

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 75 (1957)
Heft: 31

Artikel: Zur Frage der Kaltlagerung von Obst
Autor: Ostertag, A.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-63396>

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: 02.04.2026

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

Eine wichtige, das Raumklima bestimmende Grösse ist die Luftbewegung. Damit sich der Austausch von Wärme, Gas und Wasser vollziehen kann, müssen die einzelnen Früchte mit Luft umspült sein. Um dies zu erreichen und tote Zonen zu vermeiden, bedarf es einer gewissen Luftumwälzung. Diese wird auch durch die Kälteleistung und durch wirtschaftliche Rücksichten beeinflusst. Es erscheint zweckmässig, den Umluftventilator mittels einer Schaltuhr so zu steuern, dass er täglich während mehreren gleichmässig verteilten Zeitabschnitten, insgesamt mindestens etwa 12 Stunden, im Betrieb steht, sofern ihm nicht die Kältemaschine eine längere Betriebszeit aufzwingt.

Die Lagerung erstreckt sich in der Regel von Ende Oktober bis Ende April. In dieser Zeit liegen die Temperaturen und Feuchtigkeiten der Aussenluft teils über und teils unter denen der Raumluft. Will man diese unveränderlich halten, so muss teils gekühlt, teils geheizt werden, wobei ausser dem Wärmeaustausch mit der Umgebung durch die Raummhüllung und für die Frischluftaufbereitung auch der Wärmeeinfall aus dem Rauminnern (Gärwärme, Ventilator, Abtauen, Beleuchtung, Bedienung) zu berücksichtigen sind. Mit der Kühlung wird die Raumluft stets auch getrocknet. Die Wasserausscheidung ist bei warmem Wetter grösser als der Wasseranfall aus dem Lagergut, so dass alsdann die Luft zusätzlich befeuchtet werden muss. Bei kaltem Wetter verlangt das Ausscheiden des Wasseranfalls entweder den Betrieb der Kühlanlage oder das Trocknen mit kalter Frischluft. In beiden Fällen ergibt sich ein Wärmemangel, der durch Heizung auszugleichen ist. Es liegt also nicht nur eine reine Kühlaufgabe, sondern ein eigentliches Klimatisierungsproblem vor, das durch Einrichtungen für Kühlung, Heizung, Befeuchtung, Umwälzung, Verteilung der Raumluft sowie Zuteilung von Frischluft mit selbsttätiger Regelung von Temperatur und Feuchtigkeit der Raumluft und der täglichen Betriebszeiten des Ventilators zu lösen ist. Ferner muss beim Einbau der Isolierung der Umstand berücksichtigt werden, dass die Feuchtigkeit teils von aussen durch die Isolierung nach innen, teils von innen nach aussen wandert.

Neben Temperatur, Feuchtigkeit und Umluftmenge ist als vierte Grösse die Frischluftmenge zu nennen. Man wählt sie möglichst klein, um einerseits den Aufwand für die Einrichtungen (Kanäle, Klappen, Filter) und für die Betriebsmittel zum Angleichen ihres Zustandes an den der Raumluft klein zu halten und andererseits das Eindringen von Verunreinigungen zu vermeiden sowie zugleich eine gewisse, wenn auch nur schwache CO₂-Anreicherung zu erzielen. Immerhin darf aus folgenden praktischen Gründen eine untere Grenze nicht unterschritten werden: Der Raum ist unter leichtem Ueberdruck zu halten, um das Eindringen unbehandelter Aussenluft auf unkontrollierbaren Wegen zu verhindern. Der Frischluftzusatz muss die dabei auftretenden Undichtheitsverluste decken. Verwendet man zum Absaugen der Frischluft den Umluftventilator, was wegen der Einfachheit meist vorteilhaft ist, so lässt sich das Mischverhältnis nicht beliebig verringern. Diese Erwägungen ergeben meist Frischluftmengen, die wesentlich grösser sind als diejenigen, die den biologischen Bedürfnissen genügen würden.

Die Betriebsweise wird durch die verlangte hohe Luftfeuchtigkeit und das Bedürfnis nach verhältnismässig starker Luftumwälzung beeinflusst. Beide Forderungen schränken die Möglichkeit einer Anpassung des Verhältnisses der Luftabkühlung (Enthalpieverringern) zur Wasserausscheidung an die wechselnden Betriebsbedingungen stark ein. Wie aus dem *I*x-Diagramm, Bild 1, ersichtlich, kann man die Kühlung der Raumluft, deren Zustand sich von *R* (Raum) durch Vermischen von wenig Frischluft nach *M* verschiebt, in zwei Abschnitte *MT* und *TB* unterteilen, von denen nur der zweite mit Wasserentzug (Δx) verbunden ist. Bei warmem Wetter soll Δx klein sein; dazu sollte *TB* gegenüber *MT* klein sein. Da aber wegen hoher Raumfeuchtigkeit *MT* schon klein ist, muss man die Aenderung des Wärmehaltes (Enthalpieänderung) ΔI klein, also eine im Verhältnis zur erforderlichen Kälteleistung grosse Luftmenge wählen. Umgekehrt soll bei kaltem Wetter, da hauptsächlich Wasser auszuschleiden ist, Δx gross sein, was nur durch Verringern der Luftmenge zu erreichen ist. Dem stehen aber die vorerwähnten Gründe entgegen. Man könnte zwar durch besondere Schaltungen bei gleichbleibender Umluftmenge dem Luftkühler eine kleinere Luftmenge zuteilen und so eine gewisse Anpassung erzwingen. Solche Einrichtungen mit den zugehörigen Regelorganen dürften sich im allgemeinen kaum bezahlt machen.

