Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 75/76 (1920)
Heft: 10

Artikel: Die Wärmepumpe
Autor: Hottinger, M.
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-36521

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: 10.12.2025

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

INHALT: Die Wärmepumpe. — Vom Internationalen Bebauungsplan-Wettbewerb für Gross-Zürich. — Miscellanea: Von der elektrischen Roheisen-Erzeugung in Schweden und Norwegen. Ein neuartiges Ueberfallwehr für Wassermessungen in offenen Gerinnen. Vierachsige Güterwagen für Strassenbahnen. Verband Deutscher Elektrotechniker. Ecole centrale des Arts et Manufactures, Paris. Gemeinsame Tagung für Denkmalpflege und Heimatschutz in Eisenach. — Nekrologie: E. King. — Literatur. — Vereinsnachrichten: Schweizerischer Ingenieur- und Architekten-Verein. Zürcher Ingenieur- und Architekten-Verein. G. e. P.: Stellenvermittlung.

Band 76. Nachdruck von Text oder Abbildungen ist nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet. Nr. 10.

Die Wärmepumpe.

Von Privatdozent *M. Hottinger*, Ing., Winterthur.

Als „Wärmepumpe"[1]) wird allgemein eine Vorrichtung bezeichnet, durch die Wärmemengen, die infolge tiefer Temperatur nicht verwendbar sind, auf eine höhere, nutzbare Temperatur gebracht werden. Wesentlich ist dabei, dass *mehr* Wärme verwendbar gemacht wird, als für den Antrieb der Pumpe (in Form von Wärme, motorischer Arbeit bezw. elektr. Energie) aufgewendet werden muss. Das Heben oder „Hinaufpumpen" der Wärme kann auf verschiedene Weise erfolgen.

Ausführungsarten.

Die Abbildungen 1 bis 4 zeigen einige sowohl theoretisch als auch praktisch seit längerer Zeit bekannte Ausführungsmöglichkeiten. Abbildung 1 veranschaulicht die bei Koch- und Eindampfanlagen für verschiedene Zwecke (zum Eindampfen von Laugen, Salzlösungen usw.) in der

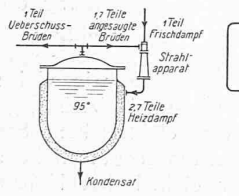

Abb. 2.

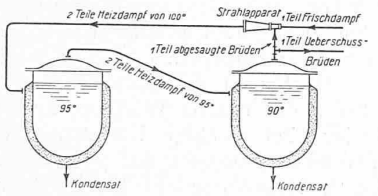

Abb. 3.

Praxis gebräuchliche Bauart. Bezügliche Patente gehen bis in die siebziger Jahre des letzten Jahrhunderts zurück. Die erste derartige Anlage in der Schweiz wurde von Ing. Piccard aus Genf in der Saline Bex erstellt. Es werden dabei die Brüden-Dämpfe oder Schwaden aus dem Raum *A* von einem Kompressor *Kr*, der als Turbo- oder Kolben-Kompressor oder auch als Dampfstrahlapparat ausgeführt sein kann, angesaugt und komprimiert, wobei sie höhere Temperatur annehmen und zur Heizung der Dampfschlange *H* des Eindampfapparates benützt werden können. Das heisse, aus *H* ausfliessende Kondensat wird vorteilhaft in einem Gegenstromapparat *V* noch zur Vorwärmung der in den Verdampfer eintretenden Flüssigkeit oder zu andern Zwecken, beispielsweise zur Warmwassererzeugung, benützt. Die Heizschlange *D* dient lediglich zur erstmaligen Anwärmung des frisch gefüllten Eindampfgefässes. Besonderes Verdienst um die Ausbildung dieses Systems der Wärmepumpe hat sich die Firma Kummler & Matter A. G. in Aarau erworben.

