

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 72 (1954)
Heft: 2

Artikel: Zur Berechnung von Baumklimaanlagen
Autor: Ostertag, A.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-61121>

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: 17.02.2026

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

Zur Berechnung von Raumklimaanlagen Von Dipl. Ing. A. OSTERTAG, Zürich

DK 628.8

Ventilations- und Klimaanlagen erfordern verhältnismässig hohe Anlagekosten und ergeben beträchtliche Betriebskosten. Die Festlegung der Hauptgrössen ist daher ebenso sehr eine wirtschaftliche wie eine technische Aufgabe. Sie kann nur dann in befriedigender Weise gelöst werden, wenn die massgebenden Zustandsänderungen hinreichend genau ermittelt, das zweckmässigste Verfahren der Luftbehandlung herausgefunden, die Anlagekosten und die während einer Saison sich ergebenden Betriebsmittelkosten zum voraus festgestellt werden. In der vorliegenden Studie wird an einem konkreten Beispiel gezeigt, wie man dabei vorgehen kann.

1. Problemstellung

Wir wählen als Beispiel eine Operationsabteilung in der chirurgischen Klinik eines grösseren Spitals, bestehend aus zwei Operationssälen, zwei aussenliegenden Waschräumen und einem Arbeitsraum, in dem hauptsächlich Instrumente und Verbandstoffe sterilisiert werden (Bild 1). Diese Räume sollen mit Deckenheizung versehen werden, die im Sommer mit kaltem Wasser betrieben werden kann. Wir nehmen an, diese Einrichtung kompensiere den Wärmeaustausch durch die Innenwände, die Decke und den Fussboden, nicht aber jenen durch die auf der Nordseite liegende Fensterwand.

a) Temperaturen und Feuchtigkeiten

In den Operationsräumen soll die Temperatur im Bereich von 23 bis 26 ° C eingestellt und innerhalb einer Regeltoleranz von $\pm 1^\circ$ automatisch konstant gehalten werden, während für die relative Raumfeuchtigkeit ein Verstellbereich von 55 bis 60 % festgesetzt und eine Regeltoleranz von $\pm 2,5$ % zugelassen wird. Die verhältnismässig niedrige Temperatur von 23 ° wird von Ärzten, Patienten und Pflegepersonal als angenehm empfunden; sie setzt eine genaue Temperaturregelung und vor allem eine sehr gleichmässige Luftverteilung voraus: Die Strömungsgeschwindigkeit der Luft muss überall wesentlich unter 0,2 m/s liegen, und die Temperaturunterschiede innerhalb der Aufenthaltszone dürfen 0,5 ° C nicht überschreiten. Die relative Feuchtigkeit darf auch im Winterbetrieb nicht unter 50 % hinabsinken, damit die elektrische Leitfähigkeit noch ausreicht, um das Auftreten von örtlichen statischen Ladungen zu verhindern. In den Waschräumen und im Sterilisationsraum werden um einige Grade höhere oder tiefere Temperaturen in Kauf genommen.

b) Luftführung

Die günstigsten Bedingungen müssen in der Umgebung des Operationstisches herrschen. Die bei Narkosen verwendeten Dämpfe sind explosibel und schwerer als Luft. Meist treten nur verhältnismässig kleine Mengen aus (Narkosen mit Masken); gelegentlich können aber auch grössere Verluste vorkommen (offene Narkosen). Das Gas muss möglichst direkt abgesogen werden. Hierfür bringt man in den Wänden wenig über dem Boden Absaugöffnungen an, durch die etwa ein Drittel der dem Operationsraum zugeteilten Zuluft als Abluft wegströmt. Die übrigen zwei Drittel fliessen in die Nebenräume, hauptsächlich in den Sterilisationsraum ab, sofern diese Räume dauernd mit den Operationsräumen verbunden sind. Durch diese Luftführung wird verhindert, dass Luft aus den Nebenräumen in die Operationsräume gelangt; weiter

dient die überströmende Luft zusammen mit der diesen Räumen zugeteilten Zuluft, um die dort anfallenden Wärmemengen abzuführen, die im Sterilisationsraum beträchtlich sind. Man ordnet dort die Abluft-Absaugöffnungen möglichst über den Sterilisatoren an, so dass deren Wärmeanfall mit der Abluft auf direktem Weg weggeht. Elektrische Schalt- und Steuerorgane, in denen Funken auftreten, sind in den Räumen nicht zulässig.

c) Wärme- und Wasseranfall

Hierüber orientiert Tabelle 1. Die dort angegebenen Zahlen gelten für die Operationszeiten, d. h. an fünf Wochentagen während rund fünf Stunden. In den Zwischenzeiten ist nur der Wärmeaustausch durch die Fensterwand zu berücksichtigen. Als dann sind grössere Abweichungen der Temperatur und Feuchtigkeit von den Sollwerten zulässig. Diese dürfen so gross sein, dass der Uebergang zum genaueren «Operationsbetrieb» mit Rücksicht auf Notfälle in etwa 15 Minuten möglich ist. Für den Wärmeanfall im Winter wurden minimale Werte eingesetzt, um denjenigen Wärmebedarf zu erhalten, der der Dimensionierung der Lufterhitzer zugrunde zu legen ist.