Um die Luftmengen nicht allzu gross wählen zu müssen, sind der Wärmeeinfall durch gute Isolierung tunlichst klein zu halten und grosse Betriebszeiten der Kältemaschine, also eine knappe Kälteleistung vorzusehen. Immerhin muss diese dem erhöhten Bedarf bei warmem Wetter und während der Einlagerungsperiode genügen. Man könnte an eine Leistungsabstufung, etwa durch Antrieb mit polumschalbarem Motor denken. Es fragt sich aber, ob sich die damit verbundenen Mehraufwendungen rechtfertigen.

Bei kaltem Wetter ist es möglich, die nötige Kühl- und Trocknungswirkung ohne den Betrieb der Kältemaschine, lediglich durch Zumischen von Frischluft zur Rückluft zu erzielen. Durch Vergrössern des Mischverhältnisses Frischluft: Umluft wandert der Zustandspunkt *M* (Bild 1b) auf der Geraden *RA* in der Richtung nach *A* und erreicht schliesslich *M'* senkrecht über *B*. Es bedarf jetzt nur noch einer mässigen Erwärmung, um nach *D* zu gelangen. Man erzielt auf diese Weise die selbe Wirkung wie mit künstlicher Kühlung, nur mit geringerem Aufwand. Allerdings muss dazu die Temperatur- bzw. Feuchtigkeitsregelung auf die Luftklappen umgeschaltet werden, die das Mischungsverhältnis beeinflussen, und die Organe für die Frischluftzufuhr (Filter, Klappen, Kanäle usw.) müssen der grösseren Luftmenge angepasst sein.

3. Annahmen über den zu untersuchenden Kühlraum

Den Berechnungen wird ein gut isolierter Kühlraum von 25 x 16 = 400 m² Grundfläche und 3,5 m l. Höhe (1400 m³ Inhalt) zugrunde gelegt, der während der Lagerdauer, d. h. vom 1. November bis 30. April, also während 181 Tagen auf 4° C zu halten ist. Eingelagert werden pro m² Nutzgrundfläche (320 m²) 4.8 Harassen zu je 20 kg netto (23 kg brutto), also insgesamt 200 t, die pro Tag im Mittel 70 000

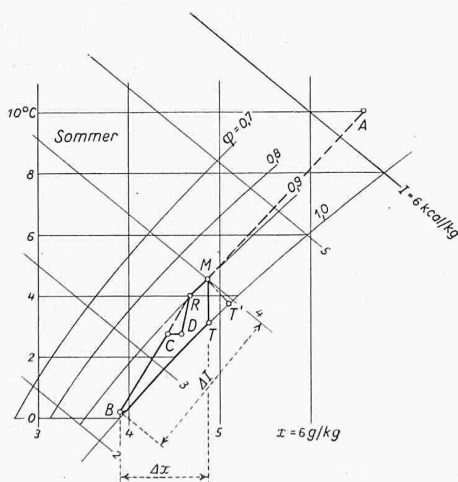


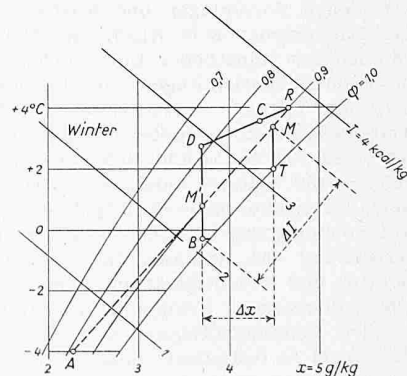
Bild 1 a (links). Aussenluft 10 °C; 80%
 MB Kühlung (ΔI) und Trocknung (Δx) am Luftkühler

BC Mischung mit Raumluft nach den Ausblaseöffnungen
 CD Befeuchten mit Dampf
 DR Wärme- und Wasseraufnahme im Raum

Bild 1 b (rechts). Aussenluft -4° C, 82 %
 MB Kühlung (ΔI) und Trocknung (Δx) am Luftkühler

BD Erwärmung im Luftheizer
 DC Mischung mit Raumluft nach den Ausblaseöffnungen
 CR Wärme- und Wasseraufnahme im Raum
 M' Mischungspunkt beim Trocknen mit Frischluft vom Zustand A

Bild 1. Zustandsänderungen der Raumluft im *I*x-Diagramm. Die Buchstaben bezeichnen die Zustände an folgenden Stellen:



R im Raum
 A im Freien
 M in der Mischkammer (vor Luftkühler)
 T Taupunkt
 C nach Mischung mit Raumluft beim Ausblasen in den Raum
 D nach künstl. Befeuchtung bzw. Erwärmung

kcal und 30 kg CO₂ abgeben. Ein Ventilator hält eine rd. siebenfache Luftumwälzung (10 000 m³/h bzw. 12 000 kg/h) aufrecht, verbraucht dazu 1,1 kW an den Klemmen und gibt 1000 kcal/h an den Raum ab. Seine tägliche Betriebszeit sei gleich der der Kältemaschine, unterschreite aber nie 12 Stunden. Mit der Rückluft sauge er stets 500 kg/h Frischluft ($\frac{1}{24}$ der Umluftmenge) ab.

Hinsichtlich der Raumfeuchtigkeit werden drei Betriebsweisen untersucht, deren Hauptdaten in Tabelle 1 zusammengestellt sind. Die Zahlen für die Wasserabgabe des Lagergutes von 6,8 bzw. 5.0 bzw. 3.25 % in sechs Monaten entsprechen Mittelwerten und Feststellungen im praktischen Betrieb.

