Leistungstoleranzen von Heizflächen

Dr.-Ing. B. GLUCK,
VEB Kombinat Technische Gebäudeausrüstung – Institut

Das Kombinat Technische Gebäudeausrüstung wurde beauftragt, wissenschaftlich begründete Toleranzen für Heizflächen zu ermitteln.
Die Begutachtung des Rechenganges und die Festlegung der getroffenen Annahmen erfolgten durch ausgewählte Fachleute der Technischen Universität Dresden, der Bauakademie der DDR, des Amtes für Standardisierung, Meßwesen und Warenprüfung sowie aus der Praxis.

1. Begriffsdefinition

Unter „Toleranz" ist der Bereich zu verstehen, in dem die herstellungsbedingten Abweichungen einer meßbaren Größe liegen dürfen, ohne die Funktion des betreffenden Teiles zu beeinträchtigen.

2. Ursache von Toleranzen

Jede Produktion, auch die Groß-Serienproduktion durch Taktstraßen, führt zu Fertigungs-Toleranzen. Diese sind, bedingt durch abweichende Qualitätsparameter des eingesetzten Materials, zulässige Spiele in den Werkzeugmaschinen, Abnutzungserscheinungen an den Werkzeugen, Vorrichtungen und Formen sowie durch Ungenauigkeiten bei manuellen Arbeitsgängen.

3. Notwendigkeit von Toleranz-Angaben

Damit das jeweilige Produkt den geforderten Gebrauchswert-Eigenschaften gerecht wird, müssen die zulässigen Abweichungen in Standards festgelegt werden. Sie müssen unbedingt durch zwei Begrenzungen gekennzeichnet sein, z. B. das Toleranz-Feld erstreckt sich von -5 Prozent bis $+6$ Prozent oder von 0 Prozent bis $+10$ Prozent vom Nennwert. Einseitige Begrenzungen wie z. B. $\geqq$ Nennwert sind falsch, da stets Funktions-Beeinträchtigungen möglich sind.

Für Maß-Toleranzen sind diese Erkenntnisse schon seit vielen Jahren eingeführt, und die Ergebnisse fanden ihren Niederschlag im international eingeführten ISA-Toleranz-System. Für andere meßbare Größen, wie Wärmeleistungen und Druckverluste von Heizflächen, gibt es Toleranz-Angaben in internationalen Festlegungen noch nicht. Sie sind allerdings genauso erforderlich, um sowohl den objektiven Produktionsbedingungen als auch den geforderten Gebrauchswert-Eigenschaften Rechnung zu tragen.

Es wird deshalb nachfolgend ein Vorschlag für die Ermittlung von Toleranzen erarbeitet.

4. Ermittlung der Toleranzen für die Leistungsparameter von Heizflächen

4.1. Gebrauchswert-Kriterium

Das entscheidende *wärmephysiologische Gebrauchswert-Kriterium* für Heizflächen ist die sich einstellende *Raumtemperatur* des durch die Heizflächen beheizten Raumes. Die Komfort-Ansprüche sind im Wohnungsbau zweifellos am größten. Der Wärmebedarf kann hier relativ exakt ermittelt werden, da die Benutzungsbedingungen genau bekannt sind. Abweichungen der Raumtemperatur werden von den zahlreichen Bewohnern sofort registriert und gemeldet.

Im Industrie- und Gesellschaftsbau sind die Wärmebedarfsberechnungen nicht so genau durchführbar, Heizung und Lüftung sind vielfach gekoppelt, und Abweichungen der Raumtemperatur werden nicht so stark wahrgenommen.

In Sonderfällen, wo produktionsbedingte Präzisionsklimata gefordert sind, werden ohnehin Klimaanlagen eingesetzt. Damit erscheint es begründet, im weiteren die Einsatzbedingungen der Heizflächen im Wohnungsbau zu betrachten.