2. Gesichtspunkte für die Ausführung

a) Die Zuluftmengen

Grosse Zuluftmengen ergeben einerseits gutes Raumklima mit geringen Zustands-Unterschieden zwischen ein- und austretender Luft. Andererseits besteht die Gefahr von Zugerscheinungen sowie von Staubaufwirbelungen, und es laufen grosse Betriebsmittelkosten auf. Erfahrungsgemäss ergeben sich für Operationsräume im allgemeinen günstige Verhältnisse, wenn die stündliche Frischluftzuteilung gleich dem zehn- bis zwölffachen Raumvolumen gewählt wird. Man muss sich aber in jedem Fall über den Zustand Rechenschaft geben, in dem die Zuluft in den Raum eingeführt werden muss, damit auch bei extremen Verhältnissen das geforderte Raumklima eingehalten werden kann. Tabelle 2 gibt die für das gewählte Beispiel angenommenen Zuluftmengen und die Luftzustände im Operationsraum und im Zuluftkanal.

b) Einführung der Zuluft

Um die geforderte Ausgeglichenheit des Raumklimas zu erhalten, müssen sich Zuluft und Raumluft oberhalb der Aufenthaltszone bereits gut durchmischt haben. Dazu verteilt man mit Vorteil die Austrittöffnungen über einen grossen

Tabelle 1. Wärme- und Wasseranfall in den einzelnen Räumen

	Operation	Waschraum	Sterilisation
<i>Personen</i>			
Anzahl max./min.	15/8	—	2/1
Wärmeabgabe kcal/h	1650/900	—	200/100
Wasserabgabe kg/h	0,75/0,4	—	0,1/0,05
<i>App.-Anschluss-Werte</i>			
Kocher kW	1,5	—	23
Sterilisator kW	—	—	10
Wärmeanfall			
max./min. kcal/h	500/300	200/200	3000/2000
Wasserabgabe kg/h	0,25	0,20	0,6
<i>Wände</i>			
Wärmeeinfall			
bei + 32° kcal/h	300	100	150
Wärmeabfluss			
bei — 5° kcal/h	1200	400	600
ges. Wärmeanfall			
bei + 32° kcal/h	+ 2450	+ 300	+ 3350
bei — 5° kcal/h	0	— 200	+ 1500
ges. Wasseranfall kg/h	1,0/0,65	0,2	0,7/0,65

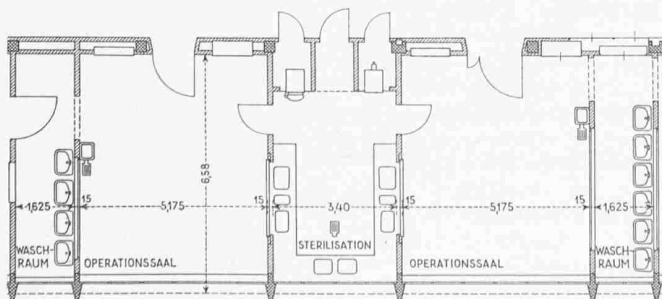


Bild 1. Grundriss der beiden Operationseinheiten, auf die sich die Untersuchung bezieht, 1:200.

geringen Frischluftmenge arbeiten. Die reine Frischlüftung erfordert keine zusätzlichen Einrichtungen und im Betrieb keine Eingriffe. Insbesondere können Rückluftkanäle vermieden und die Abluftventilatoren an beliebigem Ort aufgestellt werden. Dank dieser Vorteile wird sie gelegentlich bevorzugt. Dies darf man aber nur tun, wenn man sich über die Betriebsmittelkosten im klaren ist. In der nachfolgenden Berechnung werden beide Möglichkeiten untersucht.

d) Klimaeinheiten

Bei grösseren Kliniken mit mehreren Operationsräumen stellt sich die Frage, ob jeder Operationsraum mit den zugehörigen Nebenräumen eine eigene Klimaanlage erhalten soll, oder ob eine Zusammenlegung vorzuziehen sei. Es stehen hier betriebstechnische Forderungen und wirtschaftliche Überlegungen einander gegenüber. Im Betrieb ist je eine Klimaanlage pro Operationsraum vorteilhaft. Diese Lösung ermöglicht eine individuelle Anpassung des Raumklimas und ergibt Betriebsmittelsparnisse, indem jeder Operationsraum nur so lange mit Frischluft betrieben werden muss, als in ihm operiert wird. Sie verursacht jedoch höhere Anlagekosten und erfordert mehr Raum für die Anlagen und die Luftkanäle. Für unser Beispiel wählen wir eine Klimaanlage für beide Räume in der Annahme, dass mindestens zwei solcher Raumgruppen vorhanden seien.

Eine ähnliche Entscheidung ist in bezug auf die Kälteanlagen zu treffen: Man kann jeder Klimaapparatur ein Kältemaschinenaggregat zuteilen und gewinnt dadurch den Vorteil einer individuellen Anpassung der Verdampfungstemperatur an die jeweiligen Luftzustände. Man kann aber auch die Kälteerzeugung zusammenfassen. Man erhält dadurch grössere Kompressoren, die mit besserem Wirkungsgrad arbeiten und spart an Anlagekosten. Möglicherweise lässt sich die Kälteanlage im Winter als Wärmepumpe für die Frischluftheizung betreiben. Es lohnt sich, diese Möglichkeit zu prüfen.

e) Grenzzustände

Um die klimatechnischen Apparaturen nicht übermässig gross dimensionieren zu müssen, ist es nötig, gewisse Grenzzustände der Aussenluft festzusetzen, bis zu denen die volle Luftmenge behandelt und die geforderten Luftzustände im Raum eingehalten werden sollen. Diese Grenzzustände hängen vom Ortsklima und von den Anforderungen ab. Im schweizerischen Mittelland wird man im Sommer mit 32° 45 % und im Winter mit -5° 80 % rechnen dürfen. Man muss sich dabei

aber zugleich Rechenschaft geben, was für klimatische Bedingungen sich bei extremen Aussenzuständen einstellen werden.

3. Der Sommerbetrieb

Die Berechnung dieser Grössen wird heute allgemein mit Hilfe der von Prof. Dr. R. Mollier, Dresden, aufgestellten Ix-Tafel für feuchte Luft¹⁾ durchgeführt.

a) Die Zustandsänderungen in den Räumen

Bild 2 zeigt das prinzipielle Ix-Diagramm für den Sommerbetrieb. Wir gehen vom gewünschten Luftzustand *D* im Operationsraum aus, wie er in Tabelle 2 festgelegt ist. Der Wärmeanfall ergibt die Enthalpiezunahme $\Delta I = 2450/1400 = 1,75$ kcal/kg und der Wasseranfall die Feuchtigkeitszunahme $\Delta x = 1000/1400 = 0,7$ g/kg. Trägt man diese Grössen im negativen Sinn auf, so erhält man den Punkt *C*, der den erforderlichen Zuluftzustand bezeichnet.