Die Einlagerung werde während 14 Tagen vorgenommen, wobei das Obst im Mittel 16° C; 70 % und der Raum zu Beginn der Kühlung ebenfalls 16° C aufweisen sollen. In der selben Zeit müssen Obst und Raum auf +4° C gekühlt werden.

Die mit direkter Verdampfung im Luftkühler arbeitende Kältemaschine leiste bei den Kältemitteltemperaturen —5; +30; +25° C 15 000 kcal/h. Sie verbraucht dabei 5,0 kW an den Motorklemmen sowie 1,2 m³/h Kühlwasser von 12° C. Der Raum werde über einem anderen Kühlraum von 4° C angeordnet, so dass kein Wärmeaustausch durch den Boden stattfindet. Decke und Wände gehen ins Freie.

4. Die Durchführung der Berechnung

Die Zustandsänderungen, die die Luft auf ihrem Kreislauf durch Kühler, Erhitzer, Befeuchter und Raum erfährt, sind für zwei Aussentemperaturen (+10° C und —4° C) aus den Bildern 1a und 1b ersichtlich. Diese mussten der Deutlichkeit wegen etwas verzerrt gezeichnet werden. Da die Zustandsänderungen klein sind, wurden die einzelnen Zustandswerte durch Rechnung bestimmt. Dieses Verfahren ist umständlich. Um es zu vereinfachen, kann man zur Bestimmung der Wärme- und Wasserumsätze zunächst nur die Zustandsänderungen der Umluft verfolgen, ohne die Beimischung von Frischluft zu berücksichtigen. Die entsprechenden Zahlen sind für die drei Betriebsarten in Tabelle 1 angegeben. Davon getrennt werden die Wärmeumsätze für das Angleichen der Frischluft an den Raumluftzustand berechnet, die je nach dem Wetter positiv oder negativ ausfallen (s. Rubrik «Frischluft» in Tabelle 2). Bei Aussentemperaturen über +4° C wird die Frischluft mit der Kühlung auch entfeuchtet; bei kälterem Wetter ist dagegen ihre absolute Feuchtigkeit geringer als die der Raumluft; sie vermag also eine gewisse Wassermenge aus dem Lagergut aufzunehmen (s. Rubrik: Trocknung durch Frischluft in Tabellen 2, 3 und 4). Diese vereinfachte Berechnungsart gibt allerdings keinen Aufschluss über die tatsächlichen Lufttemperaturen vor und nach dem Kühler sowie über die entsprechenden Temperaturen des verdampfenden Kältemittels. Um hierüber Klarheit zu schaffen, wurde die genaue Rechnung für die Betriebsart 4°;90 % durchgeführt und festgestellt, dass bei Aussentemperaturen von —4, bzw. —8, bzw. —12° C die Lufttemperaturen nach dem Kühler nur um 0,35; 0,50 und 0,65° C tiefer liegen als nach der einfachen Rechnung, weshalb der Einfluss auf die Verdampfungstemperatur und die Kälteleistung bei den gewählten kleinen Frischluftmengen vernachlässigt werden kann.

Die Wärme- und Wasserumsätze sowie die erforderlichen Zahlen für Kälte-Erzeugung, Heizung und Befeuchtung sind für die drei Betriebsarten auf den Tabellen 2, 3 und 4 für verschiedene kalte Tage zusammengestellt. Die geringen Unterschiede zwischen den entsprechenden Zahlen für den Wärmeanfall rühren lediglich vom verschiedenen Wärmeinhalt der Raumluft her, an den die Frischluft anzugleichen ist.

Die Isolierung der Decke und der Wände hat den Wärmeanfall während der Betriebszeit abzumildern. Da die heissen Monate Mai bis September ausfallen, kann ihre Stärke mässig gehalten werden, was wegen den Kosten sehr erwünscht ist. Andererseits ist geringer Wärmeeinfall wegen der verlangten hohen Feuchtigkeit anzustreben. Man muss auch hier die wirtschaftlich günstigste Stärke suchen. Sie sei so festgelegt, dass bei 24° C Aussentemperatur, also bei 20° C Temperaturunterschied zwischen aussen und innen, 6 kcal/m²h einfallen. Dieser Einfall verändert sich verhältnismässig mit dem Tem-

Tabelle 1. Luftzustände und Wasserausscheidung am Kühler sowie Wasseranfall

Betriebsart		I	II	III
Zustand der Raumluft	Temperatur	° C +4	+4	+4
	rel. Feuchtigkeit	% 90	92	95
	Wärmeinhalt	kcal/kg 3,76	3,82	3,92
Luftzustand nach Kühler	abs. Feuchtigkeit	g/kg 4,68	4,78	4,95
	Temperatur	° C 0,55	+0,65	+0,90
	rel. Feuchtigkeit	% 98,3	98,5	98,5
Wasserausscheidung	Wärmeinhalt	kcal/kg 2,51	2,57	2,67
	abs. Feuchtigkeit	g/kg 3,99	4,04	4,10
	kg/h	8,28	8,90	10,20
Wasserabgabe des Lagergutes	pro Tag	kg 75	55	36
	in 181 Tagen	kg 13 600	10 000	6500
	in % der Belegung	% 6,8	5,0	3,25

peraturunterschied und kehrt sich bei Aussentemperaturen unter +4° C in ein Wärmeabströmen um.

Zum Heizen kann dem Kühler ein Luftherhitzer nachgeschaltet werden, der an ein bestehendes Dampf- oder Heisswassernetz anzuschliessen und mit selbsttätiger Regelung zu versehen ist. Es sind lediglich Vorkehrungen zum Schutz gegen Einfrieren bei Stillstand und zum Abschirmen der Wärmeabstrahlung an den Kühler zu treffen.

