

# Dimensionierungsprobleme bei Heizanlagen in der Stadt Zürich

Autor(en): **Weiersmüller, René**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **96 (1978)**

Heft 26: **SIA-Heft, 3/1978: Dimensionierungsprobleme bei Heizungsanlagen**

PDF erstellt am: **26.09.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-73711>

## **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.

Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.

Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

## **Haftungsausschluss**

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

## SIA-Heft 3, 1978

### Dimensionierungsprobleme bei Heizanlagen in der Stadt Zürich

Von René Weiersmüller, Schlieren

Bei bekanntem stündlichen Vollast-Ölverbrauch der Heizanlage kann in Kenntnis der jährlichen Vollbenutzungsstunden der Brennstoffbedarf je Jahr ausgerechnet werden. Es ist umgekehrt auch möglich, aus dem jährlichen Brennstoffverbrauch den stündlichen Ölverbrauch zu berechnen. Dieser kann ebenfalls aus der Kesselleistung und dem Kesselwirkungsgrad oder aus der Brennerleistung und dem feuerungstechnischen Wirkungsgrad bestimmt werden.

Bei einer Raumlufttemperatur von 20 °C wird in Zürich üblicherweise mit 1340 Vollbenutzungsstunden gerechnet. Die Division mit dem Heizölverbrauch der Stadt durch den totalen stündlichen Ölverbrauch aller Anlagen bei Vollast ergibt, auch wegen der normalerweise höheren mittleren Raumtemperatur und teilweise kombinierten Warmwasserbereitung, eine ähnliche Vollbenutzungsstundenzahl. Etwas eingehendere Untersuchungen zeigen aber, dass die Übereinstimmung nur gegeben ist, wenn – oder weil? – die Heizanlagen im Mittel rund dreimal zu gross sind. Diese unsinnige Überdimensionierung verschlechtert den Wirkungsgrad der Heizungen und vergrössert somit völlig nutzlos den Brennstoffverbrauch in der Stadt um 70000 Tonnen oder umgerechnet um mindestens 20 Mio Franken je Jahr. Konsequente Massnahmen gegen den Dimensionierungs-Missbrauch – er dürfte sich nicht nur auf die Stadt Zürich beschränken – drängen sich auf.

Ölfeuerungsanlagen werden, so wird von verschiedenen Seiten her richtig behauptet, viel zu gross dimensioniert. Entsprechende Zahlen, die über die Betrachtung von einzelnen Anlagen hinausgehen, sind aber nicht bekannt geworden. Dies dürfte möglicherweise auch der Grund sein, weshalb den Dimensionierungsproblemen – trotz schlechterem Wirkungsgrad bei zu grossen Anlagen – zurzeit höchstens ein zweit-rangiges Interesse entgegengebracht wird.

Eine richtig ausgelegte Anlage muss in Zürich bei einer Aussentemperatur von minus 11 °C und bei fehlenden Wärmegewinnen durch Sonnenenergie oder andere Wärmequellen eine Raumlufttemperatur von 20 °C ( $\Delta T = 11^\circ/20^\circ = 31^\circ\text{C}$ ) aufrecht erhalten können; in diesem Zustand müsste die Betriebszeit der Anlage 100 Prozent betragen.

Tabelle 1. Betriebszustände und Wärmeverluste

| Verluste durch       | Heizung<br>ausser Betrieb | Heizung in Bereitschaft<br>(Kessel in Betrieb,<br>Brenner läuft nicht) | Heizung<br>in Betrieb<br>Brenner läuft |
|----------------------|---------------------------|--|--|
| Rauchgas             |                           |  | +                                      |
| Strahlung            |                           | +  | +                                      |
| Innere<br>Auskühlung |                           | +  |  |
| $\Sigma$ Verluste    |                           | Bereitschafts-<br>verluste   | Betriebs-<br>verluste                  |

Selbst eine richtig ausgelegte Anlage ist praktisch während des ganzen Jahres nie voll ausgelastet und arbeitet somit nicht optimal. Eine für den gleichen Wärmebedarf zweifach bemessene Anlage ( $\Delta T = 42^\circ/20^\circ = 62^\circ\text{C}$ ) erreicht etwas mehr als die halbe Jahreslaufzeit der richtig dimensionierten Anlage. Unter der Voraussetzung gleicher prozentualer Verluste sind die absoluten Kesselverluste (ohne Rauchgasverluste) bei der grösseren Ausführung jedoch mehr als doppelt so gross.

Es geht hier weniger um kommastellengenaue, Aussagen sondern um Grössenordnungen. Sämtliche notwendigen Zahlen und Berechnungen sind in der Folge mehr oder weniger ausführlich dargelegt; es ist so dem Leser ohne weiteres möglich, die Zahlen auf andere Gegebenheiten umzurechnen, neue Erkenntnisse einzubauen oder andere Ansichten zu berücksichtigen. Die umfangreichen Berechnungen wurden auf einem programmierbaren Taschenrechner TI-59 durchgeführt; das Programm kann zur Verfügung gestellt werden.

#### Einige Grundlagen

Ausser für den Kaufpreis einer Heizanlage sollte sich der Besitzer (bzw. der Betreiber) vor allem für deren Wärmeverluste interessieren. Es ist in erster Näherung mit drei Arten von Verlusten zu rechnen:

a) *Rauchgasverluste (Kamin- oder Abgasverluste)*. Sie sind von der Rauchgastemperatur und dem Luftüberschuss abhängig und treten nur bei laufendem Brenner auf. Bei Kaminen im Innern eines Gebäudes wird ein Teil dieser Energie durch die warmen Wände an das Gebäude abgegeben (nicht im Sommer!).

b) *Strahlungsverluste*. Sie umfassen die Wärmeverluste (Abstrahlung und Konvektion) des Kessels und teilweise der Kesselarmaturen gegen den Aufstellungsraum. Sie treten während der ganzen Heizsaison auf und sind von der Betriebstemperatur des Kessels sowie der Güte der Isolation abhängig. Die Rückgewinnung der Wärme durch die Vorwärmung der Verbrennungsluft ist im Normalfall – d.h. über die erhöhte Raumlufttemperatur im Keller – fraglich.

c) *Innere Auskühlverluste (innere Stillstandverluste)*. Sie sind ebenfalls von der Kesselbetriebstemperatur abhängig und entstehen durch Wärmeabgabe des Kessels während des Brennerstillstandes an den Luftzug des Kamins.

Den drei möglichen Betriebszuständen – Heizung abgestellt, Heizung in Bereitschaft, Heizung in Betrieb – können die Wärmeverluste nach Tabelle 1 zugeordnet werden.

Die ausser Betrieb genommene Heizung hat praktisch keine Wärmeverluste. Bei den anderen beiden Betriebszuständen können die auftretenden Verluste in *Bereitschaftsverluste* und *Betriebsverluste* aufgeteilt werden. Diese sind pro Jahr verschieden lange wirksam (Tabelle 2).

Bei überdimensionierten Anlagen wird die Betriebszeit kleiner und somit die Bereitschaftszeit grösser, was dazu

Tabelle 2. Zeitliche Aufteilung der Betriebszustände in h/Jahr

| Betriebsart                        | Heizung<br>ausser Betrieb | Heizung<br>in Bereitschaft | Heizung<br>in Betrieb |
|------------------------------------|---------------------------|----------------------------|-----------------------|
| Kessel ohne<br>Warmwasserbereitung | ca. 2200 h                | ca. 4000 h                 | ca. 2600 h            |
| Kessel mit<br>Warmwasserbereitung  |                           | ca. 5900 h                 | ca. 2900 h            |

Tabelle 3. Teillastbetriebsverhältnisse für einen Monat

| Durchschnittliche<br>Nutzleistungsabgabe | Durchschnittliche<br>Verluste | Durchschnittlicher<br>Brennstoffverbrauch | $\eta_{\text{Monat}}$ |
|--|-------------------------------|---|-----------------------|
| 0  | 68 kg/Monat <sup>1)</sup>     | 68 kg/Monat                               | 0 %                   |
| 0,05                                     | 78 kg/Monat                   | 137 kg/Monat                              | 43,3 %                |
| 0,1                                      | 86 kg/Monat                   | 204 kg/Monat                              | 57,6 %                |
| 0,2                                      | 107 kg/Monat                  | 343 kg/Monat                              | 69,0 %                |
| 0,4                                      | 144 kg/Monat                  | 616 kg/Monat                              | 76,6 %                |
| 1 (Vollast)                              | 259 kg/Monat                  | 1440 kg/Monat                             | 82,0 %                |