Meßbarer Qualitätsparameter auf dem Versuchsstand ist die *Wärmeleistung* der Heizfläche.
Ausgehend von einer zulässigen Toleranz der Raumtemperatur als dem endgültigen Gebrauchswert-Kriterium, ist auf die zulässige Toleranz der Wärmeleistung zu schließen. Dabei müssen anlagenbedingte Abweichungen — verursacht z. B. durch Toleranzen in der Bauausführung, Ungenauigkeiten in der Berechnung, vorhandene Leistungsabstufungen des Heizflächen-Sortimentes usw. — Berücksichtigung finden.

4.2. Mathematisches Modell

Bei der mathematischen Formulierung der Fehleruntersuchung ist davon auszugehen, daß es einen

— äußeren Einfluß und einen
— inneren Einfluß

auf die zu ermittelnde Toleranzgröße gibt. Für beide Einflüsse wird ein separates Fehlermodell aufgestellt. Als Verknüpfungsgröße dient die auf ein definiertes Temperaturregime bezogene Wärmeabgabe der Heizfläche.

Es empfiehlt sich folgendes Vorgehen:

Ausgehend von zulässigen Raumtemperatur-Toleranzen wird unter Berücksichtigung eines maximalen Fehlers in der Wärmebedarfsberechnung die minimale Toleranz der Wärmeleistung der Heizfläche berechnet. Dabei wird auf einer Bezugswärmeabgabe aufgebaut, d. h., die teilweise Selbstregulierung des Systems ist in die Rechnung einzubeziehen. So wird beispielsweise die Wärmeabgabe einer Heizfläche gesteigert, wenn die Raumtemperatur infolge Minderleistung oder eines zu hohen Wärmebedarfs unter den Berechnungswert sinkt. Das Ergebnis stellt die mögliche Toleranz der Bezugswärmeleistung der Heizfläche dar.

Unter Berücksichtigung der inneren Einflußgrößen, wie z. B. Sortimentsabstufung, Berechnungstoleranzen bei der Anlagenbemessung, Fertigungstoleranzen bei der Montage des Rohrnetzes sowie Regelungsabweichungen bezüglich der Vorlauftemperatur vom Soll-Wert während des Betriebes, können aus der ermittelten Toleranz der Bezugswärmeabgabe die endgültigen Toleranzen bezüglich der Wärmeleistungen, die auf dem Versuchsstand meßbar sind, ermittelt werden.

4.2.1. Äußeres Fehlermodell

Zunächst ist der mathematisch-physikalische Zusammenhang zwischen der Wärmeabgabe der Heizfläche, der sich einstellenden Raumtemperatur und dem Wärmeverlust des Raumes aufzustellen:

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_H' \cdot \left[\frac{\bar{t}_H - t_R}{(\bar{t}_H - t_R)'}\right]^M = k_A \cdot A_A \cdot (t_R - t_a) + k_I \cdot A_I \cdot (t_R - t_N) + \dot{Q}_L \qquad (1)$$

Es bedeuten:

$\dot{Q}_H$ Wärmeabgabe der Heizfläche
$\dot{Q}_H'$ Wärmeabgabe der Heizfläche bei Soll-Wert-Übertemperatur „′“ (Bezugswärmeleistung)
M Heizflächen-Exponent
t_R Raumtemperatur
$\bar{t}_H$ mittlere Heizmedientemperatur
$\bar{t}_H = t_v - 0{,}525 \cdot (t_v - t_r)$
t_v — Vorlauftemperatur
t_r — Rücklauftemperatur
k_A Wärmedurchgangszahl der Außenwand
k_I Wärmedurchgangszahl der Innenwand
A_A Außenwandfläche
A_I Innenwandfläche
t_N Temperatur der Nachbarräume
$\dot{Q}_L$ Lüftungs-Wärmebedarf
t_a Außentemperatur

Vorherrschend sind im Wohnungsbau Räume mit einer Außenwand, als ungünstigste Anordnung können zwei Außenwände vorhanden sein. Der Sonderfall, daß zusätzlich noch eine Dachdecke bzw. eine Kellerdecke vorhanden sind, wurde nicht berücksichtigt. Damit gilt für typische Wohnraumgeometrien ungefähr:

$$A_I = (6 \cdots 2{,}4) \cdot A_A \qquad (2)$$

Für die Wärmedurchgangszahl kann in guter Näherung

$$k_I = 2 \cdot k_A \qquad (3)$$

gesetzt werden.

