

**Zeitschrift:** Schweizerische Bauzeitung  
**Herausgeber:** Verlags-AG der akademischen technischen Vereine  
**Band:** 72 (1954)  
**Heft:** 3

**Artikel:** Zur Berechnung von Baumklimaanlagen  
**Autor:** Ostertag, A.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-61126>

### **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

### **Conditions d'utilisation**

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

### **Terms of use**

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

**Download PDF:** 06.04.2026

**ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>**

Die ersten acht Mischungen ergaben eine Ueberdosierung von 15,6 %, die in erster Linie durch eine zu kleine Kiessandzugabe verursacht wurde, weil der Aufzugkübel nur bis zur untern 200 l-Marke und deshalb nicht ganz gefüllt werden durfte. Nachdem die entsprechende Korrektur dort vorgenommen worden war, entsprachen die folgenden vier Mischungen auf 1,6 % genau dem Sollwert. Eine sehr instruktive Beobachtung wurde gemacht, als der Zement aus dem Magazin aufgebraucht und frische Ware angeliefert wurde: infolge unterschiedlichen Raumgewichtes der beiden Zemente sank die Dosierung der 13. Mischung 14 % unter den Sollwert. Dank unserer Kontrolle mit der Betonmasskiste wurde dieser Fehler sofort erkannt und schon bei der 14. Mischung korrigiert. Die letzten Mischungen zeigten dann wieder eine kleine Ueberdosierung.

Unser Verfahren zur Bestimmung des Zementgehaltes des frisch verarbeiteten Betons ist bauplatzmässig einfach zu handhaben, weil es ohne jegliche Rechenoperation auch durch ungelernete Arbeiter ausgeführt werden kann und nicht dem überbeschäftigten Polier oder Bauführer zur Last liegt. Es verursacht nur kleine Kosten, da es wenig Zeit beansprucht und die Betonierungsarbeit nicht hemmt; zudem können die beiden notwendigen Geräte, Waage und Betonmasskiste, stets wieder verwendet werden. Die grössten Vorzüge liegen aber darin, dass innerhalb einer gewissen Fehlergrenze genaue Ergebnisse geliefert werden in einem Zeitpunkt, da allfällig notwendige Aenderungen in der Zementdosierung noch möglich sind.

Adresse des Verfassers: Arthur Nyffeler, Dr. rer. pol., Dipl. Bau-Ing., Bauunternehmung Nyffeler AG., Bern, Breitenrainplatz 42.

Schluss von Seite 18  
DK 628.8

## Zur Berechnung von Raumklimaanlagen Von Dipl. Ing. A. Ostertag, Zürich

### 5. Zur Frage der Regelung des Raumluftzustandes

#### a) Anforderungen

Wie bereits bemerkt, wird die Wahl des Verfahrens der Luftbehandlung durch die Anforderungen massgeblich beeinflusst, die an das Konstanthalten der Temperatur und der Feuchtigkeit im zu klimatisierenden Raum gestellt werden. Diese Anforderungen sind im vorliegenden Fall hoch, indem nur minimale Abweichungen von den Sollwerten zugelassen werden können. Ihre Einhaltung wird dadurch erschwert, dass die Luftzuteilung im Verhältnis zum Raumvolumen gross ist, und sich daher Schwankungen im Zuluftzustand verhältnismässig rasch im Raum auswirken. Die Regelung muss auf geringste Zustandsänderungen ansprechen und die geregelte Grösse (Kälteleistung, Heizleistung, Feuchtigkeitzufuhr) rasch genug verändern. Es werden somit hohe Anforderungen sowohl an die Empfängerorgane (Thermostaten, Hygrostaten) als auch an die Kühl-, Heiz- und Befeuchtungsorgane gestellt. Man muss beiden Anforderungen genügen und die regeltechnischen Grössen der zu einem Regelkreis gehörenden Organe sinngemäss aufeinander abstimmen. Man kann nicht, wie das gelegentlich versucht wird, z. B. hochempfindliche Empfänger mit einer träge wirkenden Heiz- bzw. Kühlapparat koppeln.

#### b) Empfängersysteme

Hier sind hauptsächlich elektrische, pneumatische und elektronische Systeme im Gebrauch. Alle sind technisch zu hoher Vollkommenheit entwickelt und in der Praxis gut eingeführt. Die Empfindlichkeit ist bei den elektrischen Empfängern am geringsten, bei den elektronischen am grössten; aber auch die pneumatischen Apparate reagieren sehr fein. Die Empfindlichkeit der elektrischen Apparate genügt überall dort, wo nicht besonders hohe Anforderungen gestellt werden und die massgeblichen Grössen sich nur langsam verändern. Im vorliegenden Fall wird man eines der anderen beiden Systeme bevorzugen, womit auch jegliche Funkenbildung im Operationsraum vermieden ist.