<sup>1)</sup>  $0,047 \times 24 \text{ h} \times 30 \text{ Tage} \times 2 \text{ kg/h} = 68 \text{ kg/Monat}$

Tabelle 4. Aufsummierte Gradtage nach verschiedenen Verfahren

| Monat         | Aus Temperatur-<br>differenz 22°C | Aus<br>HGT 14/22° | Aus<br>HGT <sub>mod.</sub> 22° | Aus<br>HGT <sub>mod.</sub> 20° |
|---------------|-----------------------------------|-------------------|--------------------------------|--------------------------------|
| Januar        | 680                               | 680               | 590                            | 520                            |
| Februar       | 590                               | 590               | 500                            | 440                            |
| März          | 520                               | 520               | 400                            | 340                            |
| April         | 390                               | 390               | 240                            | 190                            |
| Mai           | 260                               | 180               | 90                             | —                              |
| Juni          | 160                               | —                 | —                              | —                              |
| Juli          | 110                               | —                 | —                              | —                              |
| August        | 130                               | —                 | —                              | —                              |
| September     | 220                               | 120               | 90                             | —                              |
| Oktober       | 390                               | 390               | 270                            | 210                            |
| November      | 530                               | 530               | 440                            | 380                            |
| Dezember      | 640                               | 640               | 560                            | 500                            |
| $\Sigma$ Jahr | 4620                              | 4040              | 3180                           | 2580                           |

führen kann, dass die Bereitschaftsverluste je Jahr grösser werden als die Betriebsverluste. Zudem müssen die Bereitschaftsverluste durch die mit Betriebsverlusten behaftete Heizung gedeckt werden. Die Angaben der Verluste erfolgen im Normalfall in Prozenten. Bedauerlicherweise ist die Bezugsgrösse – das heisst also hundert Prozent – je nachdem verschieden. So gibt es Angaben, die sich auf

- den Brennstoffverbrauch,
- die Brennerleistung und
- die Kesselleistung bei Vollast

beziehen. Die Verluste in den folgenden Ausführungen basieren auf dem Brennstoffverbrauch und werden aus Übersichtsgründen direkt auf einen Vollast-Ölverbrauch = 1 pro Zeiteinheit bezogen.

Die benötigte Nutzleistungsabgabe wird während der Heizsaison durch die entsprechenden zeitlichen Anteile – Heizung in Bereitschaft und Heizung in Betrieb – eingestellt. Wie bei jedem Auf/Zu-Regelkreis besteht ein Teillastbetrieb aus einer Vielzahl von Schaltungen zwischen den beiden Zuständen; für etwas längere Zeitabschnitte können Brennstoffverbrauch, Verluste und Brennerlaufzeit bei verschiedenen Nutzleistungsabgaben Bild 1 entnommen werden. Die angenommenen Verluste betragen dabei (in Klammern die Werte für Heizungen mit kombinierter Warmwasserbereitung):

- Rauchgasverluste 15% (15%)
- Strahlungsverluste 3% (4%)
- Innere Auskühlverluste 1% (1,5%)

Diese Annahmen dürften ungefähr den tatsächlichen Verhältnissen entsprechen und werden, sofern nicht anders angegeben, als Standardverluste in die folgenden Betrachtungen einbezogen.

Bei einer Nutzleistungsabgabe von Null betragen die Strahlungsverluste 0,03 und die inneren Auskühlverluste rund 0,01. Diese Verluste müssen mit der mit 15% Rauchgasverlusten behafteten Heizung gedeckt werden; der Brennstoffverbrauch beträgt somit  $(0,01 + 0,03) \div (1 - 0,15) = 0,047$ , was auch der zugehörigen Brennerlaufzeit  $\alpha$  entspricht. In der Praxis bedeutet dies, dass bei einer Nutzleistungsabgabe Null je Zeiteinheit der Kessel rund 4,7 Prozent in Betrieb ist. Bei stillgelegter Nutzwärmeabgabe (Schliessen der Wärmeentnahmeverventile am Kessel) kann dieser Verlust recht einfach bestimmt werden.

Während einer Nutzleistungsabgabe von 1 ist auch der Brennstoffverbrauch 1. Diese Zahlen sind Verhältniszahlen und somit – absolut gesehen – nicht identisch. Der Brennstoffverbrauch ist wegen der Verluste stets höher als die Nutzwärmeabgabe. Ähnliche Darstellungen wie nach Bild 1 sind auch bei mehrstufigen oder modulierenden, d.h. ab einer bestimmten Minimallast kontinuierlich regelbaren Brennern, möglich.

Bei Teillastbetrieb interessiert in erster Linie die Brennerlaufzeit  $\alpha$  bzw. der entsprechende Brennstoffverbrauch bei einer gegebenen Nutzleistungsabgabe. Hierzu einige Beispiele für einen Ölverbrauch des Brenners von 2 kg/h während einer betrachteten Zeitperiode von einem Monat in Tabelle 3.

Die Aufstellung in Tabelle 3 zeigt deutlich den nicht direkt proportionalen Anstieg der Verluste (siehe auch Bild 2) und somit auch des Brennstoffverbrauchs. Die Abweichungen werden besonders bei kleinen Nutzleistungsabgaben, die bei überdimensionierten Heizanlagen in den Vordergrund treten, gross.

Die Nutzwärmeabgabe ist angenähert proportional den modifizierten Heizgradtagen  $HGT_{\text{mod.}}$  (Temperaturdifferenzen minus Sonneneinstrahlung minus zusätzliche Wärmegewinne). Eine monatliche Brennstoffverbrauchsberechnung über die Heizgradzahlen und einem mittleren Kesselwirkungsgrad kann aber besonders in der Übergangszeit grosse Fehler ergeben. Die schon gehörte Behauptung, wonach der Heizölverbrauch durch die Anbringung einer nachträglichen Gebäudeisolation grösser geworden sei, kann widerlegt werden (Bild 2). Bei kleineren Nutzwärmeabgaben werden auch die Verluste immer kleiner; der durchschnittliche Jahreswirkungsgrad  $\eta_j$  wird dagegen tatsächlich schlechter.

### Benötigte Heizenergie

Auf die Art der Erhebung soll hier nicht näher eingegangen werden, da es den Rahmen dieses Artikels sprengen würde. Die benötigte Heizenergie (Nutzenergie) für stadt-zürcherische Verhältnisse kann Bild 3 entnommen werden. Die Säulen im Diagramm entsprechen dem zu deckenden Energiebedarf und sind als Verhältniszahlen aufzufassen; der Energiebedarf bei den Auslegungstemperaturen – 11°/20° beträgt 1 (Wärmegewinne aus Sonne und Elektrizität bleiben bei den Auslegungsverhältnissen unberücksichtigt!). Ein gegebenes Temperaturgefälle Innen/Aussen von 31°C entspricht bei der heute eher üblichen Innenraumlufttemperatur von durchschnittlich 22°C einer Aussentemperatur von lediglich noch –9°C; der Energiebedarf 1 nach Bild 3 berücksichtigt diese Verschiebung.