Man begegnet gelegentlich der Meinung, bei sehr gleichmässiger Verteilung der Zuluftöffnungen über die Decke und entsprechender Anordnung der Abluftöffnungen an den Wänden wenig über dem Boden lasse sich im Raum eine quasi-laminare Luftströmung von oben nach unten erreichen, so dass in der Aufenthaltszone mit einem mittleren Zustand gerechnet werden könne. Würde dies zutreffen, so käme man mit dem durch den Punkt *C** dargestellten Zuluft-Zustand aus, der wesentlich über *C* liegt, also eine geringere Kühlung der Frischluft erfordern würde. Die Luft würde dann im Zustand *D** den Raum verlassen. In Wirklichkeit erzeugen aber die Wärmeabstrahlung und die Bewegung der Rauminsassen sowie die Temperaturunterschiede infolge Wärmeaustausch mit den Wänden, namentlich den Fenstern, stark turbulente Strömungen. Ausserdem bildet man, wie bereits erwähnt, die Zuluft-Austrittsöffnungen so aus, dass sich die Zuluft mit möglichst viel Raumluft innerhalb einer schmalen Zone vermischt, um in der Aufenthaltszone gut ausgeglichene Zustände zu erhalten. Aus diesen Gründen ist es im allgemeinen angezeigt, als massgebenden mittleren Raumzustand den Punkt *D* anzunehmen, der zugleich auch den Zustand am Austritt darstellt.

Der Zustandspunkt *C* ist auch für die Zuluft des Waschraumes gültig; von ihm aus erhält man durch Hinzufügen von ΔI und Δx den Raumzustand *D_w* (Bild 2, Tabelle 2). Im Sterilisationsraum mischen sich 800 m³/h Zuluft vom Zustand *C* mit 800 m³/h Luft aus dem Operationsraum vom Zustand *D*, was den Punkt *C_s* ergibt. Wärme- und Wasseranfall werden von 1600 m³/h Luft aufgenommen und bewirken den Zustand *D_s* im Raum und am Austritt. Diese Zustandsänderungen sind in Bild 3 massstäblich eingezeichnet.

b) Grundsätzliche Erwägungen zur Behandlung der Frischluft

Vom Zustand *A* der Aussenluft (Bild 2) kann man auf zwei Wegen den Zuluftzustand *C* erreichen: Entweder man kühlt die gesamte Frischluftmenge auf *B_g* und erwärmt sie nachher auf *C*; oder man kühlt einen Teil der Frischluft auf *B_o* und mischt sie mit unbehandelter Frischluft vom Zustand *A*, was zu *B_m* führt; durch eine geringe Nachwärmung gelangt man dann zu *C* (Mischverfahren). Bei beiden Verfahren lässt sich die Abkühlung grundsätzlich 2-stufig durchführen, wobei die erste Stufe in einem Wärmeaustauscher im Gegenstrom mit der gekühlten Luft vollzogen wird. Man wird in jedem einzelnen Fall prüfen müssen, welches Verfahren sich am besten eignet. Hierbei sind nicht nur die Zustandsänderungen bei der Nennleistung der Apparatur, sondern auch jene unter mittleren Betriebsbedingungen in Betracht zu ziehen. Zu den einzelnen Verfahren ist folgendes zu bemerken:

Das Mischverfahren erweist sich gegenüber dem ersten Verfahren wirtschaftlich überlegen, wenn der Wasserentzug verhältnismässig klein und die gewünschten relativen Feuchtigkeiten niedrig sind. Um die Verhältnisse abzuklären, wurde die Trocknung von 5500 kg/h Luft von 32° 45 %, das eine Mal auf einen Wassergehalt von $x = 11$ g/kg, ein zweites Mal auf $x = 9$ g/kg für verschiedene Mischverhältnisse, also verschiedene Lufttemperaturen nach dem Kühler (*B_g*) untersucht. Bild 4 zeigt den Verlauf der massgebenden Grössen in Abhängigkeit des durch den Kühler strömenden Luftgewichtes *G_t*.

¹⁾ s. Z. VDI 1923, S. 869; ferner: Das Ix-Diagramm für Dampf-Luftgemische. Von Richard Mollier in: Festschrift Prof. Dr. A. Stodola zum 70. Geburtstag, Zürich 1929, Orell Füssli, S. 438. — H. Richter, Leitfaden der technischen Wärmelehre, Berlin 1950, J. Springer. — K. Nesselmann, Die Grundlagen der angewandten Thermodynamik, Berlin/Göttingen/Heidelberg 1950, J. Springer. — Kältemaschinenregeln, 4. Aufl., Karlsruhe 1950, C. F. Müller.

Tabelle 4 a. Zustandsgrössen der Luft bei Sommerbetrieb

Bereich der Aussentemperatur	Punkt	<i>t</i> °C	φ %	<i>I</i> kcal/kg	<i>x</i> g/kg
20 bis 32° C	<i>B_g</i>	13,3	95,0	8,7	9,2
	<i>C</i>	17,5	72,5	9,75	9,2
36° C, 38 %	<i>B_{g1}</i>	14,8	95,0	9,7	10,2
	<i>C₁</i>	17,5	80,0	10,35	10,2
	<i>D₁</i>	23,0	60,0	12,1	10,9
Kühlgrenze 19°, 77 %	<i>C₆</i>	19	77	11,1	10,9
	<i>D₆</i>	24,5	59	12,5	11,6
Frischluftbetrieb an Ruhetagen	<i>B_{go}</i>	14,3	95	9,4	9,9
	<i>B_{go'}</i>	14,7	95	9,7	10,2