#### c) Kühl-, Heiz- und Befeuchtungsapparate

Betrachten wir z. B. den Regelkreis zum Nachheizen der Zuluft (Bild 6). Er besteht aus dem Thermostaten  $T$ , dem ferngesteuerten Ventil  $M_{13}$ , das die Heizwasserzufuhr steuert, dem Heizelement 13 und dem Luftstrom durch 13. Einer Veränderung der Lufttemperatur im Raum (bei  $T$ ) folgt mit einer geringen, durch das Empfängersystem gegebenen Verzögerung eine entsprechende Veränderung der Heizwasserzufuhr durch  $M_{13}$ . Dadurch verändert sich sinngemäss die an die Luft abgegebene Heizleistung; jedoch läuft dieser Teil des Regelvorganges wegen der Wärmespeicherung in 13 meist verhältnismässig langsam ab. Seine Geschwindigkeit hängt von der Konstruktion und vom Verhältnis der effektiven zur maximalen Heizleistung des betreffenden Lufterhitzers ab. Eine weitere Verzögerung ergibt sich durch den Luftweg, indem die Aenderung der Heizleistung von 13 erst nach einiger Zeit bei  $T$  spürbar wird. Sie lässt sich dadurch verringern, dass man den Lufterhitzer möglichst nahe an die Ausblasöffnungen heranrückt. Infolge dieser Verzögerungen kann  $M_{13}$  überregulieren und trotz hoher Empfindlichkeit von  $T$  unzulässige Temperaturschwankungen im Raum verursachen. Dies lässt sich durch eine Anordnung gemäss Bild 7 vermeiden, bei der der Lufterhitzer 13 in einen Teilluftstrom

eingebaut ist und durch den Thermostaten  $T_{13}$  auf konstante Luftaustrittstemperatur geregelt wird, während der Raumthermostat  $T$  über den Motor  $M_{14}$  die verzögerungsfrei wirkenden Mischklappen 14 steuert. Für die Vorwärmung durch den Lufterhitzer 6 genügt im allgemeinen die einfache Steuerung durch  $T_6$  und  $M_6$ .

Zur Feuchtigkeitsregelung im Sommer wirkt der Raumhygrostat  $H$  (Bild 6) auf das Ventil  $M_7$ , das die Kältemittelzufuhr zum Luftkühler 7 steuert. Wird mit natürlichem oder künstlich gekühltem Wasser von konstanter Temperatur gearbeitet, so dürfte diese einfache Steuerung im allgemeinen den Anforderungen genügen. Vielfach zieht man direkte Verdampfung des Kältemittels vor. Alsdann können folgende Möglichkeiten in Betracht kommen:

α. Man teilt jedem Raum (bzw. jeder Raumgruppe) ein Kompressoraggregat zu, dessen Leistung durch  $H$  verändert oder das einfach durch  $H$  ein- oder ausgeschaltet wird.

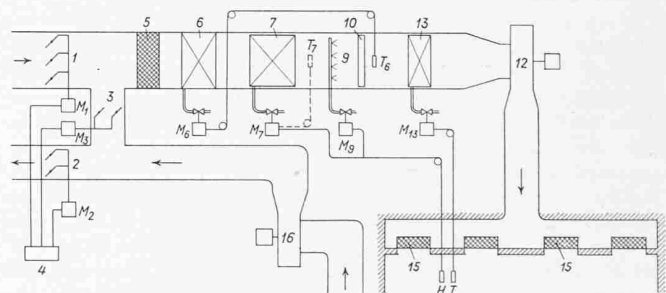


Bild 6. Prinzipielles Regulierschema für bescheidene Anforderungen.

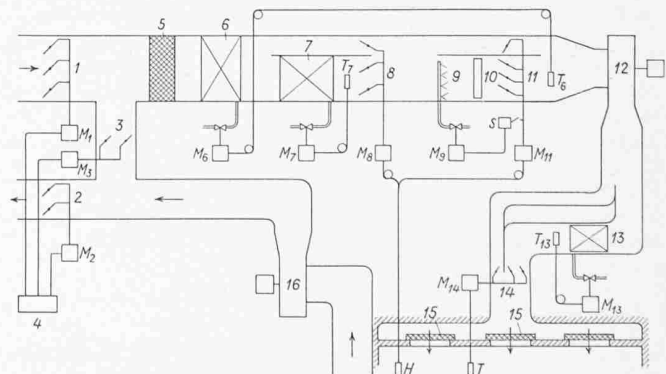


Bild 7. Prinzipielles Regulierschema für höhere Anforderungen.