Damit ergibt sich Gl. (1) bei expliziter Darstellung der Bezugswärmeleistung zu

$$\dot{Q}_H' = \left[\frac{(\bar{t}_H - t_R)'}{\bar{t}_H - t_R}\right]^M \cdot \{k_A \cdot A_A \cdot (t_R - t_a) + (12 \cdots 4{,}8) \times k_A \cdot A_A \cdot (t_R - t_N) + \dot{Q}_L\}\,. \qquad (4)$$

Des weiteren wird zur Vereinfachung in erster Näherung

$$\dot{Q}_L = (0{,}1 \cdots 0{,}2) \cdot k_A \cdot A_A \cdot (t_R - t_a) \qquad (5)$$

gesetzt, so daß Gl. (4) die Form

$$\dot{Q}_H' = \left[\frac{(\bar{t}_H - t_R)'}{\bar{t}_H - t_R}\right]^M \cdot k_A \cdot A_A \cdot [(1{,}1 \cdots 1{,}2) \cdot (t_R - t_a) + (12 \cdots 4{,}8) \cdot (t_R - t_N)] \qquad (6)$$

annimmt. Im Auslegungsfall gilt im Wohnungsbau in der Regel

$$t_R = t_N\,, \qquad (7)$$

d. h., es tritt kein Wärmestrom durch die Innenwände. Damit ergibt sich die erforderliche Wärmeleistung der Heizfläche im Auslegungsfall ohne Fehlereinflüsse zu

$$Q_H^* = k_A \cdot A_A \cdot (1{,}1 \cdots 1{,}2) \cdot (t_R - t_a)\,. \qquad (8)$$

Zur Ableitung der Fehlergröße ist das totale Differential $d\dot{Q}_H'$ von Gl. (6) zu bilden:

$$d\dot{Q}_H' = \frac{\partial \dot{Q}_H'}{\partial k_A} \cdot dk_A + \frac{\partial \dot{Q}_H'}{\partial t_R}\, dt_R \qquad (9)$$

$$\begin{aligned} d\dot{Q}_H' = {} & \left[\frac{(\bar{t}_H - t_R)'}{\bar{t}_H - t_R}\right]^M \cdot A_A \\ & \times [(1{,}1 \cdots 1{,}2) \cdot (t_R - t_a) + (12 \cdots 4{,}8) \cdot (t_R - t_N)] \cdot dk_A \\ & + k_A \cdot A_A \cdot [(\bar{t}_H - t_R)']^M \cdot \{M \cdot (\bar{t}_H - t_R)^{-M-1} \\ & \times [(1{,}1 \cdots 1{,}2)(t_R - t_a) + (12 \cdots 4{,}8)(t_R - t_N)] \\ & + (\bar{t}_H - t_R)^{-M} \cdot [(1{,}1 \cdots 1{,}2) + (12 \cdots 4{,}8)]\}\, dt_R \end{aligned} \qquad (9a)$$

Der relative prozentuale Fehler ergibt sich aus Gl. (9a) durch Division von Gl. (6) und Multiplikation mit 100 Prozent. Die differentielle Darstellung ist dabei in eine Differenzen-Darstellung zu überführen. Es gilt:

$$\varrho_a = \frac{\Delta \dot{Q}_H'}{\dot{Q}_H'} \cdot 100\,\% = \delta_{kA} + \left\{\frac{M}{\bar{t}_H - t_R} + \frac{1}{t_R - t_a} + \frac{(10 \cdots 4)}{t_R - t_a}\right\} \Delta t_R \cdot 100\,\%\,, \qquad (10)$$

wobei δ_{kA}, den relativen, prozentualen Fehler und Δt_R den absoluten Fehler darstellen.

