergab, daß der notwendige Energieaufwand zur Beheizung einer Halle unabhängig von der Oberflächentemperatur der Strahlheizfläche ist.

Systemarten

In der Praxis kommen drei unterschiedliche Systeme zum Einsatz.

Strahlplatten

Strahlplattenbänder in Breiten von etwa 0,5 m bis 1,5 m und variabel zusammenfügbarer Länge bis 60 m (Grundelemente meist bis 6 m lang) werden in der Regel über ein Rohrsystem mit Wasser von 90 °C bis 180 °C beheizt. Es treten mittlere Oberflächentemperaturen von 70 °C bis 150 °C auf. In Sonderfällen erfolgt auch eine Beaufschlagung der Rohrregister mit Dampf.

Strahlrohrsysteme

Strahlrohrsysteme bestehen in der Regel aus Wickelfalz-Blechrohren (Durchmesser 150 mm bis 400 mm), die geradlinig oder mäanderförmig von der Decke abgehängt in Längen bis etwa 100 m verlegt werden. Diese Rohre führen ein Prozeßluftgemisch, bestehend aus Rezirkulationsluft und heißen Brennerabgasen. Die Temperaturen liegen im Bereich von 150 °C bis 450 °C. Die Gas- oder Ölbrenner sind in der Regel direkt angeflanscht.

Gasstrahler

Gasstrahler verbrennen katalytisch das Gas ohne merkliche Flammenbildung innerhalb der Glühplatte. Die Keramikoberfläche dieser Strahler erreichen dabei Temperaturen um 800 °C. Die Strahler werden deshalb auch als Hellstrahler bezeichnet. Ihre Abmessungen liegen in Größenordnungen von 0,2 m bis 0,4 m. Diese Grundkörper können zu größeren Einheiten zusammengesetzt werden.

Wettbewerb

Die Hersteller der vorgenannten Systeme führen einen harten Wettbewerb, bei denen verständlicherweise eine Vielzahl unterschiedlicher Argumente ins Feld geführt werden. Zwei Problemkreise daraus

erfahren eine besonders kontroverse Beurteilung:

- Wie unterscheiden sich die Systeme in ihrer energetischen Effizienz?
- Sind die Systeme aus energetischer Sicht an bestimmte Aufhängehöhen gebunden?

Vergleichsmethodik

Die Unterschiede der erforderlichen Heizleistungen für Großräume als Funktion der gewählten Heizsysteme können experimentell kaum nachgewiesen werden. Dies liegt nicht daran, daß diese Abhängigkeit nicht existieren würde, sondern an der Tatsache, daß gleiche Hallen am gleichen Standort bei gleicher Ausrüstung und technologischer Nutzung bei konstanten inneren Temperaturen praktisch nicht existieren. 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 vorgenom-

men. Bei diesem Modell (Bild 1) handelt es sich um eine freistehende Halle (Breite B; Länge L; Höhe H), deren Umfassungen aus drei Wandabschnitten und einer homogenen Decken- und Bodenfläche bestehen. In der Höhe h_s ist das Strahlungssystem installiert.

Das Modell wurde bereits in [1] ausführlich beschrieben. Es bewährte sich schon bei Vergleichsuntersuchungen der Systeme Strahlplattenheizung, Fußbodenheizung und Luftheizung. Dieses Programm fand zwischenzeitlich Anwendung an Instituten und Lehranstalten. Es wurde in [2] noch verfeinert.

Nunmehr soll das Programm zum energetischen Vergleich der Strahlungsheizsysteme verwendet werden. Die speziellen Eigenschaften werden nachfolgend kurz charakterisiert.

Mathematisches Modell

Die Berechnung für den Strahlungsaustausch erfolgt sehr genau auf der Grundlage der Methode des umschlossenen Raumes, wobei eine spezielle, rechenstechnisch effektiv handhabbare Näherung nach [3] Anwendung fand. Leider ist diese Genauigkeit bei der konvektiven Wärmeübertragung nicht erreichbar. Statt dessen wird auf der Basis der üblichen Ansätze für freie Konvektion und Annahmen über die Aufwärmung der infiltrierten Außenluft eine Abschätzung der praktischen Grenzwerte vorgenommen.