1 Frischluftansaugklappen; 2 Abluftklappen; 3 Rückluftklappen für Umluftbetrieb;  $M_1, M_2, M_3$  Betätigungsgeräte zu 1, 2, 3; 4 Steuergerät zu  $M_1, M_2, M_3$ ; 5 Vorfilter; 6 Lufterhitzer; 7 Luftkühler;  $M_6, M_7$  ferngesteuerte Regulierventile zu 6 und 7; 8 Mischklappen;  $M_8$  Betätigungsgerät zu 8; 9 Wassererwärmer;  $M_9$  ferngesteuertes Ventil zu 9;  $S$  Schalter zum Steuern von  $M_9$ ; 10 Tropfenabscheider; 11 Mischklappen;  $M_{11}$  Betätigungsgerät zu 11; 12 Frischluftventilator; 13 Lufterhitzer für Nachheizung;  $M_{13}$  ferngesteuertes Ventil zu 13; 14 Mischklappen;  $M_{14}$  Betätigungsgerät zu 14; 15 Feinfilter; 16 Abluftventilator;  $H$  Hygrostat;  $T$  Raumthermostat;  $T_6, T_7, T_{13}$  Kanalthermostaten.

β. Bei gemeinsamem Kompressoraggregat für mehrere Luftkühler regelt man die Kompressorleistung auf konstanten Saugdruck und den Verdampfungsdruck im Luftkühler durch ein gesteuertes Drosselventil in der Saugleitung entweder auf konstante Lufttemperatur nach dem Luftkühler oder auf konstante Raumfeuchtigkeit (durch H).

γ. Bei der unter β beschriebenen Anordnung mit Steuerung der Kältemittelzufuhr zum Luftkühler in Abhängigkeit der Lufttemperatur bei  $T_T$  kann man auch nur einen Teilstrom der Luft in 7 kühlen (Bild 7) und den ungekühlten Rest nachher beimischen. Die Mischklappen 8 werden vom Hygrostaten H geregelt.

Für die Befeuchtungsregelung im Winter wählt man mit Vorteil solche Verfahren, bei denen der volle oder ein Teilluftstrom 100 % gesättigt wird (Bild 7), wenn eine genaue Regelung verlangt wird. Das Ventil  $M_9$  zum Zuteilen des Befeuchtungswassers ist dabei entweder ganz offen oder geschlossen; die Regulierung der Feuchtigkeit muss entweder durch Verändern der Vorheizung bei 6 oder durch Verändern des Mischverhältnisses bei 11 vorgenommen werden, wobei die zweite Art wesentlich genauer ist.

d) *Zusätzliche Regeleinrichtungen.* Der Schutz der Anlage gegen Frostschäden erfordert den dichten Abschluss der Kanäle für Frischluft und Abluft durch die Klappen 1 und 2. Weiter wird man aus wirtschaftlichen Gründen oft einen Umluftbetrieb durch Vorsehen eines Verbindungskanals mit den Klappen 3 ermöglichen. Diese Klappen lassen sich am Steuerapparat 4 so einstellen, dass mit allen gewünschten Mischverhältnissen zwischen Frischluft und Umluft gearbeitet werden kann. Zweckmässig ist eine Sicherheitssteuerung, die bei Abstellen der Ventilatoren die Klappen 1 und 2 schliesst und die Klappe 3 öffnet. In dieser Klappenstellung wird die Anlage wieder in Betrieb gesetzt. Ein Sicherheitsthermostat sorgt dafür, dass die Klappen 1 und 2 sich nur öffnen können, wenn die Lufttemperatur nach 6 wesentlich über  $0^{\circ}$  liegt. Die Klappe 1 kann auch zum Drosseln der Frischluft bei Temperaturen unter  $-5^{\circ}$  verwendet werden.

6. Der Umluftbetrieb

An den fünf Operationstagen soll täglich während zehn Stunden, an den beiden Ruhetagen während 16 Stunden mit Umluft (4700 kg/h) und einem Zusatz von Frischluft (800 kg/h) gearbeitet werden. Da die Räume alsdann unbenutzt sind, fällt weder Wärme noch Wasserdampf an; lediglich der Wärmeaustausch mit der Fensterfront muss kompensiert werden. Dagegen ist die durch den Frischluftzusatz bewirkte Aenderung des Raumzustandes rückgängig zu machen, und es ist der hierfür erforderliche Aufwand an Wärme und an elektrischer Energie zu bestimmen. Mit Rücksicht auf die lange Dauer dieser Betriebsweise lohnt sich eine eingehende Untersuchung. Grundsätzlich bestehen für die Klimatisierung im Sommer drei Möglichkeiten, die kritisch geprüft werden sollen:

a) *Kontinuierlicher Kältebetrieb mit verringerter Leistung*

Durch die Mischung von  $G_R = 4700$  kg/h Rückluft vom Zustand D mit  $G_F = 800$  kg/h Frischluft vom Zustand A (Bild 8) ergeben sich 5500 kg/h Luft vom Zustand M, die im Sommer durch Kühlung auf B entfeuchtet und durch Erwärmen auf  $C_a$  gebracht werden müssen. Die Erwärmung von C nach D entspricht dem Wärmeeinfall durch die Wände. Dieser wächst angenähert proportional mit dem Temperaturgefälle zwischen aussen und innen und wird bei  $32^{\circ}$  Aussen-temperatur für die ganze Anlage zu  $Q_e = 1000$  kcal/h angenommen.

Die im Sommer erforderliche Kälteleistung ist

$$Q_o = (G_R + G_F) (I_M - I_B)$$

wobei  $I_A, I_B, \dots, I_M, \dots$  die Wärmeinhalte bei den Luftzuständen A, B, ... M bedeuten und  $(G_R + G_F) I_M = G_R I_D + G_F I_A$

Die Ausrechnung ergibt

$$(1) Q_o = G_R (I_D - I_B) + G_F (I_A - I_B)$$

Der Wärmebedarf beträgt

$$(2) Q_H = (G_R + G_F) (I_D - I_B) - Q_e$$

Die Beträge für  $Q_o$  und  $Q_H$  sind hier beträchtlich, da stets die ganze Luftmenge  $G_R + G_F$  gekühlt und wieder erwärmt werden muss. Setzt man z. B. die Werte für einen Frischluftzustand von  $28^{\circ} 54 \%$  ein, so erhält man

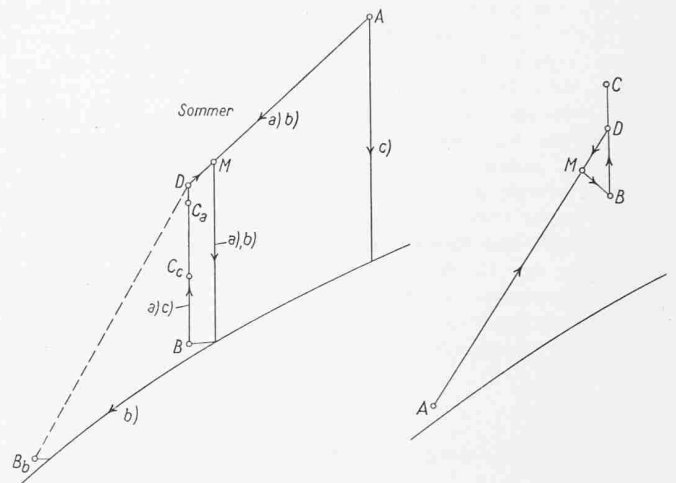


Bild 8. Ix-Diagramm für den Umluftbetrieb im Sommer, a, b, c = Zustandsänderungen bei den verschiedenen Verfahren

Bild 9. Ix-Diagramm für den Umluftbetrieb im Winter

$$Q_o = 4700 (11,5 - 9,3) + 800 (14,7 - 9,3) = 14\ 660 \text{ kcal/h}$$

$$Q_H = 5500 (11,5 - 9,3) - 1000 = 11\ 100 \text{ kcal/h}$$

$$N_{el} = 3,25 \text{ kW}$$

Der angegebene Energiebedarf  $N_{el}$  des Kompressors setzt verlustfreie Leistungsregelung voraus.

b) *Intermittierender Kältebetrieb mit voller Leistung*

Bei dieser Betriebsart wird zwar die Frischluft ebenfalls kontinuierlich zugemischt (Pkt. M); aber die Kälteanlage wird nur zeitweise in Betrieb genommen, jedoch dann mit voller Leistung betrieben. Die Zuluft wird dabei auf  $B_b$  (Bild 8) gekühlt und mischt sich nachher mit der Raumluft vom Zustand D. Naturgemäss ergeben sich hierdurch grössere Schwankungen des Raumklimas, was aber belanglos ist, da die Räume unbenutzt sind. Die stündliche Betriebsdauer Z ergibt sich einerseits aus der Wärmebilanz und andererseits aus der Wasserbilanz.