Die Säule (a) entspricht, wie erwähnt, dem zu deckenden Bruttoenergiebedarf, der identisch mit den auftretenden Wärmeverlusten sowie proportional den mittleren Temperaturdifferenzen ist. Dieser Energiebedarf wird vermindert durch

den Energiegewinn aus Sonne (c) und Elektrizitätsverbrauch (b); die weisse Säule (d) entspricht der Wärmemenge, die durch die Heizanlage gedeckt werden muss (= Nettoenergiebedarf). Der Anteil Sonnenenergie ist aus der auf die entsprechende Gebäudegrundfläche auftretende Globalstrahlung (diffuse und direkte Strahlung) berechnet, als Nutzungsziffer ist 0,1 angenommen worden. Die Globalstrahlung auf eine horizontale Fläche wurde gewählt, weil einerseits die Fassadenflächen nicht bekannt sind und andererseits diese bei dichter Bebauung und tiefstehender Sonne (Winter) Abschattungen – auch durch Bäume – ausgesetzt sind. Die angenommenen Werte dürften eher die obere Grenze der tatsächlichen Verhältnisse darstellen: Die Vorlauftemperatur wurde bis heute üblicherweise über einen Aussenfühler auf der Gebäude-Nordseite geregelt; die Sonneneinstrahlung beeinflusst diesen relativ gering. Die Wärmeabgabe der Heizung mit Aussenthermostat für die Vorlaufregelung korreliert nach eigenen Untersuchungen ziemlich gut mit der effektiven Aussentemperatur. Im Februar sind sonnige Tage praktisch ohne Einfluss auf die Wärmeabgabe der Anlage geblieben. Ein ins Gewicht fallender Gewinn wäre also nur durch den Griff nach den Radiatorenventilen (Thermostatventile sind noch relativ selten und nicht ganz unumstritten!) zu verwirklichen. In der Praxis wird die Einstrahlungswärme, besonders bei direkter Sonneneinstrahlung, durch kräftiges Lüften abgeführt und geht somit grösstenteils verloren. Eine bessere Nutzung kann erreicht werden, wenn die Vorlauftemperatur soweit vermindert wird, dass die Wärmeabgabe der Radiatoren inklusive der tagsüber praktisch immer – wenn im Winter oft auch nur im bescheidenen Ausmass – vorhandenen Globalstrahlung am Tage eine ausreichende Raumlufttemperatur ergibt. In der Nacht, beim Fehlen der Globalstrahlung, ergibt sich dann eine natürliche – oder zusätzliche – Nachtabenkung. Denkbar wäre auch eine Regelung über zwei zusammenschaltete Thermostaten, wovon der eine auf der Nordseite, der andere auf der Südseite angebracht wäre (Mittelwertbildung!).

Der Anteil aus dem Elektrizitätsverbrauch berücksichtigt nur in sehr kleinem Masse den Verbrauch an Energie für Kochzwecke und Waschküche, da diese Energie normalerweise nur in geringem Umfang der Raumheizung zugute kommt. Die Wärmeentwicklung durch Mensch (und Tier) bleibt ebenfalls unberücksichtigt; sie dürfte im Mittel bei etwa 10% des Gewinnes aus dem Elektrizitätsverbrauch liegen. Immerhin kann dieser Anteil im Einzelfalle bei grosser «Raumbelegung» aus der Energie der aufgenommenen Nahrung und einem entsprechenden Wirkungsgrad abgeschätzt werden.

Ein Vergleich mit den mittleren Temperaturdifferenzen je Monat sowie den für heiztechnische Probleme normalerweise herangezogenen Heizgradzahlen 14/22° und 12/20° für Zürich (440 m ü. M.) zeigt Tabelle 4.

Wie zu erwarten war, entsprechen die Heizgradtage 14/22° in den kälteren Monaten Januar bis April und Oktober bis Dezember den aufsummierten tägl. Temperaturdifferenzen; lediglich in den Monaten Mai bis September entstehen aufgrund der (diskutablen) Heizgrenze Unterschiede, die einer Berücksichtigung von Energiegewinnen entsprechen. In den kälteren Monaten sind aber auch Energiegewinne zu verzeichnen, was bei den modifizierten Heizgradzahlen zumindest grössenordnungsmässig berücksichtigt wird. Es ist jedoch zu beachten, dass diese Heizgradzahlen nicht ohne weiteres auch für die Berechnung der Verluste aus den k-Werten geeignet sind, da sie auf bestehenden Verhältnissen in der Stadt Zürich basieren. Ein genügend und bauphysikalisch richtig isoliertes Haus (Isolationsstärke 10 cm und grösser) mit einem vernünftigen Fensterflächenanteil weist einen viel kleineren Energiebedarf auf; die Abwärmen und der Sonnenenergiegewinn bleiben nämlich voll bestehen, mit anderen Worten:

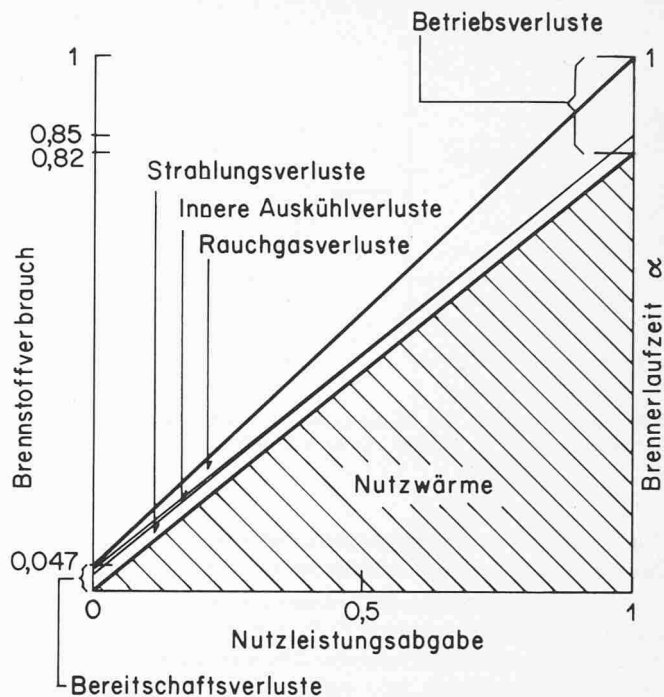


Bild 1. Brennstoffverbrauch bei verschiedenen Nutzleistungsabgaben

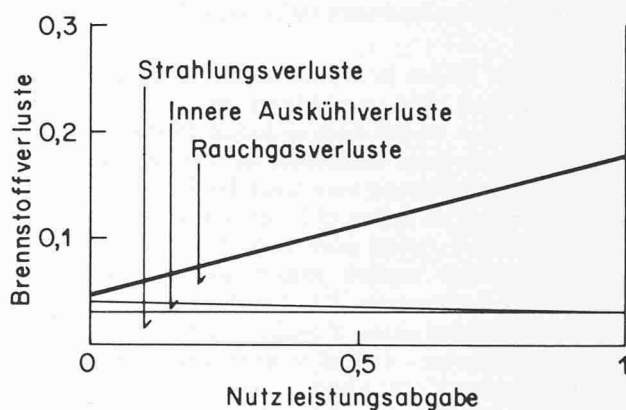


Bild 2. Verluste bei verschiedenen Nutzleistungsabgaben

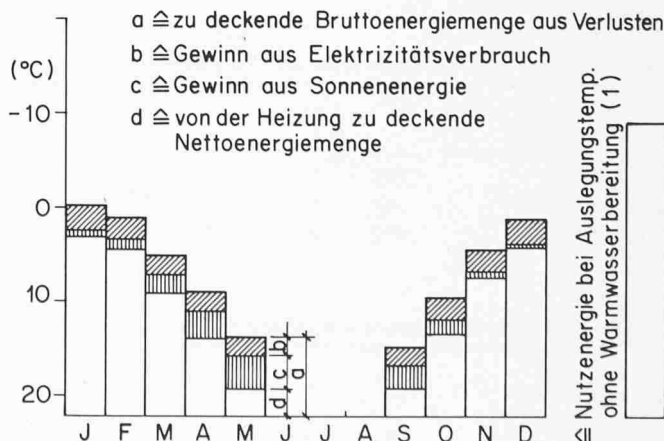


Bild 3. Mittlere Tagesdurchschnittstemperaturen pro Monat für Zürich (440 m ü. M.)

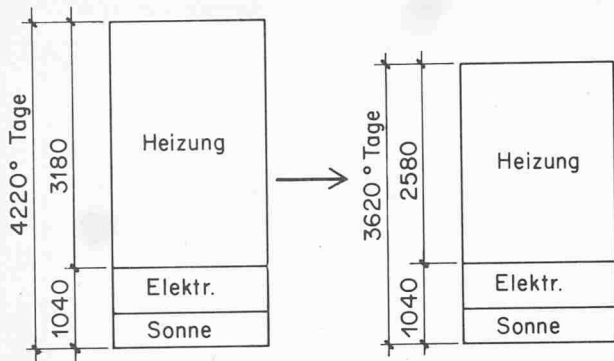


Bild 4. Einfluss auf die Heizgradtage bei Senkung der Raumlufttemperatur um 2 °C. Beispiel für Zürich (440 m ü. M.)