Eine im Prinzip ähnliche Anlage veranschaulicht Abbildung 2. Statt des Turbo- oder Kolben-Kompressors ist hier ein Dampfstrahlapparat angewendet, der mit Frischdampf betrieben und durch den ein Teil der entstehenden Brüdendämpfe angesaugt und komprimiert wird. Bei 95° C Verdampfer-Temperatur ist ein gut arbeitender Dampfstrahl-Apparat in der Lage, pro *kg* Frischdampf etwa 1,7 bis 2 *kg* Brüdendampf anzusaugen und um 100 *mm* Quecksilber zu komprimieren, wodurch in der Heizfläche eine Temperatur von etwa 99° C auftritt, somit zwischen Heizdampf und Kochgut eine Temperaturdifferenz von 4° C entsteht. Wird ein grösserer Temperaturunterschied, also eine stärkere Kompression des Brüdendampfes gewünscht, so nimmt die maximal erzielbare Absaugleistung des Dampfstrahlapparates, auch bei entsprechend abgeänderter Düse, wesentlich ab. Die entstehende Brüdendampfmenge ist dem Gewicht nach nahezu gleich gross, wie das in der Heizfläche kondensierende Gemisch von Frisch- und angesaugtem Brüdendampf, woraus folgt, dass ausser den vom Dampfstrahlapparat abgesaugten Brüden, wie in Abbildung 2 angedeutet, ein gewisser Teil als Ueberschuss entweichen muss, den man zur Anwärmung des Eindampfgutes und zu andern Zwecken verwenden kann.

In gewissen Fällen ist es zweckmässig, Anlagen mit sogen. „Double-Effect" nach Abb. 3 oder mit „Triple-Effect" zu erstellen. Man erreicht beim „Double-Effect" eine Verdampfungsleistung bis zum 4-fachen des Frischdampfaufwandes, während sie beim „Simple-Effect" nach Abbildung 2 im günstigsten Falle das 2,7- bis 3-fache beträgt.

Da, wie schon vorstehend angedeutet, die Druck-Steigerung mit Dampfstrahlapparaten ohne Beeinträchtigung der Absaugleistung nicht weit getrieben werden kann und somit kleine Temperaturdifferenzen zwischen Heizdampf und Kochgut einzuhalten sind, erfordern diese Anlagen, namentlich diejenigen mit Double- oder Triple-Effect sehr grosse Heizflächen, oder es sind zur Steigerung der Wärme-Durchgangzahlen Rührwerke anzubringen.

Eine andere Art der Wärmepumpe zeigt Abbildung 4. Sie entspricht im Prinzip einer Kälteanlage, die aus einem Kompressor *Kr*, einem Luftkondensator, einem Verdampfer und einem Regulierventil nebst den nötigen, gut isolierten Leitungen besteht. In dem System zirkuliert Ammoniak, Kohlensäure, schweflige Säure oder sonst ein zweckentsprechendes Medium und zwar zwischen dem Luftkondensator und dem Verdampfer in flüssigem, im übrigen System in gasförmigem Zustand. Dieser Wärmeträger nimmt im Verdampfer *A* Wärme auf, z. B. aus Grundwasser von + 8° C Temperatur, das dadurch abgekühlt wird, sich aber immer wieder erneuert. Das Gas strömt sodann dem Kompressor

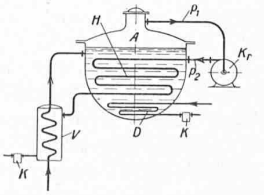

Abb. 1.

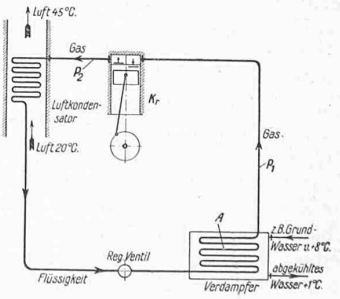

Abb. 4.