Das Befeuchten der Raumluft bietet bei niedrigen Temperaturen und hohen Feuchtigkeiten gewisse Schwierigkeiten. Zerstäubungsdüsen, denen das Wasser unter Druck zugeführt wird, erweisen sich wenig wirksam und gefährden das benachbarte Lagergut durch Benetzen. Zudem erschweren sie die selbsttätige Regelung, da beim Zerstäuben von Wasser die Raumtemperatur sinkt und sich so Temperatur- und Feuchtigkeitsregelung gegenseitig stören (Zustandsänderung längs $I = \text{konst.}$). Diesem Uebelstand wird bei Klimaanlage durch Anwendung nasser Luftkühlung mit Taupunktregelung erfolgreich begegnet. Bei Kaltlagerräumen lässt sich eine Berieselung kaum anwenden, weil nasse Luftkühler bei Verwendung von Wasser zu wenig tief kühlen. Berieselung mit Sole verursacht Umtriebe und ist kostspielig, da die Sole von Zeit zu Zeit nachkonzentriert und bei Verschmutzung erneuert werden muss. Zudem ist die Luft bei Berieseleraustritt kaum feuchter als nach einem trockenen Kühler.

Gelegentlich wird eine Befeuchtung dadurch erzielt, dass man die Kältemaschine stillsetzt, während der Ventilator die Umluft durch das Kühlelement fördert. Da diese +2 bis +4° C aufweist, bringt sie den Reif zum Schmelzen und nimmt dabei Feuchtigkeit auf. In unserem Fall kommt diese Wirkung kaum zustande, weil die Luft, wie aus Bild 1a ersichtlich, sich ausgehend vom Punkt M zunächst mit Feuchtigkeit sättigt bis sie T' erreicht hat, nachher aber sich wieder längs $\varphi = 1$ unter Feuchtigkeitsabgabe abkühlt. Da die Reifoberfläche 0° C aufweist, verläuft diese Abkühlung meist über T hinaus, also unter Feuchtigkeitsabgabe, so dass die Luft mit geringerem absolutem Wassergehalt in den Raum austritt, als sie von ihm abgesogen wurde.

Am aussichtsreichsten ist das direkte Einblasen von Dampf. Dieses verursacht keine Temperaturänderung und stört daher die Temperaturregelung nicht (Zustandsänderung CD , Bild 1a, längs $t = \text{konst.}$). Die Mischung mit der Raumluft lässt sich bei richtiger Ausbildung und Anordnung der Ausblaseöffnungen ohne Schwierigkeiten durchführen, und es ist keine nachteilige Beeinflussung des Lagergutes zu befürchten. Jedoch sind zwei Forderungen zu erfüllen: Das Speisewasser ist von Kesselsteinbildnern zu befreien, und der Dampf muss völlig geruchfrei sein. Gut bewährt haben sich kleine, elektrisch geheizte Niederdruck-Dampfkessel mit selbsttätiger Druckregelung. Die Verteilleitungen im Kühlraum sind zu isolieren und womöglich so zu verlegen, dass das Kondensat nach dem Abstellen ausfliesst. Für die vorliegenden Berechnungen wird ein Wirkungsgrad der ganzen Einrichtung von 61,5 % angenommen, so dass pro kg Dampf 1,2 kWh aufzuwenden sind.

Während der Einlagerungsperiode sind zusätzlich Raum und Einführen abzukühlen, wofür sich folgender täglicher Kältebedarf ergibt: Lagergut (16° C) 158 000 kcal, Harasse (16° C) 17 000 kcal, Beton an Wänden, Decke und Boden (16°) 15 000 kcal, die Hälfte der Korkisolierung 5000 kcal, Inneneinrichtungen 5000 kcal, insgesamt 200 000 kcal. Für die

Tabelle 2. Wärme- und Wasserumsätze an verschiedenen kalten Tagen bei Betriebsweise I

Zustand der Aussenluft	24; 45	20; 50	16; 60	12; 70	8; 80	+4; 80	+2; 80	0; 80	-4; 80	-8; 80	-12; 80	+12; 70 ¹⁾
Decke und Wände	100 000	80 000	60 000	40 000	20 000	0	-10 000	-20 000	-40 000	-60 000	-80 000	40 000
Lagergut	70 000	70 000	70 000	70 000	70 000	+70 000	+70 000	+70 000	+70 000	+70 000	+70 000	230 000
Ventilator	17 500	14 000	12 000	12 000	12 000	+12 000	+12 000	+12 000	+12 000	+12 000	+12 000	22 500
Frischlufft	64 500	39 000	25 500	17 500	8 500	-1 900	-6 800	-11 200	-20 500	-28 500	-35 700	33 500
Abtauen	4 500	4 500	4 000	4 000	4 000	-3 500	+3 500	+3 500	+3 500	+3 500	+3 500	5 000
Beleuchtung, Bedienung	2 500	2 500	2 500	2 500	2 000	+2 000	+2 000	+2 000	+2 000	+2 000	+2 000	8 000
Total	259 000	210 000	174 000	146 000	117 000	+85 000	+70 700	+56 300	+27 000	-1 000	-28 200	338 000
Trocknung der Frischluft			3,2			9,4	7,1	9,4	14,9	18,4	21,5	
Betriebszeit der Kältemaschine	17,20	14,0	11,60	9,75	9,05	8,67	8,2	7,92	7,26	6,84	6,47	22,5
Wasserausscheidung	143	116	96	80,8	75	71,8	67,9	65,6	60,1	56,6	53,5	186,5
erf. Befuchtung	68	41	21	5,8								149
Kälteerzeugung	259 000	210 000	174 000	146 000	136 000	130 000	123 000	118 000	109 000	102 700	97 000	338 000
erf. Heizung					19 000	44 400	52 300	62 500	82 000	103 700	125 200	