Tabelle 4 b. Hauptdaten der Kühlanlage

Temperaturbereich	°C	20 bis 32	36
Arbeitstemperaturen	°C	+5 / +35 / +30	+6,5 / +35 / +30
Spez. Kälteleistg.	kcal/m ³	628,6	661,1
Hubvolumen	m ³ /h	81	81
Kälteleistung <i>Q₀</i>	kcal/h	40800	43000
adiabat. Energiebed.	PS	7,8	7,9
Energiebed. a. d. Kl.	kW	9,0	9,2
[$\eta_{ad} = 0,75$; $\eta_{mot} = 0,85$]			

Energiebedarf des Zuluftventilators ($\Delta p = 50$ mm WS) 1,1 kW
des Abluftventilators ($\Delta p = 30$ mm WS) 0,7 kW, total 1,8 kW

Bei der Trocknung auf 11 g/kg weisen die für die Anlage- und Betriebskosten massgebenden Grössen V_h und N_{el} ein ausgesprochenes Minimum auf, das ziemlich genau bei der halben Luftmenge ($5500/2 = 2750$ kg/h) liegt. Bei noch kleinerem Mischverhältnis steigen diese Grössen rasch an. Es hat also keinen Sinn, unter $G_l/2$ hinabzugehen, obwohl dabei die nötige Kälteleistung noch abnehmen würde. Ob man bis $G_l/2$ gehen darf, hängt von der Temperatur t_m ab, die bei den getroffenen Annahmen bereits bei $21,2^\circ$ liegt und bei den in Tabelle 2 für den Operationsraum angegebenen Werten für ΔI_R und Δx_R einen Raumzustand von $26,5^\circ$ 53 % ergeben würde. Sofern dies zulässig ist, erreicht man mit dem Mischverfahren gegenüber dem ersten Verfahren mit Behandlung der vollen Luftmenge eine Verringerung des Hubvolumens von 63 auf 55 m³/h, also auf 87 %, und des Energiebedarfs von 7,9 auf 6,5 kW, also auf 82 %. Bei stärkerer Trocknung ($x = 9,0$ g/kg, gestrichelte Linien) ist die durch das Mischverfahren erzielbare Ersparnis an V_h und N_{el} durchaus unbedeutend. Als weiteres Ergebnis dieser Untersuchung sei auf die bedeutende Vergrösserung von V_h (auf das 1,32fache) und von N_{el} (auf das 1,85fache) hingewiesen, die die Senkung der Feuchtigkeit von 11 auf 9 gr/kg erfordert. Diese Senkung bedeutet somit eine bedeutende Verschärfung der Anforderungen, die grössere Anlage- und Betriebskosten nach sich zieht.

Bei der Entscheidung, welches Verfahren anzuwenden sei, sind folgende Momente zu berücksichtigen: Erstens wird der Anwendungsbereich des Mischverfahrens durch die Lage des Punktes A eingeschränkt. Dieser Punkt muss, wie aus Bild 2 ersichtlich ist, unterhalb der Geraden B_0CA liegen, damit zur Temperaturregelung noch ein Spielraum ($B_m C$) verfügbar bleibt. Herrschen im Hochsommer vorwiegend niedrige relative Feuchtigkeiten, so ergibt das Mischverfahren nur dort Vorteile, wo der Punkt C verhältnismässig hoch liegt. Zweitens wird man eine zu starke Abkühlung der Frischluft und damit die Gefahr der Reifbildung am Luftkühler möglichst vermeiden, da das alsdann nötige Abtauen Betriebsunterbrüche und zusätzliche Einrichtungen erfordert. Eine Lufttemperatur bei Kühleraustritt von 6° dürfte das Minimum darstellen, das bei Beachtung der Reguliermarge und ohne übermässige Dimensionierung des Kühlers noch zugelassen werden kann. Hier ist auf den Umstand hinzuweisen, dass bei den üblichen Luftkühlern die Luft nicht gesättigt ($\varphi = 100\%$) austritt, weil nicht alle Luftteilchen bis zum Schluss mit den Kühlflächen in unmittelbare Berührung kommen. In den Berechnungen wurde $\varphi = 95\%$ angenommen. Drittens wird sich ein Luftkühler für eine kleine Luftmenge und eine starke Abkühlung bei gleicher Kälteleistung trotz etwas kleinerer Oberfläche wegen den vielen Umlenkbogen im Kältemittelsystem eher teurer stellen als ein solcher für die Kühlung der vollen Luftmenge nach dem ersten Verfahren. Er weist auch einen grösseren Luftwiderstand auf, dessen Ueberwindung einen grösseren Energiebedarf nötig macht. Dieser Mehraufwand fällt bei den jährlichen Betriebskosten, wie später gezeigt wird, verhältnismässig stark ins Gewicht. Viertens spielt die Art der Regelung der Kälteleistung eine wichtige Rolle. Man kann die Kälteleistung beeinflussen durch Verändern der zugeführten Kältemittelmenge, durch Verändern der Verdampfungstemperatur (Drosselung in der Saugleitung) oder durch Verändern des Mischverhältnisses der gekühlten zur ungekühlten Luftmenge bei gleichzeitiger Regelung der Kältemittelzufuhr auf konstante Lufttemperatur nach dem Luftkühler. Ich werde auf diese letztgenannte Regulierart später zurückkommen.

Der Vollständigkeit halber sei hier noch auf die Möglichkeit einer Vorkühlung mit kaltem Wasser hingewiesen, sofern solches Wasser in genügender Menge verfügbar ist. Man kann hierdurch die Leistung der Kälteanlage verringern und so an Anlage- und Betriebsmittelkosten sparen. Man wird das Kühlwasser meistens nachher zur Kondensation des

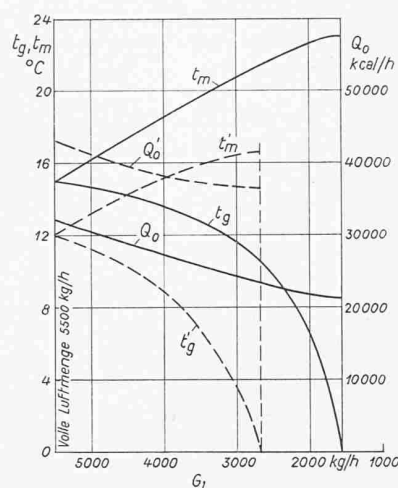


Bild 4a (links). Erforderliche Kälteleistung Q_0 , Temperatur nach dem Luftkühler t_g und Mischtemperatur t_m .