Die Behaglichkeit (Empfindungstemperatur) wird jeweils in Raummitte nachgewiesen. Spezielle Diskomfortzonen an exponierten Standorten - die alle Systeme gleichermaßen betreffen - bleiben unberücksichtigt, um generalisierende Aussagen zu erreichen. Der Algorithmus liefert zu-

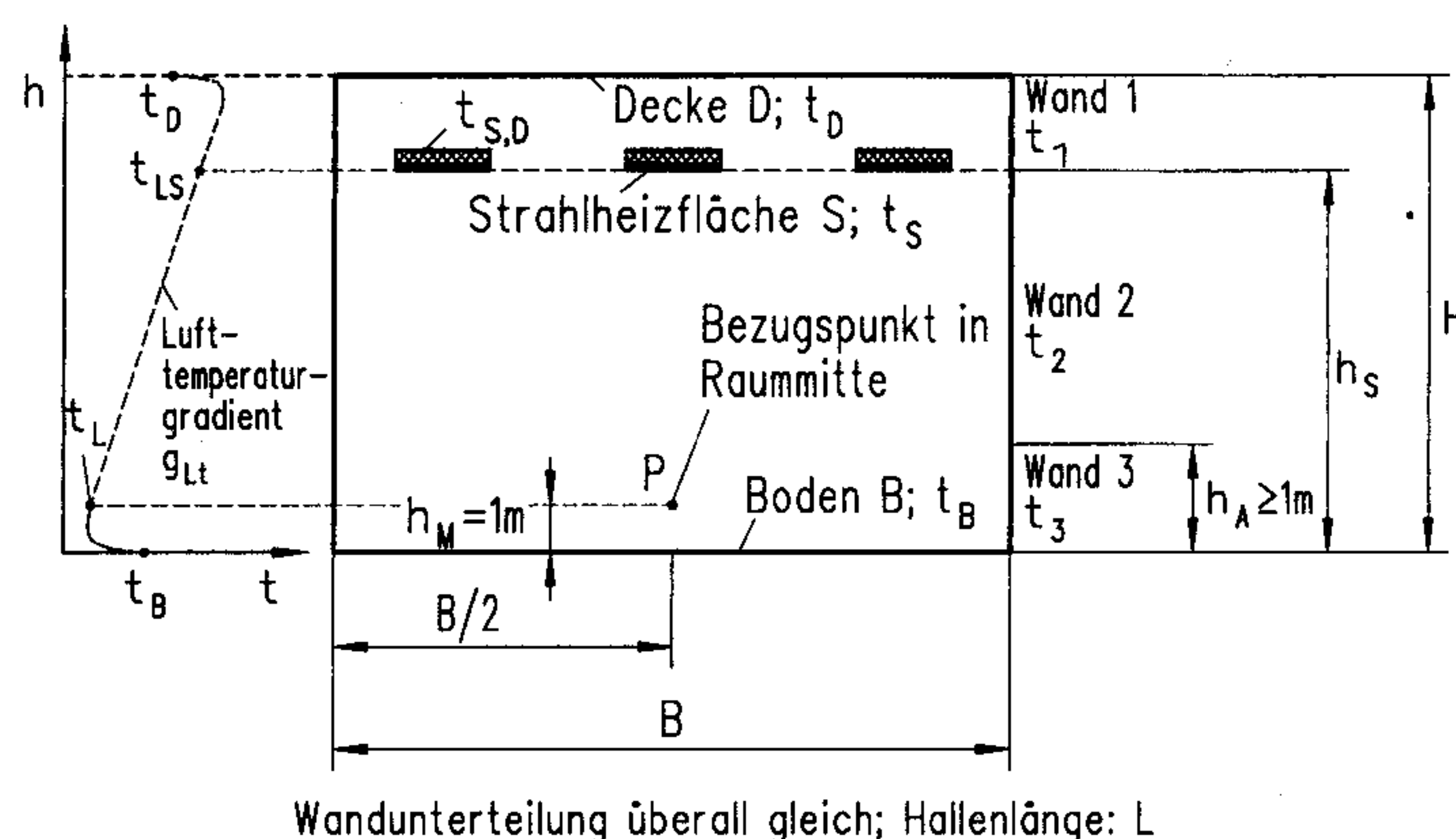


Bild 1: Geometrische und wärmetechnische Charakterisierung des Hallenmodells. Querschnitt mit Einordnung der Strahlheizfläche und Darstellung des vertikalen Lufttemperaturverlaufs.

nächst für jede innere Oberfläche j eine Wärmebilanzgleichung mit der unbekannt-ten 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.

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_j) wird der tatsächliche Energiebedarf der Halle ermittelt.