Tabelle 3 und 4. Wärme- und Wasserumsätze an verschiedenen kalten Tagen bei Betriebsweisen II und III

Zustand der Aussenluft	24; 45	20; 50	16; 60	12; 70	8; 80	+4; 80	+2; 80	0; 80	-4; 80	-8; 80	-12; 80	+12; 70 ¹⁾
Totaler Wärmeanfall	256 000	209 000	173 000	145 500	116 000	85 200	70 300	56 000	26 500	1500	28 500	337 000
Trocknung der Frischluft						3,8	7,7	10,0	15,5	19,1	22,1	
Betriebszeit der Kältemaschine	17,1	13,95	11,5	9,73	7,8	5,68	5,32	5,06	4,44	4,03	3,70	22,45
Wasserausscheidung	151	124	103	86,5	69,4	51,0	47,3	45,0	39,5	35,9	32,9	200,0
erf. Befuchtung	96	69	48	31,5	14,4							172,0
Kälteerzeugung	256 000	209 000	173 000	145 500	116 000	85 200	80 000	75 800	66 500	60 500	55 500	337 000
erf. Heizung							9 700	19 800	40 000	62 000	84 000	
Totaler Wärmeanfall	254 000	208 000	172 000	145 000	115 000	84 700	69 700	55 500	25 900	2 000	30 000	336 500
Trocknung der Frischluft						4,8	8,7	11,0	16,5	20,1	23,1	
Betriebszeit der Kältemaschine	16,9	13,9	11,5	9,7	7,7	5,65	4,64	3,7	1,93	1,56	1,26	22,4
Wasserausscheidung	172,5	142	117	99	78	57,6	47,3	37,7	19,7	15,9	12,9	228
erf. Befuchtung	136,5	106	81	63	42	26,4	20,0	12,7	0,2			210
Kälteerzeugung	254 000	208 000	172 000	145 000	115 000	84 700	69 700	55 500	25 900	23 400	19 000	336 500
erf. Heizung										25 400	49 000	

1) Während der Einlagerung (14 Tage).

Wärmeabgabe des bereits eingelagerten Gutes werden im Mittel 30 000 kcal eingesetzt. Entsprechende Erhöhungen erfahren die Posten für Frischluft, Abtauen, Beleuchtung und Bedienung. Die tägliche Betriebszeit der Kältemaschine von rd. 22,5 Stunden lässt die für das Abtauen nötige Pause gerade noch zu. Erscheint diese zu knapp, so könnte der Raum vor Einbringen des Obstes tiefgekühlt werden.

Die Trocknung im Winter mit Frischluft ist auf Tabelle 5 untersucht worden. Dabei wurde für das Umschalten auf diese Betriebsart eine Aussentemperatur von + 2 ° C angenommen. Die erforderlichen Frischluftmengen sind, wie aus Tabelle 5 ersichtlich, nicht besonders gross (im Maximum 45 % der Fördermenge des Ventilators) und lassen sich ohne technische Schwierigkeiten zuführen. Während bei 90 % rel. Raumfeuchtigkeit im ganzen Bereich (das heisst von + 2 bis - 12 ° C) das Abführen des verhältnismässig grossen Wasseranfalls (75 kg/Tag) die Frischluftmenge bestimmt, gibt es bei 92 und 95 % Feuchtigkeit wegen dem geringeren Wasseranfall Betriebsperioden, da die Kühlwirkung massgebend ist und die dabei zu starke Trocknungswirkung durch künstliche Befuchtung ausgeglichen werden muss. Dementsprechend müssen die das Mischverhältnis Frischluft/Umluft bestimmenden Organe das eine Mal von der Temperatur, das andere Mal von der Feuchtigkeit der Raumluft gesteuert werden.

5. Verlauf der Betriebsphasen innerhalb der Lagerdauer und Betriebsmittelverbrauch

Um den zeitlichen Verlauf der durch die Aussentemperaturen bestimmten Betriebsphasen feststellen zu können, muss man für die fragliche Lagerungszeit (1. Nov. bis 30. April) die Temperaturhäufigkeiten des Aufstellungsortes kennen. Man versteht darunter die Anzahl Tage, die im langjährigen Mittel innerhalb eines bestimmten Intervalls von mittleren Tagestemperaturen (1 bis 2 ° C) liegen. Entsprechende Angaben findet man für Zürich nach Monaten abgeteilt im Aufsatz von H. Uttinger, Meteorologische Zentralanstalt Zürich: Vom Zürcher Klima in «Zürcher statistische Nachrichten» 1940, 2. Heft. Aus ihnen ergeben sich die auf Tabelle 5 zusammengestellten Zahlen für verschieden lange Zeitabschnitte. Für unser Beispiel wird nur die zweite Kolonne (Lagerdauer vom 1. Nov. bis 30. April) benötigt. Trägt

Tabelle 5. Wärme- und Wasserumsätze sowie Frischluftmengen pro Tag bei Kühlung bzw. Trocknung durch Frischluft und abgestellter Kältemaschine