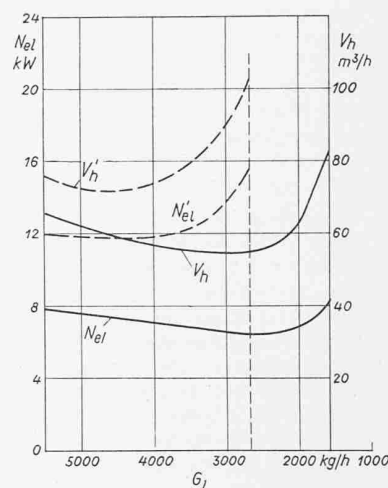


Bild 4b (rechts). Hubvolumen des Kältekompressors für Freon F_{12} bei 30° vor dem Regulierventil und ($t_g - 10^\circ$) Verdampfungstemperatur sowie Energiebedarf N_{el} an den Klemmen des Kompressormotors bei 35° Verflüssigungstemperatur (rückgekühltes Wasser), 75 % höchstem Kompressorwirkungsgrad und 85 % Motorwirkungsgrad.

Bilder 4a und 4b. Frischluftbehandlung nach dem Mischverfahren. Charakteristische Grössen in Abhängigkeit des Luftgewichtes G_l , das durch den Kühler strömt. Die ausgezogenen Kurven gelten für eine Kühlung auf $x = 11$ gr/kg, die gestrichelten für eine solche auf 9 gr/kg. Anfangszustand 32° 45 %; gesamte Luftmenge 5500 kg/h.

Kältemittels verwenden. Die wachsenden Schwierigkeiten in der Trinkwasserversorgung grosser Städte und die Notwendigkeit der Abwasserreinigung erschweren in zunehmendem Masse die Trinkwasserverwendung für Kühlzwecke, so dass man vielerorts auf eine solche Vorkühlung verzichten muss. Die rechnerische Behandlung dieses Falles ist einfach; auf sie wird hier nicht eingegangen.

c) Die Durchführung der Berechnung

Diese muss für die verschiedenen im Betriebsbereich vorkommenden Frischluftzustände vorgenommen werden, damit man sich über die Betriebsweise im ganzen Bereich im klaren ist und zugleich die Grundlagen zur Berechnung der Betriebskosten erhält. Wir wählen das erste Verfahren ohne Wärmeaustauscher und erhalten zu den in Tabelle 3 angegebenen Aussenluftzuständen aus dem Ix-Diagramm, Bild 3, die zur Kühlung von 5500 kg/h Luft auf dem Punkt B_g erforderlichen Kälteleistungen, die dabei stattfindende Wasserausscheidung, den Energiebedarf des Kältekompressors, gemessen an den Motorklemmen und die zur Heizung von B_g auf C erforderliche Wärme Q_H . Bei der letztgenannten Grösse wurde die Veränderung des Wärmeeinfalls Q_e durch die Fensterfront in Abhängigkeit der Aussenstemperatur berücksichtigt. Der obere Teil der Tabelle 3 bezieht sich auf den normalen Frischluftbetrieb während den Operationszeiten. Im unteren Teil der Tabelle 3 sind die selben Grössen für den Frischluftbetrieb in den Ruhestunden angegeben, wobei die Frischluft auf B_g' (Bild 3) gekühlt und nachher auf C' erwärmt wird. Tabelle 4 gibt die charakteristischen Zahlenwerte der der Berechnung zugrundegelegten Luftzustände sowie die Hauptdaten der zur Klimatisierung erforderlichen Kälteanlage. Der Umluftbetrieb wird später behandelt.

Eine besondere Untersuchung erfordert die Abklärung der Verhältnisse bei den Grenzzuständen A_1 und $A_6 = C_6$. Bei Aussenstemperaturen über 32° C wird voraussetzungsgemäss die Leistung der Kühlmaschine voll ausgenutzt. Mit steigender Temperatur wandert der Punkt B_g längs $\varphi = 95\%$ nach rechts oben. Dementsprechend steigt auch die Verdampfungstemperatur, und die Kälteleistung wächst. Für 36° ergab die Berechnung die auf Tabelle 4a angegebenen Luftzustände, während die Wärmeeinsätze aus Tabelle 3, letzte Rubrik, ersichtlich sind. Im Operationsraum bleibt die Luft auf 23° bei 64 % Feuchtigkeit (Punkt D_1). Setzt man die Kühlgrenze zu 19° 77 % (Punkt C_6) fest, so erhält man im Operationsraum $24,5^\circ$ und 59 % als ungünstigsten Zustand (Punkt D_6).

4. Der Winterbetrieb

a) Die Zustandsänderungen in den Räumen

Hierüber orientieren Bild 5 und Tabelle 2. Als massgebenden Luftzustand im Operationsraum werden 25°, 55 % (Punkt D) festgesetzt.

b) Die Behandlung der Frischluft

Hier kommen verschiedene Methoden in Frage, von denen die folgenden genannt seien:

α . Man heizt die kalte Frischluft auf einen Zustand B_c (in Bild 5 ausgehend von A_4) und setzt dann die nötige Wassermenge in fein verteilter Form zu, wodurch sich die Luft längs $I = \text{konst.}$ abkühlt, bis der Punkt C erreicht ist. Bei -5° , 80 % (Punkt A_1) liegt B_c bei 48° ; die Temperatur ist also sehr hoch. Man regelt die Einspritzwassermenge nach der Raumfeuchtigkeit und die Heizung nach der Raumtemperatur. Dieses Verfahren ist einfach, genügt aber nur mässigen Anforderungen an die Regelgenauigkeit.