vielleicht mit 0° C zu und wird durch die Kompression auf eine Temperatur gebracht, die geeignet ist, im Kondensator Luft, beispielsweise auf 45° C zu erwärmen, sodass damit eine Luftheizung betrieben werden kann. Es ist dabei zu beachten, dass bei trockener Kompression das Medium den Kompressor mit ziemlich starker Ueberhitzung und dementsprechend hoher Temperatur verlässt, sodass es gewünschten Falls möglich ist, Luft oder Wasser auf eine

[1]) Es sei auf folgende bezügliche Literatur verwiesen: „Die Wärmepumpe" von Obering. Dr. *W. Deinlein*, Z. d. Bayer. Revis.-Ver. vom 31. Dez. 1919. „Elektrische Eindampfanlagen System Autovapor" von Ing. *E. Wirth*, Bull. des S. E. V. 1919, Heft 12. „Wirtschaftlicher Ersatz der Kohle durch elektr. Energie" von Ing. *E. Wirth*, Mitt. d. Aarg. naturforsch. Ges. 1919, Heft 15. „Die Anwendungsmöglichkeit der elektrischen Energie zu wärmetechnischen Zwecken v. *M. A. Nüscheler*, Z. d. Bayer. Rev.-Ver. 1918, S. 176. „Ueber die Aufbereitung des Speisewassers in Dampfanlagen" von Ing. *H. Schröder*, Grimma, Z. f. Dampfk. u. Maschinenbetrieb 1917. „Die Kältemaschinen und ihre Anlagen (siehe „Verdampfer, Auto-Kondensator") v. *G. Göttsche*, Altona 1912—1915. „Mechanische Kälteerzeugung" (siehe „Die Kältemaschine als Heizmittel") v. *J. A. Ewing* 1910. „Die Sole-Versiedung" von *Balz von Balzberg*. Proc. Phil. Soc. of Glasgow. Vol III und Collected Papers. Vol. I.

S. B. Z. Bd. 73, S. 33* von Osterlag

höhere als die im Kondensator herrschende Sättigungs-Temperatur zu erwärmen. Selbstverständlich muss die Heizfläche, unter Berücksichtigung der geringen Wärme-Uebergangszahl vom überhitzten Dampf an die Wand, entsprechend gross berechnet werden. Infolge der Wärmeabgabe tritt im Kondensator Verflüssigung des Wärmeträgers ein; nach Durchströmen des Reguliervertils verwandelt er sich zufolge der Druckentlastung jedoch wieder in Gas und der Kreislauf beginnt von neuem.

Auf das Prinzip der Verwendung der Kältemaschine als Wärmepumpe hat schon Lord Kelvin im Jahre 1852 hingewiesen.

Die erzielbaren Wärmeleistungen.

a) *Bei Anordnungen nach Abbildung 1.* Es sei der Druck p_1 im Eindampfgefäss = 2 *at* abs., der Druck p_2 in der Heizschlange = 7 *at* abs. Aus der Heizschlange des Eindampfgefässes fliesse das Dampfkondensat in den Vorwärmer und werde dort noch weiter auf seinen Wärme-Inhalt ausgenützt, was jedoch in der nachstehenden Rechnung nicht berücksichtigt werden soll. Auch von Berücksichtigung der Wärmeverluste und der anfänglich zur Anwärmung des Kochgutes aufzuwendenden Wärme soll in Folgendem abgesehen werden.

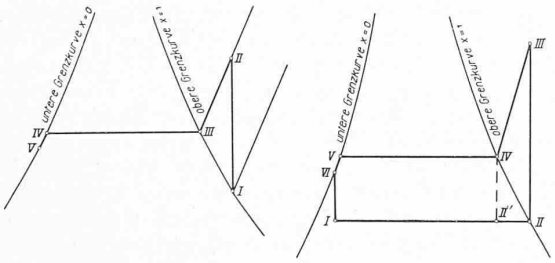

Abb. 5 und 7. Druckverlauf bei Anlagen nach Abb. 1 und 4.