		0°C	+2	0	-2	-4	-8	-12
Aussenluft ($\varphi = 80\%$)	Wärmeanfall 1)	kcal	74 000	64 000	54 000	44 000	24 000	4 000
	erf. Frischluftmenge	kg	63 500	48 100	36 000	30 200	24 300	21 000
	Frischluft-Erwärmung	kcal	72 500	89 500	96 000	104 000	116 000	125 000
	erf. Heizwärme	kcal	— 1 500	25 500	42 000	60 000	92 000	121 000
Betr. art II	erf. Frischluftmenge	kg	61 700	34 800	25 200	21 300	17 300	15 350
	Wasserentzug	kg	79,0	55,0	55,0	55,0	55,0	55,0
	erf. Befeuchtung	kg	24,0	—	—	—	—	—
	Frischluft-Erwärmung	kcal	74 000	66 900	68 600	74 600	83 300	92 500
Betr. art III	erf. Heizwärme	kcal	—	2 900	14 600	30 600	59 300	88 500
	erf. Frischluftmenge	kg	65 000	34 400	20 300	14 500	11 700	10 000
	Wasserentzug	kg	76,6	53,7	42,2	36	36	36
	erf. Befeuchtung	kg	40,6	17,7	6,2	—	—	—
Betr. art III	Frischluft-Erwärmung	kcal	74 000	64 000	54 000	50 000	55 600	60 000
	erf. Heizwärme	kcal	—	—	—	6 000	31 600	56 000

1) Ohne Frischluftbehandlung, für alle drei Betriebsarten gleich.

Tabelle 6. Anzahl Tage mit mittleren Tagestemperaturen unter den in der ersten Kolonne angegebenen Werten für verschiedene Zeitabschnitte in Zürich

Temperatur	1. Nov. bis 30. April	1. Nov. bis 31. Mai	1. Nov. bis 30. Juni	1. Nov. bis 31. Juli	ganzes Jahr
— 14	0,20	0,20	0,20	0,20	0,20
— 12	0,66	0,66	0,66	0,66	0,66
— 10	1,83	1,83	1,83	1,83	1,83
— 8	4,33	4,33	4,33	4,33	4,33
— 6	9,02	9,02	9,02	9,02	9,02
— 4	17,18	17,18	17,18	17,18	17,21
— 2	30,18	30,18	30,18	30,18	30,25
0	48,67	48,67	48,67	48,67	49,09
+ 2	74,06	74,16	74,16	74,16	76,04
+ 4	103,90	106,01	106,01	106,01	108,48
+ 6	129,37	131,79	132,63	132,63	138,87
+ 8	150,38	154,29	155,88	155,88	168,33
+ 10	164,84	172,38	174,69	174,80	196,22
+ 12	172,82	184,98	189,69	289,67	222,89
+ 14	177,39	194,81	203,69	206,14	252,59
+ 16	179,48	202,34	216,20	222,97	283,40
+ 18	180,06	207,54	226,66	239,84	313,38
+ 20	181,22	210,73	234,93	255,59	339,46
+ 22	181,25	221,82	239,89	266,19	355,35
+ 24		212,18	241,82	271,36	362,82
+ 26		212,25	242,22	273,10	365,07
+ 28			242,25	273,22	365,22
+ 30				273,25	365,25

Tabelle 7. Betriebsmittelverbrauch und Jahreskosten

Betriebsart	Kühlart		I		II		III	
			durchg.	gemischt	durchg.	gemischt	durchg.	gemischt
Lagerung	Kühlwärme	Mio kcal	22,85	17,29	16,58	11,12	14,34	11,00
	Heizwärme	Mio kcal	8,57	6,20	2,45	1,50	0,32	0,46
	Befeuchtungsdampf	kg	110	110	990	1270	3920	4550
Einführung	Kühlwärme	Mio kcal	4,73	4,73	4,72	4,72	4,71	4,71
	Befeuchtungsdampf	kg	2085	2085	2410	2410	2940	2940
Betr. mittelverbrauch	Kältemaschinen	kWh	9198	7338	7034	5284	6356	5236
	Ventilator	kWh	2738	2738	2737	2737	2736	2736
	Befeuchter	kWh	2632	2632	4255	4410	8030	9000
	Kühlwasser	m ³	2209	1762	1688	1268	1527	1257
Betriebsmittelkosten pro Jahr	Kältemaschinen	Fr.	1105	880	845	634	763	628
	Ventilator	Fr.	328	328	328	328	328	328
	Befeuchter	Fr.	158	158	256	264	482	540
	Kühlwasser	Fr.	441	352	338	254	305	251
	Heizwärme	Fr.	386	279	110	67	15	21
	Total	Fr.	2418	1997	1877	1547	1893	1768
	pro kg Lagergut	Rp./kg	1,21	1,00	0,94	0,77	0,95	0,88
feste Kosten	Rp./kg	3,00	3,00	3,00	3,00	3,10	3,10	
Jahreskosten	Rp./kg	4,21	4,00	3,94	3,77	4,05	3,98	

man diese Zahlen auf der Abszisse und die zugehörigen Werte für die Wärmeumsätze nach den Tabellen 2 bis 4 auf der Ordinate auf, so erhält man die auf den Bildern 2 bis 4 dargestellten Kurven. Die zwischen ihnen und der Abszissenaxe liegenden Flächen sind ein Mass für die pro Lagersaison umgesetzten Wärmemengen. Als Befeuchtungswärmen wurde der Wärmewert der zur Dampferzeugung aufgewendeten elektrischen Energie aufgetragen.

Nach dem selben Verfahren sind die Bilder 5, 6 und 7 für gemischten Betrieb mit Frischluft-Kühlung bzw. -Trocknung im Winter aufgezeichnet worden. Die Zacke im Diagramm des Wärmebedarfs beim Uebergang von künstlicher Kühlung

zur Frischluftkühlung ergibt sich aus dem Wegfall der Abtauwärme und des Wärmebedarfs zum Aufheizen der Frischluft. Dieser wird nun getrennt in Rechnung gestellt.