4.2.2. *Inneres Fehlermodell*

Die Wärmeabgabe der Heizfläche errechnet sich zu

$$\dot{Q}_H' = \dot{m}\cdot c\cdot(t_v - t_r) = \dot{Q}_{O,H}\cdot\left[\frac{t_v - t_R - 0{,}525\cdot(t_v - t_r)}{60}\right]^M \tag{11}$$

mit $\dot{Q}_{O,H}$ Wärmeabgabe der Heizfläche bei 60 K Übertemperatur
$\dot{m}$ Massenstrom
c spezifische Wärme

Das Verhältnis der vorhandenen Wärmeabgabe (Einfluß Leistungsabweichung der Heizfläche, Bemessungsungenauigkeiten, Regelungs-Toleranzen usw.) zur fehlerfreien Wärmeabgabe unter Soll-Bedingungen der Anlage (Kennzeichnung „+") ($t_R^+ \equiv t_R'$) lautet:

$$\varepsilon_i = \frac{\dot{Q}_H'}{\dot{Q}_H^+} = \frac{\dot{m}\cdot c\cdot(t_v - t_r)}{\dot{m}^+\cdot c\cdot(t_v^+ - t_r^+)}$$
$$= \frac{\dot{Q}_{O,H}\cdot[t_v - t_R^+ - 0{,}525\cdot(t_v - t_r)]^M}{\dot{Q}_{O,H}^+\cdot[t_v^+ - t_R^+ - 0{,}525\cdot(t_v^+ - t_r^+)]^M} \tag{12}$$

Zur Vereinfachung wird der Faktor

$$\delta^+ = \frac{\dot{Q}_{O,H}^+}{\dot{m}^+\cdot c\cdot 60^M} = \frac{t_v^+ - t_r^+}{[t_v^+ - t_R^+ - 0{,}525\cdot(t_v^+ - t_r^+)]^M} \tag{13}$$

als Anlagen-Kenngröße definiert. Als Grundlage können hierbei stets die Temperaturverhältnisse des Vollast-Zustandes dienen. In guter Näherung gelten für

Einrohrheizungen $\delta^+ = 0{,}01\cdots 0{,}05$
Zweirohrheizungen $\delta^+ = 0{,}1\cdots 0{,}2$.

Die iterativ errechenbaren Temperaturspreizungen können somit

$$\Delta t^+ = (t_v^+ - t_r^+) = \delta^+\cdot[t_v^+ - t_R^+ - 0{,}525\cdot\Delta t^+]^M \tag{14}$$

und

$$\Delta t = (t_v - t_r) = \delta^+\cdot[t_v^+ - t_R^+ + \Delta\vartheta_v - 0{,}525\cdot\Delta t]^M\cdot\frac{\alpha}{\mu} \tag{15}$$

geschrieben werden. Dabei sind in Gl. (15)

$$\delta^+ = \frac{\dot{Q}_{O,H}'}{\dot{m}\cdot c\cdot 60^M} = \frac{\dot{Q}_{O,H}^+}{\dot{m}^+\cdot c\cdot 60^M}\cdot\frac{\dot{m}^+}{\dot{m}}\cdot\frac{\dot{Q}_{O,H}'}{\dot{Q}_{O,H}^+} = \delta^+\cdot\frac{\alpha}{\mu} \tag{16}$$

d. h.

$$\alpha = \frac{\dot{Q}_{O,H}'}{\dot{Q}_{O,H}^+} \quad \text{und} \quad \mu = \frac{\dot{m}}{\dot{m}^+}$$

sowie

$$t_v = t_v^+ + \Delta\vartheta_v \tag{17}$$

gesetzt. Damit nimmt Gl. (12) die Form

$$\varepsilon_i = \frac{\dot{m}\cdot\Delta t}{\dot{m}^+\cdot\Delta t^+} = \mu\cdot\frac{\Delta t}{\Delta t^+} \tag{18}$$

an, woraus der relative prozentuale Fehler

$$\varrho_i = (\varepsilon_i - 1)\cdot 100\,\% \tag{19}$$

folgt.