Um die systemabhängigen Energieaufwendungen vergleichen zu können, werden der Norm-Transmissions- und -Lüftungswärmebedarf für $t_i + 3$ K Zuschlag, wie es die DIN 4701 für Hallenbauten gestattet, berechnet und die jeweilige energetische Kennzahl

$$\varepsilon = \frac{\text{tatsächlicher Energieaufwand}}{\text{Normenergieaufwand}}$$

ermittelt.

Energetische Effizienz - Ergebnisse

In [1] wurde festgestellt, daß die Strahlplattenheizung bezüglich der energetischen Effizienz ein sehr vorteilhaftes Heizsystem darstellt. Es wurde weiterhin ermittelt, daß die Wärmedämmung der Umfassungen kaum Einfluß auf die energetische Kennzahl nimmt. D. h., eine Parameterstudie hinsichtlich der bauphysikalischen Werte ist nicht erforderlich. Es konnte auch festgestellt werden, daß im untersuchten Heizflächentemperaturbereich von $t_s = 50 \dots 90$ °C die Kennzahl ε konstant blieb.

Im Hinblick auf die jetzt interessierende Problematik wurde eine Halle mit nachfolgenden Abmessungen untersucht:

- $B = 15$ m Breite
- $L = 60$ m Länge
- $H = 8$ m ... 20 m Höhe
- $h_A = 1$ m Brüstungshöhe.

Die Aufhängehöhe der Strahlungsheizflächen erfolgte jeweils 0,5 m unter der Decke, so daß

$$h_s = H - 0,5 \text{ m}$$

gilt.

Für alle betrachteten Systeme wurden idealisierte Bedingungen, wie homogene Decken- und Bodentemperaturen vorausgesetzt. Die Heizflächengröße wird systemabhängig ermittelt und als infinitesimal kleine Flächenelemente gleichmäßig über den Grundriß verteilt angenommen.

Im Ergebnis der wärmetechnischen Bilanzierungen bei Einhaltung der geforderten Empfindungstemperatur ergibt sich folgende interessante Feststellung für die energetische Kennzahl ε :

Hallenhöhe in m	Oberflächentemperaturen in °C		
	150	300	800
8	0,90	0,90	0,90
12	0,92	0,92	0,92
16	0,93	0,93	0,93
20	0,94	0,94	0,94

D. h., mit zunehmender Hallenhöhe nimmt die energetische Kennzahl ε zu. Die Größe ist aber von der Oberflächentemperatur unabhängig. Dies bedeutet, die untersuchten Strahlungsheizsysteme sind energetisch gleichwertig.

Die reale Verteilung der Heizfläche über den Hallengrundriß hat nach wärmephysiologischen Gesichtspunkten zu erfolgen. Ausgehend von praktikablen Entwürfen sollten Nachrechnungen der Strahlungstemperatur-Asymmetrie nach speziellen, bekannten Algorithmen erfolgen. [H 5818]

Dr.-Ing. habil. Bernd Glück, Hamburg

Die wärmetechnischen Standardparameter betragen:

- $t_i = 18$ °C Innentemperatur im Aufenthaltsbereich
- $t_a = -15$ °C Außentemperatur
- $t_{EB} = 8$ °C Erdreichtemperatur
- $g_{LT} = 0,2$ K/m Lufttemperaturgradient
- $n_L = 0,2$ 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
- $k_{Wand} = 0,8$ W/(m² K) Teilwärmedurchgangskoeffizient
- $k_{Decke} = 0,6$ W/(m² K) Teilwärmedurchgangskoeffizient
- $k_{Boden} = 0,4$ W/(m² K) Teilwärmedurchgangskoeffizient
- $t_s = 150; 300; 800$ °C Oberflächentemperatur der Strahlungsflächen
- $\varepsilon_{Str} = 0,93$ Emissionskoeffizient aller Oberflächen.

Literaturverzeichnis

- [1] Glück, Bernd: Erforderliche Heizleistung für Hallenbauten in Abhängigkeit des Heizungssystems. Stadt- und Gebäudetechnik (1990) Hefte 1, 2, 3.
- [2] Heitzmann, Lutz: Heizsysteme für Hallenbauten. Diplomarbeit 1991-6 am Zentralschweizerischen Technikum Luzern (HLT), Bereich Heizung/Lüftung/Klima (Prof. Özvegyi).
- [3] Glück, Bernd: Wärmeübertragung; Wärmeabgabe von Raumheizflächen und Rohren. Berlin: Verlag für Bauwesen 1989 und 1990.