Durch Ausmessen der Flächen zwischen den Kurven und der Abszissenaxe erhält man die von der Kältemaschine abzuführende Wärmemenge, die erforderliche Heizwärme und die erforderliche Befeuchtungswärme. Die entsprechenden Zahlen sind in Tabelle 7 für die drei Betriebsweisen jeweils für durchgehenden Kühlmaschinenbetrieb und für gemischten Betrieb mit Frischlufttrocknung unterhalb Aussentemperaturen von +2° C zusammengestellt. Dort sind auch die Zahlen für den Betriebsmittelverbrauch der einzelnen Apparate sowie für deren Kosten angegeben. Diese hängen naturgemäss von den jeweiligen gültigen Preisen für Strom, Wasser und Wärme ab. Insofern diese von den angegebenen Beträgen abweichen, lassen sich die entsprechenden Berichtigungen leicht anbringen.

Vergleicht man die Kurven der Bilder 2, 3 und 4 miteinander, so fällt der sehr grosse Unterschied in der Verteilung der Heiz- und der Befeuchtungsphasen auf: Bei 90 % Feuchtigkeit und 75 kg Wasseranfall pro Tag muss fast durchgehend geheizt werden, während der Energieverbrauch zum Befeuchten ganz gering ausfällt. Umgekehrt liegen die Verhältnisse bei 95 % und 36 kg Wasseranfall; dagegen sind bei 92 % und 55 kg Wasseranfall Heiz- und Befeuchtungsperiode annähernd gleich lang.

Die gesamten Betriebsmittelkosten sind bei 90 % und 75 kg täglichem Wasseranfall am grössten, bei mittleren Verhältnissen am kleinsten, und bei hohen Feuchtigkeiten und

geringem Wasseranfall fallen sie wieder etwas höher als bei mittleren Verhältnissen aus. Man wird demzufolge auch im Hinblick auf die Betriebsmittelkosten mittlere bis hohe Feuchtigkeiten anstreben. Immerhin sind diese Kosten von geringerem Einfluss auf das Gesamtergebnis verglichen mit den Ausfällen wegen Verderb und Gewichtsverlust.

Frischlufttrocknung und -kühlung kann im Mittel während 75 Tagen angewendet werden. Die dabei erzielten Ersparnisse sind bei

Zu Tabelle 7

Einheitspreise: El. Energie für Motoren 12 Rp./kWh; für Befeuchter 6 Rp./kWh; Kühlwasser 20 Rp./m³; Heizwärme 45 Fr./Mio kcal

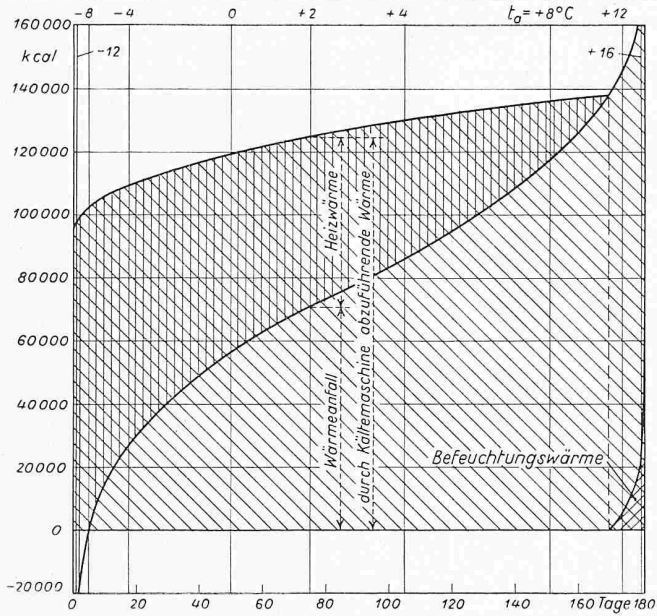


Bild 2. Raumluftzustand +4 °C; 90%; Wasseranfall 75 kg/Tag

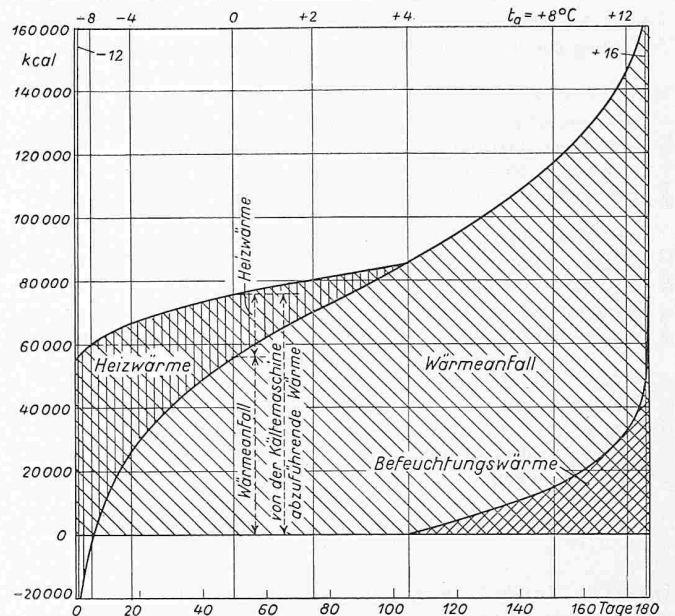


Bild 3. Raumluftzustand +4 °C; 92%; Wasseranfall 55 kg/Tag

Bilder 2, 3 und 4. Tägliche Wärmeumsätze in Abhängigkeit von den nach mittleren Tagestemperaturen geordneten Betriebstagen bei durchgehendem Kühlmachinesbetrieb. Die schraffierten Flächen stellen die während der Lagerdauer umgesetzten Wärmemengen dar

90 % rel. Raumfeuchtigkeit und einem Wasseranfall von 75 kg/Tag beachtlich; bei höheren Raumfeuchtigkeiten werden sie geringer. Man wird sich darüber klar werden müssen, ob sie die Nachteile und Umtriebe wettmachen, die dieser Betriebsweise anhaften.