Eine umfangreiche Auswertung, die in [1] aufgeführt ist, ergab für den relativen prozentualen Fehler

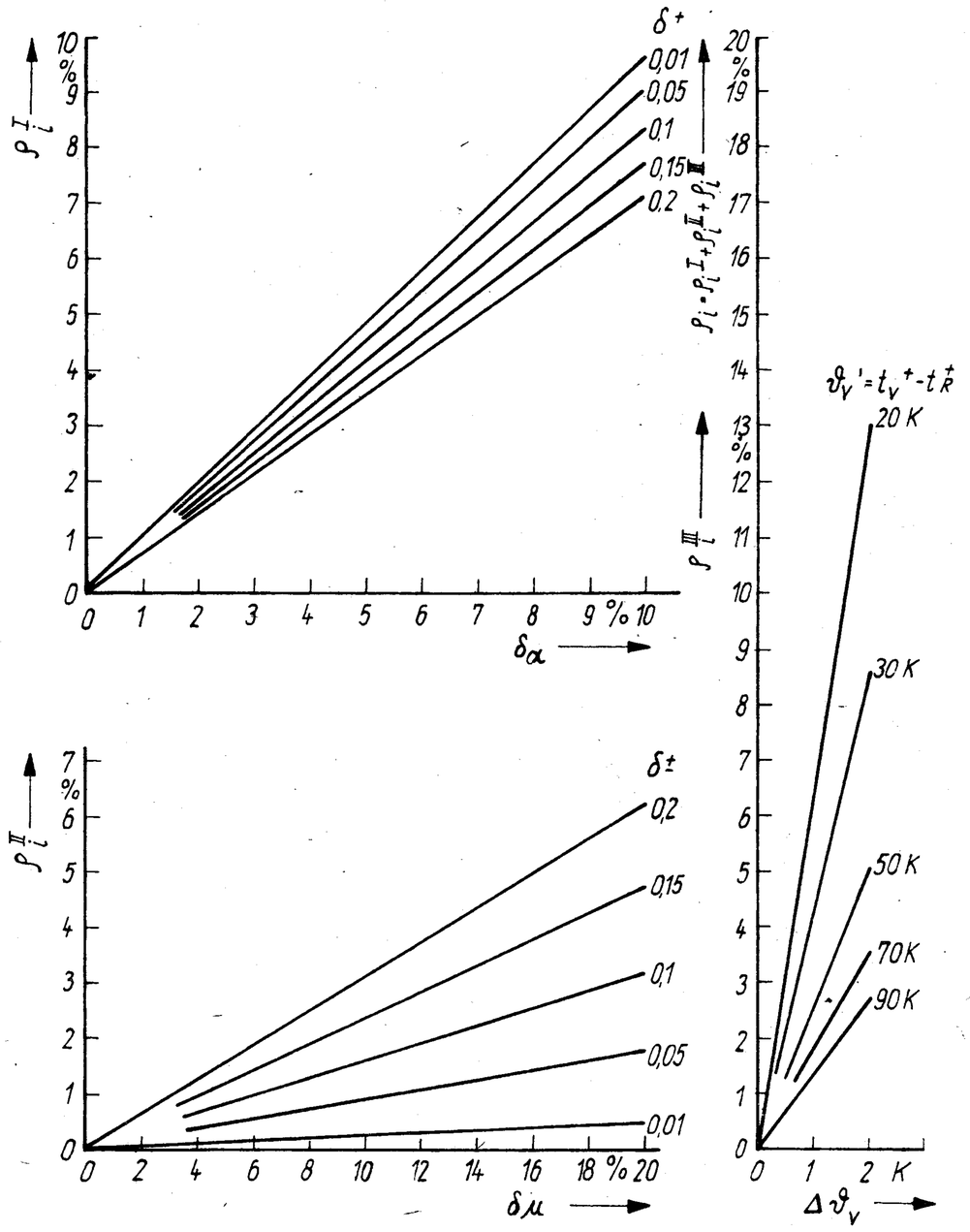
$$\varrho_i = \varrho_i^{I} + \varrho_i^{II} + \varrho_i^{III} = (0{,}97 - 1{,}3\cdot\delta^+)\cdot\delta_\alpha + (0{,}01 + 1{,}5\cdot\delta^+)\cdot\delta_\mu + 143\cdot\vartheta_v^{-1{,}03}\cdot\Delta\vartheta_v\,, \tag{20}$$

wobei $\delta_\alpha = (\alpha - 1)\cdot 100$ Prozent und $\delta_\mu = (\mu - 1)\cdot 100$ Prozent relative prozentuale Fehler sowie $\Delta\vartheta_v$ den absoluten Fehler darstellen.
Bild 1 zeigt eine graphische Auswertung.