Die modifizierten Heizgradzahlen würden – auch aufgrund der höheren Innenoberflächentemperaturen – geringer.

Für die Berechnung des Nutzens von Wärmeeinsparungen durch gewisse Massnahmen (z.B. Optimierungsrechnungen) ist die aufsummierte Temperaturdifferenz während der Heizsaison einzusetzen, da jede auf der Verlustseite eingesparte kWh einer reduzierten Nutzwärmeabgabe von einer kWh entspricht (vgl. Bild 4). Die Verminderung des jährlichen Energieverlustes beträgt  $(4220 - 3620) \div 4220 \times 100 = 14\%$ ; die Reduktion der Heizenergieabgabe ist dagegen  $(3180 - 2580) \div 3180 \times 100 = 19\%$ !

#### Die Bereitstellung der benötigten Heizenergie durch die Heizanlage

Die weissen Säulen in Bild 3, die der benötigten Heizenergie entsprechen, sind – unabhängig von der Dimensionierung der Heizanlage – durch diese zu decken. Die Bereitstellung dieser Nettoenergiemenge erfolgt aber mit Verlust. Die Rauchgasverluste sind unabhängig vom Grad der Überdimensionierung. Sie betragen z.B. immer 15% der verbrannten Ölmenge, ob nun der Kessel richtig oder dreifach dimensioniert ist. Andere Verhältnisse ergeben jedoch die Strahlungs- und inneren Auskühlungsverluste. Die Strahlungsverluste sind bei den dreifachdimensionierten Kesseln – gleiche prozentuale Verluste vorausgesetzt – dreimal so gross wie im Normalfall. Dazu kommen noch die inneren Auskühlungsverluste, die nicht nur dreimal grösser, sondern aufgrund der viel kleineren Brennerlaufzeiten bzw. durch die bedeutend grösseren Bereitschaftszeiten nochmals erhöht werden. Je nach Grad der Überdimensionierung steigen somit auch die Verluste (Bild 5) bzw. sinken die Wirkungsgrade (Tabelle 5).

Tabelle 5. Kesselwirkungsgrade ohne Warmwasserbereitung in %

| Dimensionierung | J    | F    | M    | A    | M    | J | J | A | S    | O    | N    | D    | Mittel gewichtet |
|-----------------|------|------|------|------|------|---|---|---|------|------|------|------|------------------|
| Richtig         | 79,6 | 79,1 | 76,9 | 72,5 | 55,6 |   |   |   | 56,3 | 73,3 | 77,8 | 79,3 | 76,0             |
| Zweifach        | 74,0 | 73,2 | 69,5 | 62,7 | 41,1 |   |   |   | 41,9 | 63,8 | 71,1 | 73,5 | 68,1             |
| Dreifach        | 69,2 | 68,2 | 63,5 | 55,1 | 32,6 |   |   |   | 33,3 | 56,5 | 65,5 | 68,6 | 61,7             |

Tabelle 6. Kesselwirkungsgrade mit Warmwasserbereitung in %

| Dimensionierung | J    | F    | M    | A    | M    | J    | J    | A    | S    | O    | N    | D    | Mittel gewichtet |
|-----------------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------------------|
| Richtig         | 77,4 | 76,8 | 74,1 | 69,0 | 53,5 | 25,8 | 25,8 | 25,8 | 54,0 | 69,8 | 75,3 | 77,1 | 69,7             |
| Zweifach        | 70,0 | 69,0 | 64,7 | 57,3 | 38,7 | 15,2 | 15,2 | 15,2 | 39,3 | 58,5 | 66,5 | 69,4 | 58,4             |
| Dreifach        | 63,9 | 62,7 | 57,4 | 49,0 | 30,3 | 10,7 | 10,7 | 10,7 | 30,8 | 50,3 | 59,6 | 63,2 | 50,2             |

Die Normalverluste (a) steigen bei zwei- bzw. dreifacher Dimensionierung gleichmässig an. Dies bedeutet: bei einer dreifachen Dimensionierung sind zwei Drittel der Anlage lediglich in (scheinbarer) Bereitschaft und haben somit entsprechende Bereitschaftsverluste, die von dem letzten Drittel der Anlage mit den entsprechenden Betriebsverlusten gedeckt werden müssen.

Anlagen mit Warmwasserbereitung sind schwieriger zu beurteilen. Sie werden bekanntlich etwas grösser dimensioniert, damit ein grosser Warmwasserspitzenbezug unter Einhaltung der Auslegungstemperatur möglich ist. Zudem sind die Energieverbrauchsanteile von Heizung und Warmwasser sehr unterschiedlich. Eine approximative Abschätzung ist jedoch möglich, da der Nettoenergieverbrauch für die Warmwasserbereitung im Mittel etwa 3% der Heizwärme betragen dürfte. Die entsprechenden Verhältnisse zeigt Bild 6; die auf die Auslegungstemperatur bezogene Überdimensionierung aufgrund der Warmwasserbereitung wird mit 10% angenommen, als Nettoenergieverbrauch für die Warmwasserbereitung wurde lediglich 1/3 davon eingesetzt.

Der monatliche Auslastungsgrad sinkt, verglichen mit einer Heizung ohne Warmwasserbereitung, infolge der Überdimensionierung etwas ab. Die zugeordneten Wirkungsgrade sind in Tabelle 6 aufgeführt und belegen die Nachteile einer kombinierten Warmwasserbereitung. Selbst bei besonders verlustarmen Kesseln muss immer noch mit einem entsprechend schlechten Wirkungsgrad gerechnet werden. Bei kleinen Anlagen sind Elektroboiler und bei grossen Anlagen kleine Einzelkessel für die Warmwasserbereitung daher sehr zu empfehlen.

#### Jahresbrennstoffverbrauch und Vollbenutzungsstunden je Jahr

Der mittlere Brennstoffverbrauch je Jahr kann durch Aufsummierung der Produkte aus mittlerem stündlichem Brennstoffbedarf (nach Bild 5 und 6) und Anzahl Stunden je Monat berechnet werden (Tabelle 7). Der Brennstoffverbrauch 1 – bzw. das Vielfache davon bei entsprechender Überdimensionierung – entspricht dem Verbrauch in kg Öl/h bei Auslegungstemperatur – 11°/20°.

##### 1. Beispiel

Kessel ohne Warmwasserbereitung, richtig dimensioniert, Raumlufttemperatur 22 °C, Ölverbrauch des Brenners 10 kg/h → Jahresverbrauch 10 kg/h × 2650 h/a = 26 500 kg/a.

##### 2. Beispiel

Kessel mit Warmwasserbereitung, dreifach dimensioniert, Raumlufttemperatur 22 °C, Ölverbrauch des Brenners 12 kg/h → Jahresverbrauch 12 kg/h × 1350 h/a = 16 200 kg/a.



Das Brennstoffverbrauchs-Verhältnis entspricht somit auch den Vollbenutzungsstunden je Jahr.

Zur Abschätzung des Einflusses auf die Vollbenutzungsstunden je Jahr sind die Zahlen für das Brennstoffverbrauchs-Verhältnis, bzw. die Vollbenutzungsstunden bei anderen Strahlungs-, inneren Auskühlungs- und Rauchgasverlusten, nochmals neu gerechnet worden (Tabelle 8).

Trotz relativ «brutaler» Variation der Verluste schwanken die Benutzungsstunden bei einer Heizung ohne Warmwasserbereitung lediglich um rund  $-10/+20\%$  bzw. mit Warmwasserbereitung um rund  $-20/+30\%$  um die angenommenen Werte.

### Berechnung der Überdimensionierung aus dem jährlichen Brennstoffverbrauch

Bei bekannter Abhängigkeit der Vollbenutzungsstunden je Jahr vom Dimensionierungsgrad kann aus dem stündlichen Ölverbrauch des Brenners und dem Ölverbrauch je Jahr der Grad der Überdimensionierung bestimmt werden. Je «grosszügiger» die Heizung ausgelegt ist, um so kleiner wird die Laufzeit je Jahr. Die nachträgliche Bestimmung der Dimensionierung ist mit Hilfe von Bild 7 – Zahlenbasis Tabelle 7 – möglich.