In Abb. 5 (links) entspricht I: 2 *at*, 647 *kcal*, 120° C, 0,9 m^3/kg. — II: 7 *at*, 707 *kcal*, 250° C, 0,35 m^3/kg. — III: 7 *at*, 662 *kcal*, 164° C, 0,28 m^3/kg. — IV: 7 *at*, 166 *kcal*, 164° C. — V: 7 *at*, 146 *kcal*, 144° C.

In Abb. 7 (rechts) entspricht I: 1,6 *at*, 10 *kcal*, 0° C, 0,24 m^3/kg ($x = 0{,}11$). — II: 1,6 *at*, 90,5 *kcal*, 0° C, 0,22 m^3/kg. — III: 7,4 *at*, 107,8 *kcal*, 175° C, 0,07 m^3/kg. — IV: 7,4 *at*, 88 *kcal*, 45° C, 0,048 m^3/kg. — V: 7,4 *at*, 15,5 *kcal*, 45° C. — VI: 7,4 *at*, 10 *kcal*, 30° C.

Die Temperatur im Eindampfgefäss ist dem Druck entsprechend rund 120° C. Zufolge der Drucksteigerung auf 7 *at* abs. (Linie I—II in Abbildung 5) tritt, adiabatische Kompression angenommen, eine Ueberhitzung des Dampfes auf 250° C ein. In der Heizschlange *H* findet Abkühlung auf die dem herrschenden Druck entsprechende Sättigungstemperatur von 164° C (II—III) und Kondensation des Dampfes statt (III—IV). Wenn sich die untersten Teile des Heizrohres mit Wasser füllen, so kann noch mit einer geringen nutzbaren Abkühlung des Kondensates innerhalb des Eindampfgefässes gerechnet werden (IV—V). Die Austrittstemperatur aus demselben werde zu 144° C angenommen. Aus dem Entropie-Diagramm ergibt sich ein Wärmeinhalt des Dampfes vor der Kompression von 647 *kcal*, nach der Kompression in überhitztem Zustand von 707 *kcal* und gesättigt von 662 *kcal*. Die abgegebene Ueberhitzungswärme beläuft sich somit auf 45 *kcal*, ferner die Kondensationswärme auf 496 *kcal* und die angenommene Abkühlung des Kondensates ergibt 20 *kcal* (ohne Vorwärmer), sodass pro *kg* Dampf 561 *kcal* nutzbar gemacht werden können. Die theoretische Kompressionsarbeit beträgt $\frac{707-647}{632} = 0{,}095$ *PS*, d. h. es werden dementsprechend pro aufgewendete PS_e theoretische erzielt $\frac{561}{0{,}095} = 5900$ *kcal*. Praktisch ist dieser Betrag nicht erreichbar. Rechnet man mit 70 % Kompressor-Nutzeffekt, so ergeben sich *4130 kcal nutzbar pro PS_e sowie auch pro aufgewendete kWh*, wenn man der Einfachheit halber den Elektromotor-Nutzeffekt zu 73 % in Rechnung stellt. (In Wirklichkeit ist dieser Nutzeffekt meist grösser). Als Kompressoren können sowohl Kolben- als auch Turbokompressoren in Frage kommen; die letztgenannten sind vorzuziehen, wenn es sich um grosse Dampfmengen handelt.