4.3. *Größe der Einzelfehler*

4.3.1. *Raumtemperatur*

Die Raumtemperatur ist eine komplexe Größe, die sich aus der Strahlungstemperatur und der Lufttemperatur zusammensetzt. Über die zulässigen behaglichen Temperaturen



1

gibt es eine Vielzahl von Angaben. Eine repräsentative Auswahl wird nachfolgend angegeben:

Leusden-Freymark:	19···23 °C
Kraft:	19···22 °C
Besse:	19···21 °C
Amerikan. Unters.:	19···23 °C

Es wird deshalb für vertretbar gehalten, die Raumtemperatur in den Toleranzen

$\Delta t_R = -1\text{ K}\cdots +1{,}5\text{ K}$

zuzulassen. Da positive Abweichungen vom Soll-Wert seltener zu Beschwerden führen als negative Abweichungen, sei die unterschiedliche Begrenzung gestattet.

4.3.2. *Wärmedurchgangszahl*

Auf Grund der vereinfachten Ableitung unter 4.2.1. hat der Fehler der k-Zahl hier eine komplexe Bedeutung. Er steht stellvertretend für den prozentualen Fehler des Wärmebedarfs überhaupt. Allerdings wird hierunter nicht der maximal mögliche Fehler in der Wärmebedarfsrechnung eines Raumes verstanden, sondern die maximale prozentuale Abweichung gegenüber der eines Nachbarraumes. Denn grundlegende Fehler, wie z. B. bezüglich der Wärmedurchgangszahl der Außenwandelemente, der Annahme der Außentemperatur, der Festlegung der Hauskenngröße usw., betreffen alle Räume des Gebäudes und sind durch eine korrigierte Vorlauftemperatur kompensierbar.
Für die verbleibenden Restabweichungen wird

$\delta_{kA} = -5\,\% \cdots +5\,\%$

gesetzt.

4.3.3. *Vorlauftemperatur*

Bei Einsatz elektronischer Regelgeräte kann die maximale Vorlauftemperaturabweichung mit

$\Delta\vartheta_v = -1\text{ K}\cdots +1\text{ K}$

angenommen werden.

4.3.4. *Sortiments-Abstufung*

Bei der automatisierten Heizflächen-Auswahl werden zwei Prozent Minderleistung zugelassen, so daß sich bei einer Leistungsabstufung des Sortimentes von etwa zehn Prozent

$\delta_\alpha = -2\,\% \cdots +8\,\%$

ergeben. Diese Fehler werden teilweise noch durch die Variierung des Massenstromes gemindert.

4.3.5. *Bemessung und Montage*

Bei der automatisierten Berechnung werden während der Programmabarbeitung Vorbemessung und Nachrechnungen durchgeführt. Die eingebauten Schranken ergeben bezüglich der Stromkreis-Drücke maximale Fehler von etwa zehn Prozent.

Die Fertigungsungenauigkeiten bei der Installation des Rohrsystems werden ebenfalls mit zehn Prozent eingeschätzt. Der gleiche Wert sollte als Toleranzbereich bei der Heizflächen-Herstellung zugelassen werden. Da die Rohrleitungen und Heizflächen in Reihe geschaltet sind, folgt somit für den Stromkreis-Druck ein Gesamtfehler von zehn Prozent.

Im ungünstigen Falle addieren sich die Fehler der Bemessung und der Fertigung, so daß

$$\delta_{\Delta p} = -20\% \cdots +20\%$$

anzunehmen sind.