#### Beispiel

Jahresölverbrauch 20000 l  $\hat{=}$  16800 kg.  
 Ölverbrauch Brenner 12 kg/h, mit Warmwasserbereitung.  
 Brennerlaufzeit 16800 kg/Jahr  $\div$  12 kg/h = 1400 h/Jahr  
 → die Anlage ist rund dreifach dimensioniert.

### Dimensionierungsverhältnisse in Zürich

Nach Erhebungen der Ölfuehrungskontrolle des Gesundheitsinspektorates der Stadt Zürich (W. Hess, R. Kuster und P. Suter-Weider: «Untersuchungsergebnisse der Ölfuehrungskontrolle in der Stadt Zürich während der Heizperiode 1975/76») beträgt die installierte Brennerleistung in der Stadt Zürich für Heizöl e.l. mindestens 3,1 Tcal/h. Der Anteil an Grossanlagen – ab 400 000 kcal/h – ist dabei relativ bescheiden; er beträgt lediglich 5 Prozent. Unter Berücksichtigung der Anteile an Reservekesseln und Öfen von Mehrkesselanlagen sowie eines Rauchgasverlustes von 15 Prozent ergibt sich ein «installierter Ölverbrauch» von rund 320 t Öl je Stunde.

Nach einer weiteren Publikation aus dem Gesundheitsinspektorat der Stadt Zürich (G. Hürlimann: «Der Tankkataster der Stadt Zürich.» Gesundheitstechnik Nr. 3/76) ist der Verbrauch von Heizöl e.l. für die Gebäudeheizung je Jahr in der Stadt rund 400 000 t. Die Anzahl Vollbetriebsstunden je Jahr betragen somit  $400\,000\text{ t} \div 320\text{ t/h} = 1250$  Stunden. Etwa die Hälfte der Heizanlagen sind mit einer Warmwasserbereitung versehen. Nach Bild 7 sind die Heizanlagen in der Stadt Zürich im Mittel dreifach dimensioniert. Diese zusätzlichen und unnötigen Verluste an Heizöl betragen – vergleiche die Wirkungsgrade in den Tabellen 5 und 6 – rund 70 000 t je Jahr oder in Franken ausgedrückt, mindestens 20 Mio jährlich.

### Ursachen der Fehlentwicklungen

Es wäre verfehlt, den «Schwarzen Peter» nur bei der Branche allein suchen zu wollen. Vielmehr hat das Zusammenreffen verschiedener Umstände zu einer Überdimensionierung geführt.

a) Viele der Heizungen der Stadt Zürich sind von Koks auf Öl umgestellte Anlagen. Diese recht voluminösen Anlagen (mit den entsprechenden Verlusten!) müssen schon aus technischen Gründen mit relativ grossen Brennern versehen werden. Eine Ausrüstung mit der richtigen Brennergrösse wäre nach einigen Änderungen am Kessel durchaus möglich, würde aber nicht viel bringen, da die grossen Kesselverluste

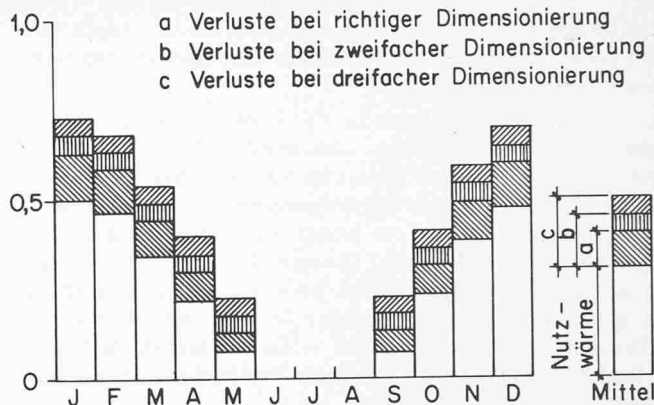


Bild 5. Mittleres stündliches Brennstoffverbrauchsverhältnis je Monat; ohne Warmwasserbereitung, Raumlufttemperatur 22 °C

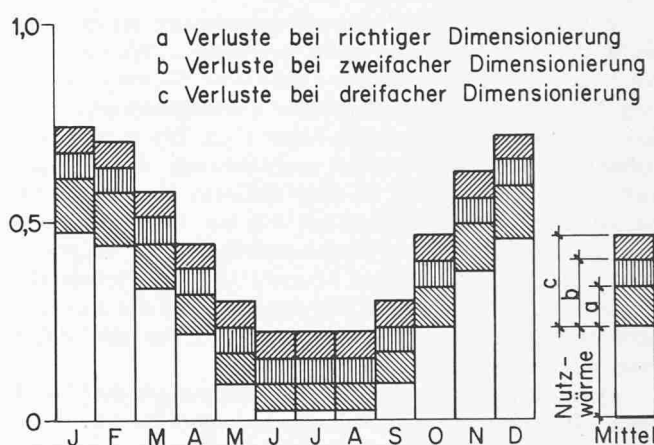


Bild 6. Mittleres stündliches Brennstoffverbrauchsverhältnis je Monat; mit Warmwasserbereitung, Raumlufttemperatur 22 °C

Tabelle 7. Brennstoffverbrauchsverhältnis je Jahr

| Dimensionierung | ohne WW-Bereitung<br>RT=22 °C | ohne WW-Bereitung<br>RT=20 °C | mit WW-Bereitung<br>RT=22 °C | Stündl. Brennstoffverbrauch<br>bei Auslegungstemperatur<br>20°/-11° |
|-----------------|-------------------------------|-------------------------------|------------------------------|---|
| Richtig         | 2650                          | 2140                          | 2910                         | 1   |
| Zweifach        | 1480                          | 1190                          | 1750                         | 1   |
| Dreifach        | 1090                          | 870                           | 1350                         | 1   |

Tabelle 8. Vollbenutzungsstunden je Jahr bei verschiedenen Verlusten

| Fall | Verluste        |                  |      | ohne WW-Bereitung |               | mit WW-Bereitung |               |
|------|-----------------|------------------|------|-------------------|---------------|------------------|---------------|
|      | Innere Strahlg. | Rauchg. Auskühl. | gas  | Richtig dim.      | Dreifach dim. | Richtig dim.     | Dreifach dim. |
| 1    | 0,02            | 0,005            | 0,10 | 2570              | 980           |                  |               |
| 2*   | 0,03            | 0,01             | 0,15 | 2650              | 1090          |                  |               |
| 3    | 0,05            | 0,02             | 0,20 | 2820              | 1320          |                  |               |
| 1    | 0,02            | 0,01             | 0,10 |                   |               | 2710             | 1100          |
| 2*   | 0,04            | 0,015            | 0,15 |                   |               | 2910             | 1350          |
| 3    | 0,06            | 0,03             | 0,20 |                   |               | 3210             | 1730          |

\* angenommene Standardverluste, siehe Abschnitt «Grundlagen»

unabhängig von der Brennergrösse sind. Zudem ergibt eine Verkleinerung des Brennraumes durch Schamottsteine grössere innere Auskühlverluste.

b) Ein Teil der Anlagen ist mit Brennern ausgerüstet, die innerhalb einer grösseren Leistungsbandbreite eingestellt werden können. Durch Einsetzen von kleineren Brennstoffdüsen kann der Brenner der notwendigen Leistung angepasst werden. Diese Massnahme bringt zwar in lufthygienischer Hinsicht gewisse Vorteile (längere Laufzeiten – weniger Schaltzyklen); auf die Kesselverluste hat sie keinen Einfluss. Es dürfte auch ziemlich unwahrscheinlich sein, dass ein so gedrosselter Brenner mit einem Kessel kombiniert wird, der bedeutend weniger als die maximale Brennerleistung erbringen kann.