(3) *Wärmebilanz:*

$$\text{Eingeführtes Wasser} = \text{Wasserentzug durch Kühlung}$$

$$G_F (I_A - I_D) + Q_e = z Q_o$$

*Wasserbilanz:*

$$\text{Einfallende Wärme} = \text{Wärmeabfuhr durch Kühlung}$$

$$G_F (x_A - x_D) = z [G_F (x_A - x_D) + (G_F + G_R) (x_D - x_B)]$$

Die Wasserbilanz ergibt:

$$(4) z = \frac{1}{1 + \frac{G_F + G_R}{G_F} \cdot \frac{x_D - x_B}{x_A - x_D}}$$

Eine dritte Beziehung folgt aus dem Wärmebedarf zur Kühlung des Luftgemisches  $G_F + G_R$  auf den Punkt  $B_b$ , der gleich der gegebenen Kälteleistung der Kühlmaschine sein muss; die entsprechende Gleichung lautet:

$$(5) G_F (I_A - I_D) + (G_F + G_R) (I_D - I_B) = Q_o$$

$Q_o$  hängt dabei von der Verdampfungstemperatur ab, die  $8^{\circ}$  unter der Temperatur  $t_R$  angenommen wird. Die zahlenmässige Auswertung zeigt Tabelle 6 für verschieden warme Tage. Dabei wurde zunächst B so gewählt, dass Gl. (5) erfüllt ist, worauf die Betriebszeiten z nach den Gl. (3) und (4) ermittelt werden konnten. An Operationstagen ist der Wärmeeinfall während 18 h in 10 h Umluftbetrieb abzuführen, an Ruhetagen derjenige während 24 h in 16 h Umluftbetrieb. Das Verhältnis ist nicht stark verschieden, so dass kein Unterschied zwischen Operations- und Ruhetagen gemacht werden muss.

Wie ersichtlich, schwankt die stündliche Betriebszeit der Klimaanlage zwischen rd. 6 und 12 min. Massgebend ist für sie bei Temperaturen unter  $28^{\circ} \text{C}$  die Wasserbilanz (Gl. 4),

darüber die Wärmebilanz (Gl. 3). Der Heizwärmebedarf stellt sich erst unter 28° ein und ist unbedeutend. Wie zu erwarten war, ist der Energiebedarf sehr viel kleiner als im Fall a); bei 28° Aussentemperatur beträgt er nur 1,16 kW oder 36 % desjenigen beim Verfahren nach a).

c) Getrennte Kühlung des Frischluftzusatzes

Die Mischung von Frischluft mit Rückluft bedeutet eine beträchtliche Entropievermehrung, die durch getrennte Kühlung des Frischluftzusatzes verringert werden kann. Dabei ist die Frischluft auf den Punkt B zu kühlen und nachher auf C<sub>c</sub> zu erwärmen, derart, dass der Wärmeeinfall die Erwärmung C<sub>c</sub>D ergibt. Die Durchführung dieses Verfahrens erfordert jedoch einen grösseren apparativen Aufwand, der sich nur bei grossen Anlagen lohnt. In Kühlhäusern wird es vielfach angewendet. Bei der Vergleichstemperatur von 28° beträgt der Kältebedarf für die Frischluftkühlung 4320 kal/h, die Lufttemperatur nach dem Kühler 14° C, der Energiebedarf des Kältekompressor-Motors 0,93 kW und der Wärmebedarf zum Nachheizen 840 kal/h. Der Energiebedarf sinkt damit auf 82 % desjenigen nach dem Verfahren b) und auf 29 % desjenigen nach dem Verfahren a). Allerdings ist hier der selbe gute Kompressorwirkungsgrad vorausgesetzt, wie bei den andern Verfahren, was in Wirklichkeit nur bei grossen Anlagen der Fall ist.

d) Umluftbetrieb im Winter

Die Frischluft vom Zustand A (Bild 9) mischt sich mit der Rückluft vom Zustand D; das Gemisch vom Zustand M wird auf B befeuchtet, dann auf C erwärmt und kühlt sich in den Räumen auf D ab. Die Art der Wärme- und Wasserzufuhr ist hier grundsätzlich ohne Einfluss auf den Betriebsmittelbedarf. Der Wärmebedarf beträgt

$$Q_H = G_F (I_D - I_A) + Q_a$$

Die Zahlenwerte sind in Tabelle 5 angegeben.