Die Abweichung des Druckverlustes bewirkt einen veränderten Massenstrom. Dieser wiederum ist nach Gl. (20) die Ursache für eine Wärmeleistungs-Abweichung. Zunächst muß der Zusammenhang zwischen Druckverlust und Massenstrom dargestellt werden. Es gilt:

$$\Delta p = C \cdot \dot{m}^2, \tag{21}$$

woraus

$$\frac{d\dot{m}}{d(\Delta p)} = \frac{1}{2 \cdot \sqrt{C} \cdot \sqrt{\Delta p}} = \frac{\dot{m}}{2 \cdot \Delta p} \tag{22}$$

folgt. Damit ergibt sich der relative prozentuale Fehler

$$\delta\mu = \frac{\Delta\dot{m}}{\dot{m}} \cdot 100\% = \frac{\Delta(\Delta p)}{2 \cdot \Delta p} \cdot 100\% = \frac{\delta_{\Delta p}}{2} \tag{23}$$

und mit den obigen Werten zu

$$\delta\mu = -10\% \cdots +10\%$$

4.4. *Auswertung*

Mit den unter 4.3.1. und 4.3.2. angegebenen Einzelfehlern ergibt sich Gl. (10) zu:

$$\varrho_a = \pm 5\% \pm \left\{ \frac{1{,}3}{70} + \frac{1}{35} + \frac{10 \cdots 4}{35} \right\} \times (-1 \cdots +1{,}5) \cdot 100\%$$

$$\varrho_a = \pm 5\% + \{-(16{,}2\% \cdots 33{,}4\%) \ldots + (24{,}3\% \cdots 50{,}1\%)\}$$

Bei der Zusammenfassung der partiellen Fehler ist darauf zu achten, daß für ϱ_a der minimale Wert ermittelt werden soll, da sich letztlich daraus die minimale Toleranz für die Heizflächenleistung ableitet. Dies bedeutet, daß bei einer Unterheizung des Raumes (—) gleichzeitig noch ein vergrößerter k-Wert (+) angesetzt werden muß. Damit folgt:

$$\varrho_a = -11{,}2\% \cdots +19{,}3\%$$

Würden keine systeminneren Fehler zu erwarten sein, so wäre dieses Ergebnis bereits die gesuchte Leistungs-Toleranz. Im praktischen Fall muß der zulässige Fehler ϱ_a gleich dem Fehler ϱ_i gesetzt werden, um daraus δ_α zu ermitteln.

Im einzelnen ergeben sich nach Gl. (20) bzw. Bild 1 entsprechend den Einzelfehlern mit den Angaben von 4.3.3. für

$\vartheta_v{}^+ = 90$ K (Zweirohrheizung, erster Heizkörper Einrohrheizung)

$$\varrho_i{}^{III} = -1{,}3\% \cdots +1{,}3\%$$

$\vartheta_v{}^+ = 58$ K (letzter Heizkörper Einrohrheizung, fünf Geschosse)

$$\varrho_i{}^{III} = -2{,}1\% \cdots +2{,}1\%$$

und nach 4.3.5. für

$\delta^+ = 0{,}2$ (Zweirohrheizung)

$$\varrho_i{}^{II} = -3{,}1\% \cdots +3{,}1\%$$

$\delta^+ = 0{,}05$ (Einrohrheizung, fünf Geschosse, ungünstigster Fall)

$$\varrho_i{}^{II} = -0{,}9\% \cdots +0{,}9\%)$$

Damit verbleiben für die Leistungsabweichung

$$\varrho_i{}^{I} = \varrho_a - \varrho_i{}^{II} - \varrho_i{}^{III}$$

$\delta^+ = 0{,}2$ (Zweirohrheizung)

$$\varrho_i{}^{I} = (-11{,}2\% \cdots +19{,}3\%) - (-1{,}3\% \cdots +1{,}3\%) - (-3{,}1\% \cdots +3{,}1\%) \tag{24}$$