In der Brennerstatistik ist bei verstellbaren Brennern jeweils die maximal mögliche Leistung aufgeführt; der Fehler dürfte angesichts der vorstehenden Ausführungen nahezu vernachlässigbar sein.

c) Früher waren die Heizungen für eine Aussentemperatur von minus 20 °C ausgelegt, später wurden minus 15 °C verlangt. Heute sind es noch minus 11 °C.

d) Die Festlegung des Wärmeleistungsbedarfs erfolgt nach der Strategie des extremsten Falles. So gilt der  $\alpha_a$ -Wert für eine Windgeschwindigkeit von 3 bis 4 m/s (kalte Nächte sind vorwiegend windstill), die natürlichen Lüftungswärmeverluste sind – besonders bei Windstille – eher klein. Die zusätzlichen Lüftungswärmeverluste werden normalerweise zu stark gewichtet (wer lüftet schon in einer eiskalten Nacht?). Kalte Nächte sind vielfach sternklare Nächte. Sonneneinstrahlungen am folgenden Tag (Speicherwirkung einer bauphysikalisch richtig konstruierten Mauer!) sind wahrscheinlich. Wärmegewinne aus übrigen Wärmequellen werden meistens nicht berücksichtigt. Die statthaften Zuschläge sind dabei leider nur von untergeordneter Bedeutung.

e) Bei der Berechnung des Wärmeleistungsbedarfs wird zuerst üblicherweise der entsprechende Bedarf für jeden einzelnen Raum (für die Bemessung der Radiatoren) festgelegt. Diese schon aufgerundeten und Sicherheiten enthaltenden Werte werden zusammengezählt und nochmals aufgerundet. Nach Anbringung eines weiteren Sicherheitszuschlages wird anhand von Prospekten die nächstgrössere Anlage ausgewählt.

## Massnahmen – Vorschläge

### a) Allgemeiner Natur

Eine Änderung der Auslegungstemperatur von minus 20 °C auf minus 11 °C erfordert eine Minderleistung von rund 25%; die etwa dreifache Dimensionierung ist somit nicht nur durch die verschiedenen Auslegungstemperaturen (– 11°/– 20°) zu erklären. Es wird unumgänglich sein, die Reserven auf den  $k$ -Werten abzubauen, die Gleichzeitigkeiten der verschiedenen Einflüsse (Kälte, Wind, Sonneneinstrahlung usw.) genau abzuklären und vor allem die zusätzlichen Wärmequellen zu berücksichtigen. Prüfwert wäre auch eine nochmalige Heraufsetzung der Auslegungstemperatur. Besondere Aufmerksamkeit ist aber bei der Festlegung des Luftwechsels in Gebäuden angebracht. Es dürfte sich inzwischen herumgesprochen haben, dass die früher oft zitierten hohen Luftwechselzahlen im Normalfall bei natürlich belüfteten Gebäuden ins Reich der Fabeln gehören. Bei der Festlegung des Wärmeleistungsbedarfs für die Heizanlage ist ein mittlerer Luftwechsel von etwa  $0,2 \text{ h}^{-1}$  in Rechnung zu stellen. Dieser kann allerdings bei der Festlegung der Radiatorengrösse ruhig grösser angenommen werden; Unterschiede in den Lüftungsgewohnheiten bei den verschiedenen Zimmern können so ausgeglichen werden.

Das Risiko des Frierens in Gebäuden kann durch verschiedene Massnahmen auf praktisch Null reduziert werden:

- Raumlufttemperatur in nicht benützten Zimmern stark absenken;
- In der Nacht Läden schliessen oder Storen herunterlassen;
- Vorhänge ziehen, sofern Radiator nicht abgedeckt wird;
- Lüften, vorwiegend in unbenützten Räumen, auf Minimum reduzieren.

Sollte die Anlage wirklich zu klein geraten sein, ist eine Mehrleistung von etwa 10% durch Betrieb im Überlastbereich bei praktisch gleichem Wirkungsgrad möglich. Durch Inkaufnahme von einigen Umtrieben an den zwei oder drei kältesten Tagen des Jahres kann ohne nennenswerte Komforteinbusse Geld und Energie mit einer kleineren Anlage gespart werden. Vor zu extremen Kleinanlagen wird aber auch gewarnt, da heute Kessel auf dem Markt sind, die wirklich sehr kleine Verluste aufweisen. Der Mehrverbrauch eines solchen Kessels bleibt auch bei einer 20prozentigen Überdimensionierung in vertretbaren Grenzen.

### b) An Altbauten

Bei zu grossen, bestehenden Anlagen sind wirtschaftliche Verbesserungen nur in sehr begrenztem Rahmen möglich, es sei denn, die ganze Anlage müsse aus anderen Gründen (z.B. Altersschwäche) ersetzt werden. Dabei sollte – wie unter Neubauten aufgeführt – vorgegangen werden. *Auf keinen Fall soll die Gelegenheit ungenutzt bleiben, anhand der Laufzeiten der alten Anlage die genaue Grösse der Neuanlage zu bestimmen.* Bei dieser «Massschneiderung» ist dem hoffentlich besseren Wirkungsgrad der neuen Anlage Rechnung zu tragen. Zu den möglichen Verbesserungen an den zu grossen – und auch an den richtig dimensionierten – Anlagen gehört die Einstellung auf eine möglichst niedrige, technisch noch vertretbare, Kessel- und Rauchgastemperatur. Denkbar, aber teuer, wäre ein ununterbrochener Mehrstundenbetrieb mit einem genügend grossen und sehr gut isolierten Warmwasserspeicher. Bei den «zu grossen» Anlagen würde selbst im tiefsten Winter eine Aufladung von einigen Stunden ausreichen; für die übrige Zeit wäre die Heizung abzustellen. Mit einer Ofenvorwärmung aus dem noch nicht vollständig entladenen Speicher könnte die Kesselkorrosion weitgehend unterdrückt werden. Mehr Klarheit in bezug auf die Korrosionsverhältnisse wäre im übrigen sehr zu begrüssen!

Viele zusammengesetzte Gebäude sind aufgrund der Besitzerverhältnisse mit mehreren – meist zu grossen – Heizanlagen ausgerüstet. Hier wäre ein Zusammenschluss zu einer Wärmeversorgung mit einer Anlage und einer Abrechnung durch einzelne Wärmezähler sinnvoll. Für einen Zusammenschluss von einzelnen Gebäuden zu einer Gruppenversorgung mit mehreren lastabhängigen Einspeisungsmöglichkeiten durch die bestehenden Kessel dürfte der Ölpreis noch zu tief und die Versorgungslage noch zu sicher sein. Man bedenke aber: *Eine radikale Lösung, wie z.B. die Kesselerneuerung, ist in zehn Jahren nicht billiger; eine Sanierung zum heutigen Zeitpunkt erspart hingegen während den nächsten zehn Jahren eine unnütze Energie- und Geldverschwendung.*

### c) An Neubauten

Die Verhältnisse sind hier wesentlich erfreulicher, können doch die Anlagen praktisch ohne Mehrkosten nahezu optimal ausgelegt werden. Primär ist, nicht nur im Blick auf die Verwertbarkeit von Abwärme und Sonnenenergie, ein möglichst tiefer Vorlauf zu wählen. Dies setzt eine sinnvolle Wärmedämmung voraus; in bezug auf die Wirtschaftlichkeit sind Aussenwände und Dächer mit mindestens 10 cm dickem Isoliermaterial zu versehen. Fensterflächen sollten nicht grösser als unbedingt notwendig gewählt werden. Selbst bei teilweiser Nutzbarkeit von Sonneneinstrahlung treiben die Fenster den Heizleistungsbedarf und somit auch die Vorlauftemperatur stark in die Höhe.

Eine Niedertemperaturheizung erfordert grosse Heizkörperflächen. Die daraus entstehenden Mehrkosten werden durch einen günstigeren Wirkungsgrad der Heizanlage mehr als nur kompensiert. Zudem darf der Komfortgewinn durch gleichmässige Temperatur der Innenraum-Oberflächen nicht unterschätzt werden. In diesem Sinne ist auch die Fussbodenheizung sehr zu empfehlen.