β . Man berieselt die Frischluft mit warmem Wasser in grossem Ueberfluss und erreicht so den Punkt B_0 (Bild 5), von dem eine Nachwärmung auf C führt. Das Wasser wird mit einer Pumpe umgewälzt; in den Kreislauf ist ein Durchlauferhitzer eingebaut, dessen Wärmezufuhr man in Abhängigkeit der Raumfeuchtigkeit steuert. Im vorliegenden Fall beträgt die Umlaufwassermenge rd. 3,5 m³/h, die Wassererwärmung bei -5° Aussentemperatur 15° C und die erforderliche Heizleistung 53 000 kcal/h. Die Nachwärmung von B_0 nach C regelt man nach der Raumtemperatur.

γ . Man heizt die Frischluft bis B_m und bläst Dampf ein. Man kann B_m so hoch wählen, dass man entweder direkt C erreicht oder dass man auf B_0 kommt und C durch Nachwärmen gewinnt. Die zweite Methode dürfte eine genauere Regelung ermöglichen. Für 5500 kg/h Aussenluft von -5° , 80 % sind 46 kg/h Satttdampf von 2 ata nötig. Die Zustandsänderung $B_m C$ bzw. $B_{m0} B_0$ verläuft fast genau längs $t = \text{konst.}$

δ . Man heizt die Frischluft auf die Temperatur B (B_1 bzw. B_2 usw.), befeuchtet einen Teil bis zur vollen Sättigung (Punkt B_s) und gewinnt durch Beimischen des nicht befeuchteten Luftteils den Punkt B_g . Bei diesem Verfahren regelt man die Vorwärmung AB auf konstante Sättigungstemperatur des befeuchteten Teils (B_s), das Mischverhältnis nach der Raumfeuchtigkeit und die Nachwärmung $B_g C$ nach der Raumtemperatur.

Die Wahl des zweckmässigsten Verfahrens hängt ausser vom apparativen Aufwand und seinen Kosten von den hygienischen Anforderungen und von der Qualität des Wassers ab. So wird z. B. das Verfahren β nur bei einwandfreiem oder entsprechend behandeltem Wasser angewendet werden dürfen. Auch das Verfahren γ stellt an den Verdampfungsapparat gewisse Anforderungen, um ohne allzu häufige Reinigungen geruchsfreie Luft zu erhalten. Weiter sind für die Wahl die Anforderungen an die Genauigkeit der Regulierung von Einfluss.

c) Durchführung der Berechnung

Diese ist einfach. Ihr wird das Verfahren δ zugrunde gelegt und für B_g 18°, 80 % angenommen. Tabelle 5 zeigt die massgebenden Werte.

Um bei strenger Kälte (-20° 80 %) mit der selben Heizleistung Q_{H1} auszukommen wie bei -5° , müssen die gesamte Frischluftmenge von 5500 auf 4100 kg/h und diejenige für den Operationssaal von 1400 auf 1050 kg/h gedrosselt werden. Die Wärmeabstrahlung durch die Fensterwand wächst im Operationssaal von 1200 auf rd. 1800 kcal/h; unter sonst gleichen Annahmen bezüglich Wärmeeinfall ergibt sich eine Enthalpieänderung um rd. 0,6 kcal/kg. Um wiederum 25°, 55 % im Raum zu erhalten, muss die Zuluft im Zustand C_k , d. h. mit 29° eingeführt werden, was noch sehr wohl zulässig ist.

Eine Heizgrenze wie bei Heizanlagen gibt es hier nicht; die Nachheizung bleibt auch im Sommer im Betrieb. Dagegen ist eine Befeuchtungsgrenze festzusetzen. Sie sei hier 16° 80 % (Punkt A_6). Wird bei diesem Zustand noch befeuchtet, so muss zunächst auf B_6 erwärmt, dann ein Teil auf B_s befeuchtet werden, worauf die Mischung B_g ergibt und die Nachwärmung C_6 . Wird nicht mehr befeuchtet, so gelangt man von A_6 durch Nachwärmen auf C_6' , und durch Hinzufügen des Wärmeeinfalls ($\Delta I_R = 0,6$ kcal/kg) und des Wassereinfalls ($\Delta X_R =$

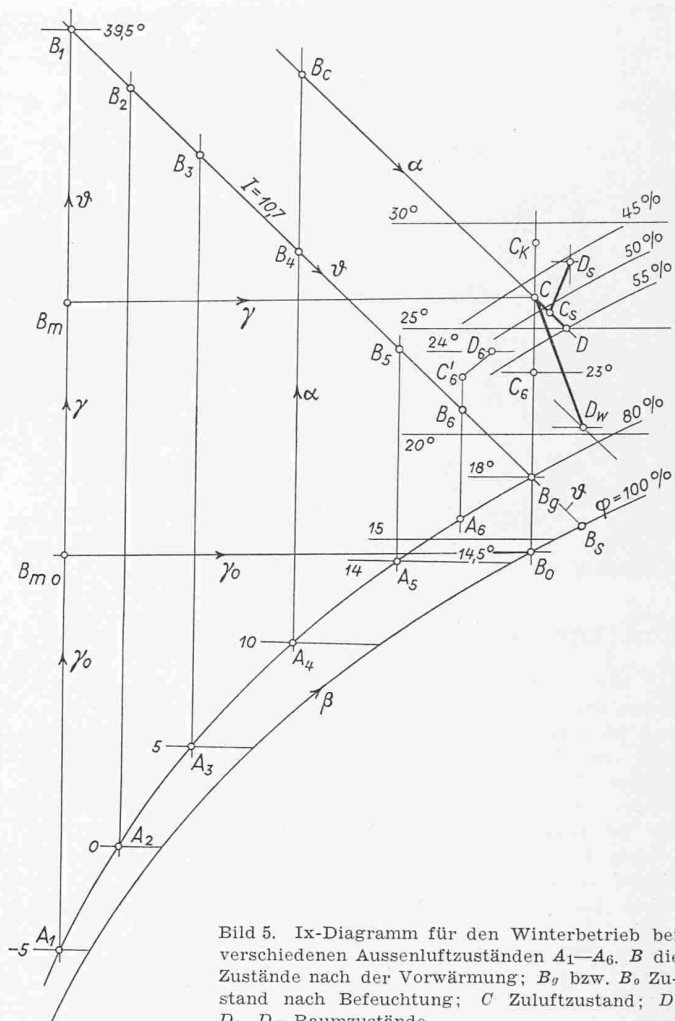


Bild 5. Ix-Diagramm für den Winterbetrieb bei verschiedenen Aussenluftzuständen A_1 — A_6 . B die Zustände nach der Vorwärmung; B_g bzw. B_0 Zustand nach Befeuchtung; C Zuluftzustand; D, D_s , $D_{s'}$ Raumzustände.