7. Jährlicher Betriebsmittelverbrauch und Betriebsmittelkosten

a) Der Tagesverbrauch

Die Zahlen für den Wärme- und Energiebedarf pro Tag sind auf Tabelle 7 für den Sommerbetrieb und auf Tabelle 8

Tabelle 6. Umluftbetrieb im Sommer bei intermittierendem Arbeiten der Kältemaschine

Aussentemperaturen	20°C	24°C	28°C	32°C	36°C
Zustand B φ = 95%					
t °C	7,5	7,8	8,0	8,2	9,2
I kcal/kg	5,6	5,7	5,8	5,9	6,4
x g/kg	6,25	6,35	6,45	6,5	7,0
Kälteleistung des F <sub>12</sub> -Kompressors Q <sub>o</sub> kcal/h	33200	33500	33800	34000	35500
Wärmebedarf nach Gl. (5) Q <sub>u</sub> kcal/h	32500	33300	34000	34500	35800
Wärmeeinfall Q <sub>e</sub> kcal/h	— 600	200	1000	1800	2600
Frischluftabkühlg. kcal/h	— 240	1400	2560	3700	4400
Kältebedarf total kcal/h	— 840	1600	3560	5500	7000
Betriebszeit nach Gl. (3) h	—	0,094	0,120	0,146	0,112
Energiebedarf kW	0,33	0,90	1,16	1,57	1,97
Wärmebedarf Q <sub>H</sub> kcal/h	1970	1550	500	—	—

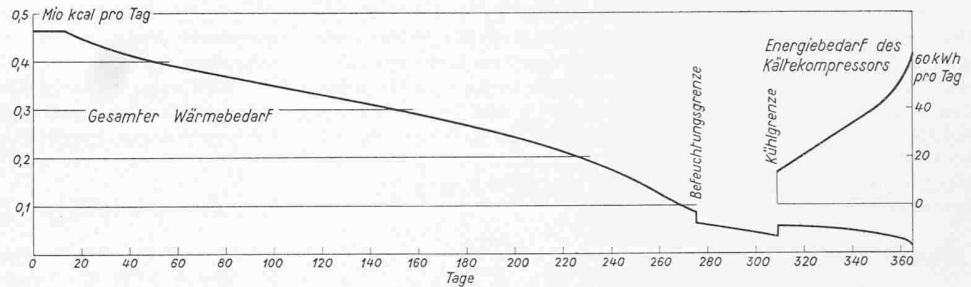


Bild 10. Wärmebedarf und Energiebedarf des Kältekompressors während eines Normaljahres, geordnet nach verschiedenen kalten Tagen

für den Winterbetrieb zusammengestellt. Beim Umluftbetrieb wurde dabei das Verfahren b) gemäss Tabelle 6 zugrunde gelegt. Auf den Tabellen 7 und 8 sind auch die Verbrauchszahlen angegeben, die sich bei ausschliesslichem Frischluftbetrieb ergeben würden.

b) Der Jahresverbrauch

Die Ermittlung stützt sich auf die bekannten Tabellen der Temperaturhäufigkeiten; wir legen unserem Beispiel die Tagzahlen für Zürich zugrunde; sie sind in den Tabellen 7 und 8 angegeben; sie geben die Anzahl Tage an, bei denen im langjährigen Mittel die mittleren Tagestemperaturen unter den angegebenen Temperaturwerten liegen. Beim Sommerbetrieb würden die Mittelwerte ein ungünstiges Bild der Betriebsweise ergeben. Daher wurden höhere Temperaturen angenommen, wie sie sich durch Weglassen der kalten Sommer bei der Mittelwertbestimmung ergeben.

Tabelle 7. Energiebedarf P für den Kältekompressor und Wärmebedarf W für die Klimatisation pro Sommertag

Aussentemperatur	20°C	24°C	28°C	32°C	36°C
Anzahl Tage	318	342	356	363	365

a) Frischluftbetrieb während Operationszeiten, sonst Umluftbetrieb

Operations-	P kWh	25	42,7	55,6	69,7	74,7
tag (O)	W kcal	62700	56500	43000	35000	22000
Ruhe	P kWh	5,3	14,5	18,5	25,0	31,4
tag (R)	W kcal	31500	24800	8000	—	—
Mittel-	P kWh	19,4	34,7	45,0	56,9	62,5
werte	W kcal	53700	45000	32000	25000	16000
[5/7 O + 2/7 R]						

b) ausschliesslicher Frischluftbetrieb (Mittelwerte)

P kWh	46,8	79,0	106,9	134,0	147,5
W kcal	180000	175000	167000	160000	145000

Tabelle 8. Wärmebedarf W in kcal pro Wintertag

Aussentemp.	-5°C	0°C	+5°C	+10°C	+14°C	+16°C
Anzahl Tage	13	51	125	200	250	275

a) Frischluftbetrieb während Operationszeiten, sonst Umluftbetrieb

Operations-	562000	420800	391700	289800	181500	103000
tage (O)						
Ruhetage (R)	217000	193000	156000	116000	68000	32000
5/7 O + 2/7 R	464000	398000	324500	240000	149400	82600

b) ausschliesslicher Frischluftbetrieb (Mittelwerte)