Damit die Vorteile einer Niedertemperaturheizung voll ausgeschöpft werden können, sollte der Kessel soweit wie möglich mit gleitender Temperatur betrieben werden. Dies setzt aus Korrosionsgründen allerdings einen Kessel in rostfreier Ausführung voraus. Der Kamin ist durch ein rostfreies Futterrohr vor der Versottung zu schützen. Eine Kaminisolation verhindert die Wärmespeicherung und damit die Aufrechterhaltung des Zuges bei Kesselbereitschaft. Der Kaminquerschnitt sollte so vorgesehen werden, dass in einem späteren Zeitpunkt damit auch Koksanlagen betrieben werden können. Die Ausstosseschwindigkeit der Abgase kann bei Ölfuerungsbetrieb mit einer Düse am Kaminaustritt erhöht werden.

Die Kosten für einen richtig dimensionierten Kessel in rostfreier Ausführung – bei grösseren Aggregaten mit zweistufigen Brennern – werden nicht wesentlich teurer sein als eine dreimal zu grosse Normalausführung. Der Gewinn für die Heizungsbranche dürfte somit in beiden Fällen etwa gleich sein. Für den Hausbesitzer ergeben sich mit einem rostfreien Kessel handfeste Vorteile oder anders gedreht, in der Vergangenheit hatte der Hausbesitzer neben den – verschmerzbaaren – Mehrkosten für die zu grosse Anlage Jahr für Jahr für den schlechten Wirkungsgrad zu bezahlen.

Auf «Zwitter» wie Wechsel-, Doppel- oder Umstellbrandkessel sollte verzichtet werden; sie haben wesentlich höhere Verluste und werden voraussichtlich zeitlebens sowieso nur mit Öl oder Gas betrieben.

Ungünstige Verhältnisse sind auch mit Kombikesseln – ausgenommen bei Mehrkesselanlagen – zu erwarten. Es wird empfohlen, im Heizraum einen genügend grossen und gut isolierten externen Speicherbehälter vorzusehen, der für die Heizung und die Warmwasserbereitung benützt werden kann. Damit kann der Heizkessel in der Übergangszeit während längerer Zeit ausser Betrieb genommen werden. Mit geringen Mehrinvestitionen soll ein Elektroeinbauelement und ein zusätzlicher Wärmetauscher im Speicher angebracht werden. Spätestens nach der Abkehr von den  $\frac{1}{2}$  m<sup>2</sup> und 1 m<sup>2</sup> Sonnenkollektorelementen perfektester Ausführung zu grossflächigen, einfacheren und damit wesentlich billigeren Ausführungen kann dann Sonnenwärme preisgünstig genutzt werden (besser 10% weniger Wirkungsgrad, dafür dreimal billiger). Mit diesem zusätzlichen Wärmetauscher können auch Wärmerückgewinnungsanlagen – sei es mit Wärmepumpen Typ Kühlschrank, welche die Wärme aus Abwasser oder direkt vom Kondensator der sowieso ungenügend isolierten Tiefkühltruhe im ohnehin zu warmen Gemüsekeller – realisiert werden. Die Entwicklung ist hier in vollem Gange und es lohnt sich, gewisse Vorkehrungen schon jetzt zu treffen.

Nicht besonders sinnvoll ist ferner eine Warmwassertemperatur von über 50 °C, wird doch praktisch nur Wasser unterhalb dieser Temperatur benötigt. Es geht hier weniger um die Transportverluste – sie kommen bei einer vernünftigen Aussenisolation (ausser im Sommer) der Raumheizung zugute – als um die höheren Erzeugungs- und Speicherverluste. Daneben ist auch die Verkalkungsgefahr bei tieferer Erzeugungstemperatur – rostfreier Kessel vorausgesetzt – geringer.

Mühe bereitet der Branche offenbar auch die Dimensionierung von Warmwasserleitungen, deren Kaliber viel kleiner und dafür isoliert sein sollten. Die «Totzeit» (die Wartezeit vor dem laufenden Warmwasserhahn, bis das Wasser

bezüglich Temperatur den Anforderungen genügt) kann so auf einen Bruchteil der heute üblichen Werte hinunter gedrückt werden; Warmwasser-Zirkulationsleitungen und -Pumpen werden damit überflüssig.

Thermostatventile an den Radiatoren können nur empfohlen werden, wenn eine oder mehrere der nachstehend aufgeführten Massnahmen ein unangenehmes Überheizen durch volles Öffnen der Thermostatventile beim Lüften verhindern:

- Vorlauftemperatur nicht höher als unbedingt nötig ausgelegt.
- Durchlassquerschnitt des offenen Ventils nicht grösser als unbedingt notwendig.
- Spezielle Regelcharakteristik des Ventils, d.h. stark gedämpftes Öffnen / schnelles Schliessen.

Günstigere Betriebsbedingungen als mit einer separaten Vorlaufsteuerung werden, wie schon erwähnt, mit gleitender Kesseltemperatursteuerung erzielt. Anstelle einer Nachtabsenkung, die im Normalfall nicht viel bringt, sind während der Nacht je nach Aussentemperatur kürzere oder längere Intervalle einzuschalten, innerhalb der die Heizung (inkl. Zirkulationspumpe) ganz abgeschaltet wird.

## Anhang

### Nachträgliche Bestimmung des Dimensionierungsgrades aus der Brennerlaufzeit

Eine richtig dimensionierte Anlage soll bei Fehlen von anderen Wärmegewinnen eine Temperaturdifferenz Aussen/Innen von 31 °C ( $-11^{\circ}/20^{\circ}$ ) aufrecht erhalten, eine zweifach dimensionierte 62 °C und eine dreifach dimensionierte 93 °C. Aus Bild 1 ist eine neue Graphik zur Bestimmung des Dimensionierungsgrades entwickelt worden (Bild 8). Der Brennstoffverbrauch ist wiederum direkt proportional zur Brennerlaufzeit. Die minimale Brennerlaufzeit bei betriebsbereiter Heizung, also ohne Nutzwärmeabgabe, ist für alle drei Fälle (richtig – zweifach – dreifach dimensioniert) gleich gross, bezogen auf den Brennstoffverbrauch je Zeiteinheit. Absolut gesehen, also z.B. in kg/h, wird aber bei der zweifach dimensionierten Anlage das Doppelte, bei der dreifach dimensionierten Anlage das Dreifache an Öl gebraucht.

Als Temperaturdifferenz darf nicht der Unterschied Aussen/Innen-Temperatur eingesetzt werden. Diese Differenz ist vielmehr, wie schon dargelegt worden ist, auf eine fiktive Temperaturdifferenz (effektive mittlere Temperaturdifferenz minus in °C ausgedrückte, sonstige Energiegewinne) zu reduzieren.

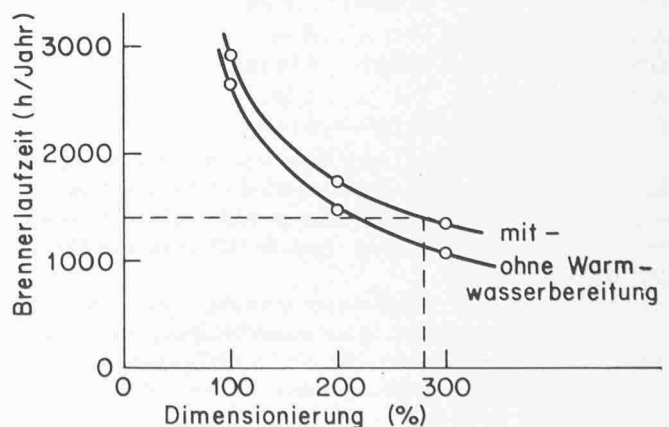


Bild 7. Vollbetriebsstunden je Jahr in Funktion der Kesselgrösse; mittlere Raumlufttemperatur 22 °C