Tabelle 5. Wärmeumsätze im Winter für 5500 kg/h Luft

Frisch- t °C ¹⁾	-5	0	+5	+10	+14	+16
luft- I kcal/kg	0	1,85	3,85	6,15	8,2	9,4
Zustand x g/kg	2,0	3,1	4,4	6,2	8,1	9,25

a) Frischluftbehandlung während des Operationsbetriebs

Zuluft- t °C	26,5	26,5	26,5	26,5	25	23
Zustand φ %	48	48	48	48	52	59
(Pkt. C) I kcal/kg	12,75	12,75	12,75	12,75	12,4	11,9
ΔI_1 kcal/kg	10,7	8,85	6,85	4,55	2,5	1,3
ΔI_{tot} kcal/kg	12,75	10,90	8,90	6,60	4,2	2,5
Q_{H1} kcal/h	59000	48600	37700	25000	13700	7200
$Q_{H tot}$ kcal/h	70000	60000	49000	36300	23200	13800

b) Umluftbehandlung in Ruhestunden

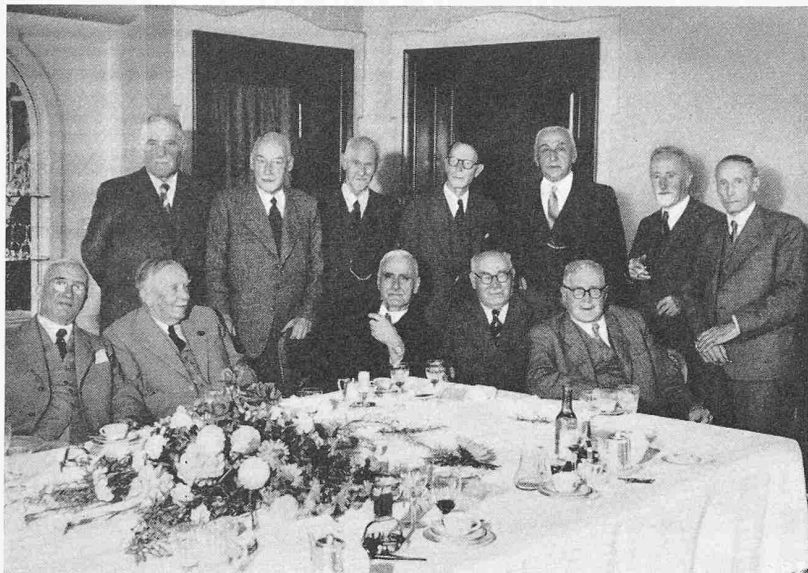
Frischluft-Erwärmg. Q_H kcal/h	10200	8740	7130	5280	2800	1000
Wärmeabfluss ²⁾ Q_a kcal/h	4000	3340	2640	2000	1450	1000
Wärmebedarf Q_{tot} kcal/h	14200	12080	9770	7280	4250	2000

c) Frischluftbehandlung in Ruhestunden

Frischluft-Erwärmg. Q_H kcal/h	70000	60000	49000	36300	23200	13800
Wärmeabfluss Q_a kcal/h	4000	3300	2600	2000	1500	1000
Wärmebedarf Q_{tot} kcal/h	74000	63300	51600	38300	24700	14800

¹⁾ $\varphi = 80\%$

²⁾ umgerechnet für 10 Betriebsstunden und 8 Ruhestunden



0,5 gr/kg) nach D_6 , welcher Zustand im Operationsraum (24°C , 52 %) durchaus zugelassen werden kann.

Im mittleren Teil der Tabelle 5 sind die Wärmemengen angegeben, die bei Umluftbetrieb (4700 kg/h Rückluft vom Zustand D und 800 kg/h Frischluft vom Zustand A) zum Aufwärmen der Frischluft und zum Kompensieren der Wärmeverluste durch die Wände aufzuwenden sind (s. Abschnitt 6 d). Weiter findet man dort die entsprechenden Zahlen für vollen Frischluftbetrieb in Ruhestunden, die um den fehlenden Wärmeeinfall im Rauminnern grösser sind, als die Werte $Q_{H \text{ tot}}$ bei Operationsbetrieb.

Schluss folgt

Treffen der Polykameraden des Ingenieurkurses 1898 bis 1902, am 15. September 1953 in Zürich. Von links nach rechts, stehend: A. Bringolf, A. Reber, K. Keller, O. H. Ammann, L. von Moos, E. Fischer, J. Crastan; sitzend: K. Kirchhofer, O. Bucher, J. Büchi, B. Terner, R. Walther.