	1165000	1000000	813500	604000	388000	232000
--	---------	---------	--------	--------	--------	--------

Das Jahr teilt sich in 261 Operationstage und 104 Ruhetage auf. Eigentlich sollten die Häufigkeiten für beide Teile getrennt aufgestellt und so die Verbrauchszahlen ermittelt werden. Man kommt zum selben Ergebnis, wenn man für jeden Tag  $\frac{5}{7}$  des Bedarfs bei Operationsbetrieb und  $\frac{2}{7}$  desjenigen bei Ruhebetrieb einsetzt. Die entsprechenden Beträge sind im unteren Teil der Tabellen 7 und 8 angegeben und im Jahresdiagramm Bild 10 über den entsprechenden Tagzahlen aufgetragen.

### c) Die Ergebnisse

Durch Planimetrieren der Flächen unter den Kurven von Bild 10 erhält man die nachstehenden Zahlen für den Jahresverbrauch:

Gesamter Wärmebedarf	86,4 Mio kcal = 100 %
davon für den Winterbetrieb (300 T.)	83,7 Mio kcal = 96,9 %
für den Klimatisationsbetrieb (65 T.)	2,7 Mio kcal = 3,1 %
Gesamter Energiebedarf	12 410 kWh = 100 %
davon für den Ventilatorantrieb	10 600 kWh = 85,4 %
für den Kältekompressorantrieb	1 810 kWh = 14,6 %

Setzt man den Wärmepreis zu 30 Fr./Mio kcal und den Preis für elektrische Energie zu 7 Rp./kWh ein, so ergeben sich folgende Betriebsmittelkosten:

Gesamte Jahreskosten	3460 Fr. = 100 %
davon Wärmekosten im Winterbetrieb	2511 Fr. = 72,6 %
Ventilationskosten im Winterbetrieb	609 Fr. = 17,6 %
Wärmekosten im Sommerbetrieb	81 Fr. = 2,35 %
Ventilationskosten im Sommerbetrieb	132 Fr. = 3,8 %
Energiekosten für Kältekompressor	127 Fr. = 3,65 %

Die mittleren Betriebsmittelkosten pro Tag belaufen sich im Winter auf 10,4 Fr., im Sommer auf 5,2 Fr.

Zum Vergleich wurden auch die Betriebsmittelkosten ermittelt, die sich bei täglich 16 Stunden Frischluftbetrieb ergeben würden, wovon 6 Stunden mit Wärme- und Wasseranfall gemäss Tabelle 1 und 10 Stunden ohne diesen Anfall gerechnet wurden. Die Ergebnisse sind:

Gesamter Wärmebedarf	226,3 Mio kcal
davon an 300 Heiztagen	214,9 Mio kcal
davon an 65 Kühltagen	11,4 Mio kcal
Energiebedarf des Kältekompressors	4 255 kWh
Energiebedarf der Ventilatoren	10 600 kWh
Gesamte Jahreskosten	7828 Fr. = 100 %
davon für Winterbetrieb (300 Tage)	7056 Fr. = 90,1 %
davon für Sommerbetrieb (65 Tage)	772 Fr. = 9,9 %
Mittlere Betriebskosten pro Wintertag	23,5 Fr./Tag
pro Sommertag	11,9 Fr./Tag

### 8. Zusammenfassung der Ergebnisse

a) Die Variante mit Umluftbetrieb ausserhalb der Operationszeiten ergibt im vorliegenden Fall Betriebskosten, die nur 3460 Fr. oder 45 % derjenigen bei ausschliesslichem Frischluftbetrieb betragen. Der Umluftbetrieb sollte daher wenn immer möglich angewendet werden.

b) Die Wärmekosten machen rd.  $\frac{3}{4}$  der gesamten Betriebsmittelkosten aus. Der sehr grosse Wärmebedarf ergibt sich aus der Notwendigkeit, die Frischluft im Winter zu erwärmen und zu befeuchten. Wenn Einsparungen gemacht werden müssen, so sind sie vor allem durch Verringern der Frischluftmenge und der Dauer des Frischluftbetriebs zu erzielen.

c) Die Energiekosten für den Ventilatorantrieb sind ebenfalls beträchtlich. Sie können durch strömungsgünstige Formen der Luftkanäle, geringe Luftwiderstände der Apparate und unter Umständen durch weiteres Einschränken der Betriebszeiten in den Ruhestunden verringert werden.

d) Der Energiebedarf des Kältekompressors ist verhältnismässig klein, sofern der Umluftbetrieb, wie unter 4b beschrieben, geführt wird. Dagegen sind die Erstellungskosten der Kühlanlage beträchtlich. Man wird daher hier eine möglichst einfache Ausführung wählen und auf energiesparende Verfeinerungen verzichten.