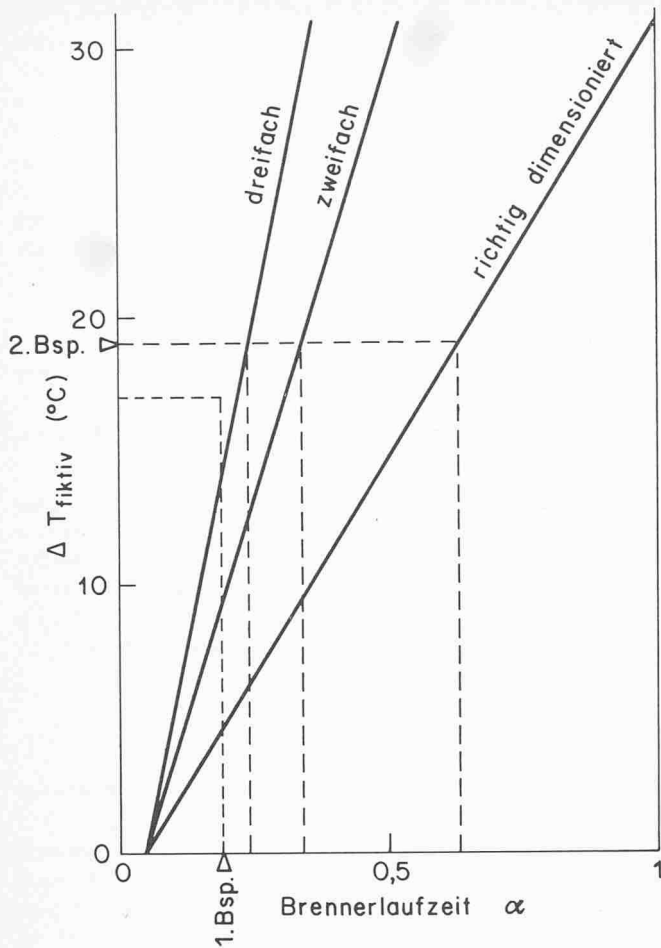


Bild 8. Dimensionierungsgrad aus Brennerlaufzeit; ohne Warmwasserbereitung

1. Beispiel: Dimensionierungsgrad

$\Delta T$  (Innen/Aussen) = 20,4 °C; Fiktiver Gewinn (Februar) = 3,4 °C

$\Delta T_{\text{fiktiv}} = 20,4^\circ - 3,4^\circ = 17^\circ \text{C}$

Brennerlaufzeit  $\alpha$  (mit Betriebsstundenzähler gemessen) = 0,19  
 → Anlage rund dreifach dimensioniert.

2. Beispiel: Ölverbrauch bei verschiedenen Dimensionierungen

Ölverbrauch Brenner bei richtiger Dimensionierung 12 kg/h

$\Delta T$  (Innen/Aussen) = 22,2 °C; Fiktiver Gewinn (Januar) = 3,2 °C

$\Delta T_{\text{fiktiv}} = 22,2^\circ - 3,2^\circ = 19^\circ \text{C}$

Anlage richtig dim. →  $\alpha = 0,63$

Ölverbrauch:  $0,63 \times 12 \text{ kg/h} = 7,56 \text{ kg/h}$

Anlage zweifach dim. →  $\alpha = 0,34$

Ölverbrauch:  $0,34 \times 24 \text{ kg/h} = 8,16 \text{ kg/h}$

Anlage dreifach dim. →  $\alpha = 0,24$

Ölverbrauch:  $0,24 \times 36 \text{ kg/h} = 8,64 \text{ kg/h}$

Das zweite Beispiel zeigt anschaulich die unterschiedlichen Brennerlaufzeiten – bei zweifacher Dimensionierung wegen den unterschiedlichen Verlusten nicht halb so gross wie bei richtiger Dimensionierung – und die Differenzen im Brennstoffverbrauch.

Heizungen mit Warmwasserbereitung sind gegenüber gleichen Heizungen ohne Warmwasserbereitung stets etwas grosszügiger dimensioniert. Für die Darstellung nach Bild 9 ist ein zusätzlicher Leistungsanteil für die Warmwasserbereitung von 10% (die im Betrieb allerdings lediglich zu einem Drittel benötigt wird) gegenüber der Nutzwärmeleistung für Raumheizung angenommen worden.

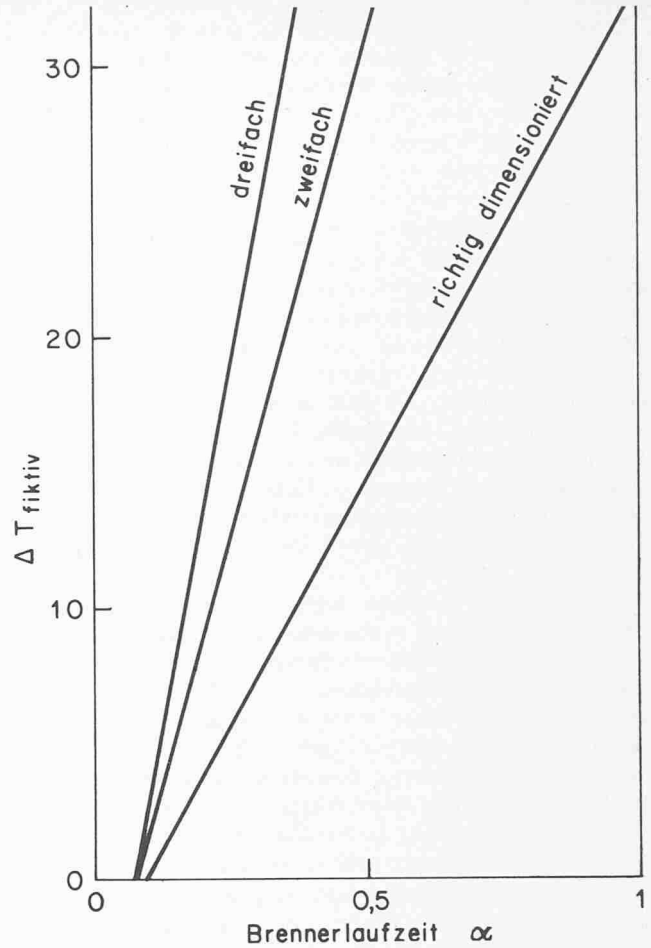


Bild 9. Dimensionierungsgrad aus Brennerlaufzeit; mit Warmwasserbereitung

Die minimale Brennerlaufzeit ist, verglichen mit Bild 8, nicht nur wegen den umfangreicheren Verlusten grösser. Vielmehr hat die Anlage bei einer Nutzleistungsabgabe von Null (für die Raumheizung) noch den Wärmebedarf für die Warmwasserbereitung zu decken. Dieser ist, unabhängig vom Dimensionierungsgrad, gleich gross. Bei relativer Betrachtungsweise wird die minimale Brennerlaufzeit bei zu gross ausgelegten Anlagen kürzer, da die benötigte Warmwassermenge schneller bereitgestellt ist.

Literaturverzeichnis

Empfehlung SIA 380: «Wärmeleistungsbedarf von Gebäuden»  
 Brunner / Fierz / Grossfeld / Rieben: «Wirtschaftlichkeit von Heizung und Isolation.» Schriftenreihe Wohnungsbau Nr. 20d, FKW, 1971.  
 Fehr E.: «15–30% Energie sparen.» Firmenschrift Oil Therm AG / Minitherm AG, 1977.  
 Weiersmüller R.: «Die Wärmedämmung von Neubauten nach wirtschaftlich optimalen Gesichtspunkten.» Schweiz. Bauzeitung, in Vorbereitung (1978).  
 Mauch U. und S.: «Energiesparen bei Einzel-Kombiheizungen durch betriebliche Massnahmen.» Schweiz. Bauzeitung, Heft 46, 1977.  
 Schweiz. Aktionsgemeinschaft «Sparsamer heizen»: «Sparsamer heizen – wirtschaftlicher heizen.» 1978.  
 Marci L.: «Mögliche Einsparungen an Wärmeerzeugungsanlagen und deren Grenzen.» Installation, 5, 1976.  
 Bargetzi S.: «Betrachtungen zu einem optimalen Energiehaushalt im umbauten Raum.» Umweltschutz, Gesundheitstechnik, 9, 1977.  
 Schmitz H.: «Planungshinweise für Heizkesselanlagen unter dem Gesichtspunkt der Energieeinsparung.» Gesundheits-Ingenieur, 3, 1977.  
 Stadelmann M.: «Energiesparen bei Gasheizungen.» Techn. Rundschau, 39, 1977.

Adresse des Verfassers: R. Weiersmüller, Industriestrasse 11, 8952 Schlieren.