Brücken- und Hallenbauten der Ingenieure Ammann & Whitney, New York

DK 624.2/624.9

Der erfolgreiche Schweizer Ingenieur Othmar H. Ammann, der heute auf eine 51jährige abwechslungsreiche Tätigkeit im Bauwesen zurückblicken kann, diplomierte im Jahre 1902 am Eidg. Polytechnikum, verliess darauf bald seine Heimat und lebt seit 1904 in den Vereinigten Staaten, wo er vorerst als Stahlbauer, später aber auch in anderen Zweigen der Baukunst Hervorragendes geleistet hat. Unsere Leser wissen über viele seiner grösseren Werke¹⁾ Bescheid auf Grund seiner eigenen Beschreibungen. Aber auch als Gutachter hat Ammann massgebenden Einfluss auf den amerikanischen Brückenbau ausgeübt; wir erinnern beispielsweise an die berühmte Hängebrücke in San Francisco, die Golden Gate Bridge. Im Jahre 1930 verlieh die ETH ihrem grossen Schüler den Doctor honoris causa, welchem später weitere Ehrungen amerikanischer Hochschulen folgten. 1946 hat ihn

die GEP in Lugano zu ihrem Ehrenmitglied gemacht, am 27. Sept. 1953 ist ihm in Locarno die Ehrenmitgliedschaft des S. I. A. und im Oktober 1953 jene der American Society of Civil Engineers verliehen worden. Ungefähr zur gleichen Zeit wurde obenstehende Photo aufgenommen, die den Gefeierten im Kreise seiner Kurskameraden zeigt. Wenn wir uns fragen, wie wir seiner am würdigsten gedenken könnten, so gehen wir wohl nicht fehl, wenn wir unseren Lesern einige der neuesten Bauwerke vor Augen stellen, die aus dem Bureau der Consulting Engineers Ammann & Whitney hervorgegangen sind. Gewiss sind wir uns klar, dass zu den endgültigen Lösungen jeweils mehrere Geister das ihre beigetragen haben, aber ebenso gewiss ist es, dass Ammanns Beitrag nicht der kleinste war.

Eine Hauptverkehrsader der ostamerikanischen Wirtschaft ist der *New Jersey Turnpike*, welcher New York mit Wilmington an der Delaware Bay verbindet und die Stadt Philadelphia als Zwischenstation aufweist. Diese vierspurige Autobahn überschreitet unter anderen kurz nacheinander zwei schiffbare Flüsse westlich von New York, den *Passaic River* und den *Hackensack River*. Die Entfernung zwischen den bei-

¹⁾ Battery-Brooklyn-Bridge, Entwurf, SBZ Bd. 114, S. 134 (1939). Goethalsbrücke, SBZ Bd. 95, S. 285 (1930) und Bd. 97, S. 304 (1931). Hell Gate-Brücke, SBZ Bd. 66, S. 181 (1915) und Bd. 70, S. 51 (1917). George Washington-Brücke, SBZ Bd. 95, S. 310 (1930). Kill van Kull-Brücke, SBZ Bd. 95, S. 286 (1930). Bronx-Whitestone-Brücke, SBZ Bd. 115, S. 3 (1940). Lincoln-Tunnel unter dem Hudson, SBZ Bd. 111, S. 251 (1938).

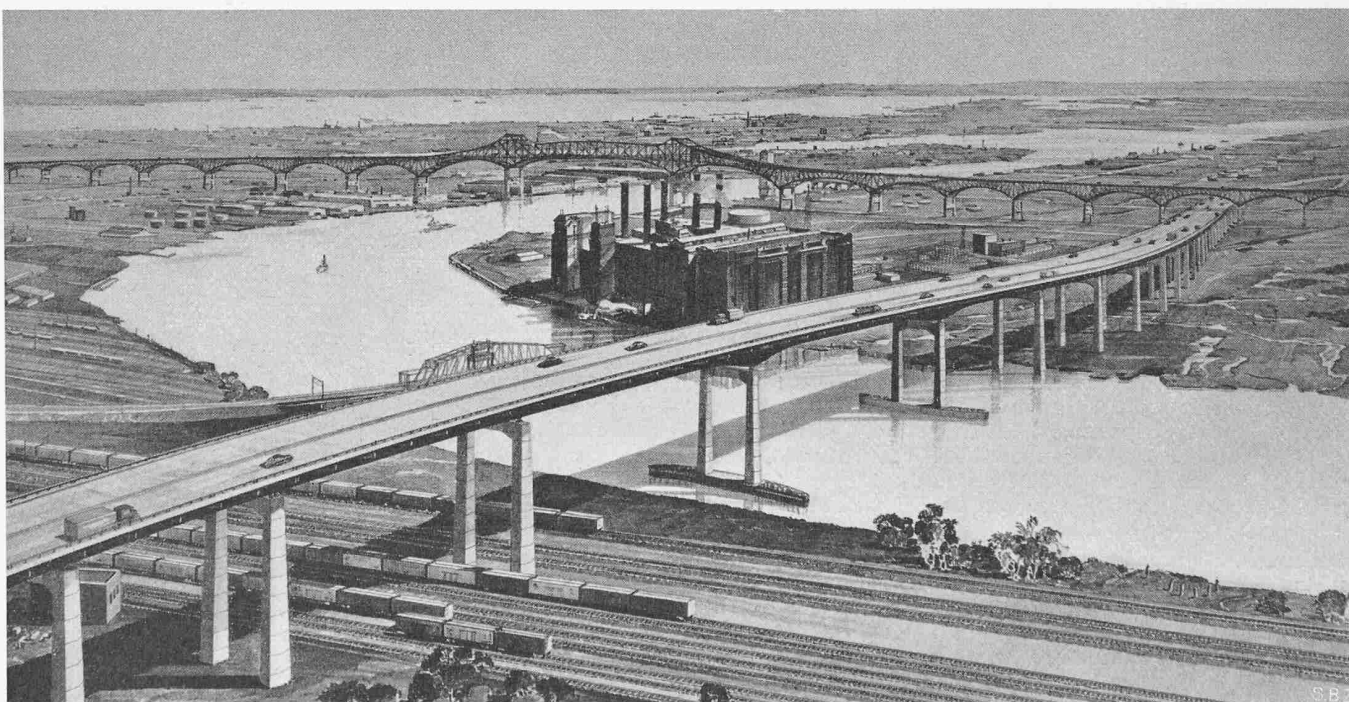


Bild 1. Brücke des New Jersey Turnpike (1951 erbaut) über den Passaic River; im Hintergrund der Pulaski Skyway (1926 erbaut)