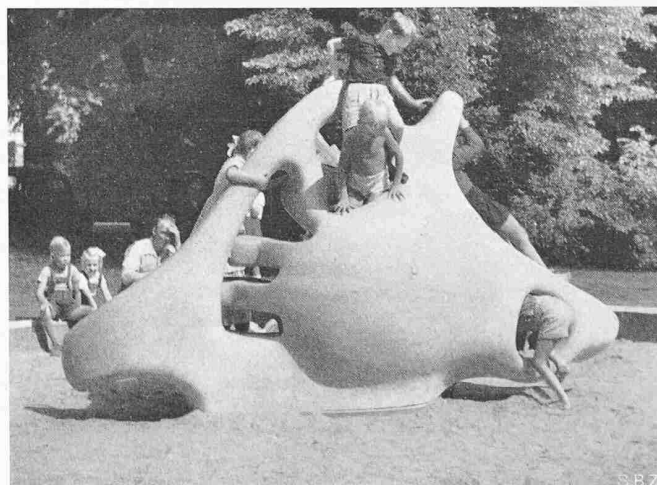
## Kinderspielplätze in Städten

DK 712.21

Ihre Zeilen über «Kinderspielplätze in Städten» (S. 719, Nr. 49 vom 5. 12. 53) haben mich sehr erfreut. Wer Kinder hat, weiss, vor welchen schwierigen Problemen die Eltern stehen, wenn die Kinder «draussen» spielen wollen. Praktisch ist ihnen alles verboten, die Strasse, der Schulplatz, der Sportplatz, die Wiese, der Garten des Hausbesitzers. Nur der Wald ist frei, aber in den meisten Fällen liegt er zu weit, und für Kleinkinder ist der Wald geheimnisvoll, sie können nur in Begleitung von Erwachsenen oder von grösseren Geschwistern dorthin gehen... Wenn Kinder in der Umgebung der Häuser spielen, reklamieren die Nachbarn. Ohne zuerst Rücksprache mit den Eltern zu nehmen, rufen sie oft sofort die Polizei! Auf dem Schulplatz schimpft der Abwart, und spielen die Kinder im Garten des Hauseigentümers, so wird mit der Kündigung gedroht! Dies alles ganz abgesehen von den wirklich ernstesten Gefahren, die den Kindern auf der Strasse drohen, besonders wo die Schulhäuser in der unmittelbaren Nähe von verkehrsreichen Strassen liegen.

Ich war sehr beeindruckt, zu sehen, was die Schweden z. B. in der Grosstadt Stockholm für die Stadtkinder machen. Es gibt nicht nur Spielplätze, sondern zahlreiche Plätze mit grossen Planschbecken, Sportplätze, wo die Schuljugend sich tummeln kann, ohne dass man sie «wegen dem Rasen» hinauswirft, Plätze, wo sie im Winter auf einfachen Brettern schlitteln kann, Kindergärten mit Ueberwachung und Verpflegung, die die arbeitende Mutter jeder Sorge enthebt, usw. Obwohl die sozialen Verhältnisse Schwedens (u. a. erdrückende Steuerlast) verschieden sind von jenen der Schweiz und grössere Ausgaben für Sozialleistungen ermöglichen, wäre es doch höchste Zeit, dass in unseren Grossstädten das Problem der Schaffung von Spiel- und Tummelplätzen für die Jugend energisch angepackt würde, und zwar im Interesse des Allgemeinwohls, der moralischen Hygiene unserer Jugend und nicht etwa als Postulat einer politischen Partei... Es wäre sehr angebracht, beim Entwurf von neuen Schulhäusern gleichzeitig die Einrichtung von Spielplätzen für die Kinder im betreffenden Quartier zu projektieren. Die Millionenkredite für den Bau von Schulhäusern werden von der Bevölkerung mit wachsendem Missbehagen bewilligt. Die gleichzeitige Planung von Freiplätzen für die Schuljugend würde sicher allgemein begrüsst. Ich meinerseits freue mich, dass die SBZ sich für dieses Ziel einsetzt. In der Beilage sende ich Ihnen eine Photo eines lustigen muschelartigen «Gerätes» aus Kunststein für Kleinkinder. Hier bleibt also auch noch Raum für die Gestaltungsphantasie der Architekten!

G. A. Ryhner, Ing.



Gebilde aus Kunststein in Stockholm, Homlegarden. Die Rückseite bildet eine Höhle; rechts eine kleine Rutschbahn (Photo C. G. Rosenberg)