$$\underline{\varrho_i{}^{I} = -6{,}8\% \cdots +14{,}9\%}$$

$\delta^+ = 0{,}05$ (Einrohrheizung)

$$\varrho_i{}^{I} = (-11{,}2\% \cdots +19{,}3\%) - (-2{,}1\% \cdots +2{,}1\%) - (-0{,}9\% \cdots +0{,}9\%) \tag{25}$$

$$\underline{\varrho_i{}^{I} = -8{,}2\% \cdots +16{,}3\%}$$

Diese Werte stellen die zulässigen Toleranzen der Wärmeabgabe der Heizfläche bei Einbau in das Heizungssystem dar. Daraus können nun über den ersten Term der Gl. (20) bzw. Bild 1 die zulässigen Leistungsschwankungen auf dem Prüfstand ermittelt werden. Die Abweichungen dieser beiden Werte sind durch folgenden Selbstregulierungs-Effekt erklärbar.

Die Messung einer Heizfläche auf dem Prüfstand zeigt bei einer bestimmten mittleren Übertemperatur eine Minderleistung. Wird diese Heizfläche in der Anlage eingesetzt, so wird sie mit dem geplanten Massenstrom beaufschlagt, der sich jedoch auf Grund der Minderleistung nicht bis auf die projektierte Rücklauftemperatur abkühlt. Somit stellt sich im Einzelfall eine höhere mittlere Heizmedium-Übertemperatur ein, die schließlich den gemessenen Fehler reduziert. Dieser Effekt ist umso wirksamer, je größer die projektierte Temperaturspreizung festgelegt war.

Dies bestätigt sich auch an den Ergebnissen der Ein- und Zweirohrheizung.

Mit dem ersten Diagramm (Bild 1) können die Ergebnisse der Gl. (24) und (25) umgerechnet werden:

$\delta^+ = 0{,}2$ (Zweirohrheizung)

$$\delta_\alpha = -9{,}5\% \cdots +21\%$$

$\delta^+ = 0{,}05$ (Einrohrheizung)

$$\delta_\alpha = -9{,}1\% \cdots +18\%$$

Diese Werte verringern sich, wenn die sortimentsbedingten Leistungsabweichungen nach 4.3.4. subtrahiert werden, auf die endgültigen Toleranzen

Zweirohrheizung

$$\delta_\alpha{}^* = -7{,}5\% \cdots +13\%$$

Einrohrheizung

$$\delta_\alpha{}^* = -7{,}1\% \cdots +10\%$$

Bei der Produktion ist der Einsatz der Heizflächen noch nicht bekannt. Da für die Einzelfehler jeweils die ungünstigsten Abweichungen angenommen wurden, erscheint es als gerechtfertigt, wenn als vereinheitlichter *Toleranzbereich für die Wärmeleistung*

$$\boxed{\delta_\alpha{}^* = -7\% \cdots +10\%}$$

angegeben wird.

Wie unter 4.3.5. angenommen, beträgt der *Toleranzbereich für die Druckverluste*

$$\boxed{\delta_{\Delta p}{}^* = -10\% \cdots +10\%}$$

Aus der Berechnung wurde deutlich, daß die beiden Toleranz-Bereiche sich beeinflussen, d. h., bei Anwachsen von $\delta_{\Delta p}{}^*$ verringert sich $\delta_\alpha{}^*$ automatisch und umgekehrt. Rein theoretisch könnte daraus ein Toleranz-Kennfeld für beide Einflüsse ausgerechnet werden. Praktisch wäre die Lösung jedoch in der Handhabung sehr umständlich, da dann die festen Toleranz-Bereiche verlassen werden und Kontrollmessungen bezüglich der Wärmeleistung und des Druckverlustes erfolgen müßten. Die getroffenen Festlegungen scheinen für die Fertigung und Qualitätskontrolle dagegen optimal zu sein.

Literatur

[1] *Glück, B.:* Betrachtungen zur erforderlichen Genauigkeit bei der automatisierten Projektierung von Gebäudeheizungsanlagen. „*Stadt- und Gebäudetechnik*" (1974) H. 5, S. 131 bis 136