Unter den einzelnen Kostenbeträgen sind diejenigen für den Stromverbrauch der Kältemaschine, wie zu erwarten war, am grössten. Aber auch die übrigen fallen stark ins Gewicht, so z. B. derjenige für den Ventilator sowie für das Kühlwasser trotz der Annahme einer starken Wassererwärmung (um 15° C).

Die Anlagekosten können nur ungefähr geschätzt werden. Sie umfassen jene Teile, die gegenüber einem Lagerkeller mit natürlicher Lüftung zusätzlich eingerichtet werden müssen, nämlich die klimatechnischen Anlagen mit rd. 32 000 Fr. und die Isolierung des Raumes mit rd. 38 000 Fr., insgesamt also 70 000 Fr. Rechnet man für Verzinsung und Amortisation mit einer Annuität von 7 % (3½ % Zins, 20 Jahre) und für den Unterhalt mit 1,5 %, so ergeben sich feste Jahreskosten (ohne Personalkostenanteil) in der Höhe von rd. 6000 Fr. oder 3,0 Rp. pro kg Lagergut. Diese betragen also ein Mehrfaches der Betriebsmittelkosten und sind in entsprechendem Masse für die gesamten Lagerkosten bestimmend. Hieraus ergibt sich, dass sich grössere Aufwendungen zur Wirkungsgrad-

verbesserung und damit zur Senkung des Betriebsmittelverbrauchs im allgemeinen nicht rechtfertigen. Man wird vielmehr darnach trachten, die Apparaturen möglichst einfach zu halten.

Die Selbstkosten der Lagerung von rund 4 Rp. pro kg sind bescheiden und rechtfertigen in den meisten Fällen und unter der Voraussetzung geeigneter Sorten und Qualitäten eine weitgehende Anwendung des Kaltlagerverfahrens für Qualitätsobst.

Treibstoffe und Schmierstoffe für Motoren

DK 662.75:621.892

Am 3. Mai hat die *Schweiz. Gesellschaft für das Studium der Motorbrennstoffe* (SGSM) in Zürich unter der bewährten Leitung von Dr. A. Raaflaub ihre 25. Generalversammlung abgehalten. Die 1929 als «Gesellschaft für das Studium der Ersatzbrennstoffe» gegründete Organisation hat Bahnbrechendes auf dem Gebiete der Verwendung von Holzgas, Acetylen und Alkoholgemischen in Fahrzeugen geleistet. Dank ihrer Vorarbeit konnten in den schwierigen Kriegsjahren, wo unser Land von der Treibstoffzufuhr aus dem Auslande fast

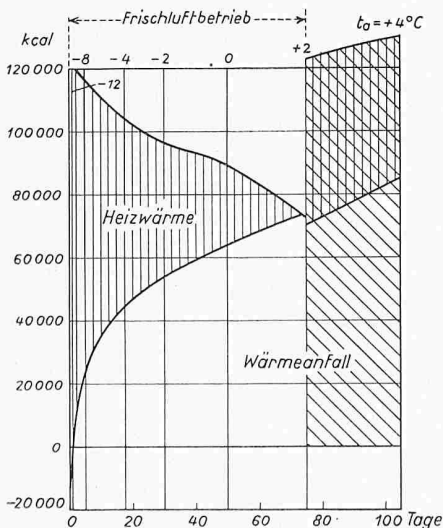


Bild 5. Raumluft +4 °C; 90%; 75 kg/Tag

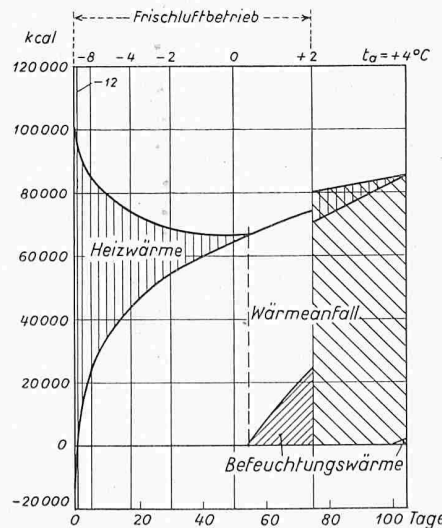


Bild 6. Raumluft +4 °C; 92%; 55 kg/Tag

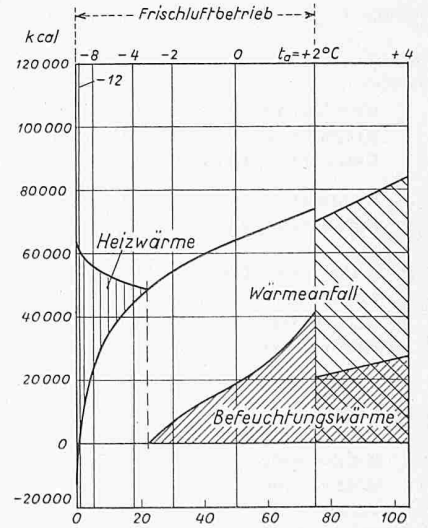


Bild 7. Raumluft +4 °C; 95%; 36 kg/Tag

Bilder 5, 6 und 7. Tägliche Wärmeumsätze wie in den Bildern 2, 3 und 4, jedoch bei Frischluftbetrieb unter +20 mittlerer Aussentemperatur