In gleicher Weise wie vorstehend sind die erzielbaren Heizleistungen für Drücke im Eindampfgefäss bis zu 5 *at* abs. und Drucksteigerungen im Kompressor um 0,5 bis 5 *at* berechnet und die Resultate in Abbildung 6 aufgetragen worden. Man erkennt, dass die Verhältnisse bezüglich Kraftaufwand um so günstiger liegen, je weniger hoch die Drucksteigerung erfolgt und je höher der Druck im Eindampfgefäss ist. Selbstverständlich wird die Mehrleistung bei geringeren Drucksteigerungen aber nur auf Kosten einer grössern Heizfläche *H* erreicht, weil der Temperaturunterschied zwischen dem komprimierten Dampf und der Eindampfflüssigkeit bei weniger starker Kompression kleiner wird. Die Temperaturdifferenzen zwischen dem gesättigten komprimierten Dampf und der Flüssigkeit im Eindampfgefäss sind in Abbildung 6 in Klammern, die maximal erzielten Ueberhitzungstemperaturen ohne Klammern eingeschrieben. *Bei gleichbleibendem Druck* im Eindampf-Gefäss stehen, bei abnehmender Kompression, die Zunahme der Heizleistung pro *PSe* und die erforderliche Zunahme der Heizfläche im gleichen Verhältnis. Komprimiert man die Brüden beispielsweise von 1 auf 1,5 *at* abs., so ist die Wärmeleistung pro *PSe* 4,9 mal grösser als bei der Kompression auf 6 *at* abs., und auch die Heizfläche muss 4,9 mal grösser gemacht werden. *Für gleiche Wärmeleistungen* pro *PSe*, d. h. gleiche Betriebskosten, braucht es bei höhern Drücken im Eindampfgefäss und den aus Abbildung 6 entnehmbaren, entsprechend grössern Drucksteigerungen etwas kleinere Heizflächen.

Rechts in Abbildung 6 ist angegeben, wie viel mal grösser die mittels Wärmepumpe erzielte Heizleistung ist als jene bei direkter Umsetzung von elektrischem Strom in Wärme (bezogen auf 73 % Elektromotornutzeffekt und 100 % Heiz-Nutzeffekt bei direkter elektrischer Heizung).

Bei ganz geringen Drücken im Eindampfgefäss wird die Durchführung des Prinzipes deswegen schwierig, weil die zu komprimierenden Dampfmengen sehr gross sind. Es ist auch darauf zu achten, dass die zum komprimierenden Dämpfe keine wesentlichen Luftmengen mit sich führen bezw. dass bei Vakuum in der Anlage keine Undichtigkeiten vorhanden sind, durch die Luft eintritt.

b) *Bei Anordnungen nach Abbildung 4.* Als Wärmeträger können z. B. in Frage kommen: Ammoniak, Kohlensäure, schweflige Säure oder Wasserdampf. Ueber die bei den genannten Medien und verschiedenen Temperaturen im System auftretenden Drücke orientiert die nachstehende Tabelle:

Art des Stoffes	Verdampferdruck bei einer Temperatur von 0° C	5° C	Druck bei einer Verflüssigungstemperatur von 35° C	65° C
Ammoniak	4,3 *at* abs.	5,2 *at* abs.	13,7 *at* abs.	rd. 27 *at* abs.
Kohlensäure	35,4 *at* abs.	40,3 *at* abs.	rd. 83 *at* abs.	unzulässig hoch
schweflige Säure	1,6 *at* abs.	1,9 *at* abs.	5,4 *at* abs.	rd. 12 *at* abs.
Wasserdampf	0,0063 *at* abs.	0,0089 *at* abs.	0,057 *at* abs.	0,254 *at* abs.

Kohlensäure fällt der bei höhern Temperaturen sehr grossen Drücke wegen, Wasserdampf vorläufig der enormen Volumina wegen ausser Betracht.

Dem Diagramm Abbildung 7 ist schweflige Säure zu Grunde gelegt.

I bis II betrifft die Wärmeaufnahme im Verdampfer aus dem anfänglich + 8° C warmen Grundwasser. Steht wärmeres Wasser in genügender Menge zur Verfügung, so kann die nötige Heizfläche *A* entsprechend kleiner gehalten werden. Ein *kg* schweflige Säure nimmt unter den angegebenen Verhältnissen 80,5 *kcal* auf.

II bis III entspricht der Kompression, wobei die der theoretischen Kompressionsarbeit entsprechende Wärme $AL = 17{,}3$ *kcal/kg* an die schweflige Säure übergeht und dadurch der Wärmeinhalt auf 107,8 *kcal* steigt. Bekanntlich ist es auch möglich, mit sogen. nasser Kompression zu arbeiten, die entsprechend der punktierten Linie von II' direkt nach IV verläuft, sodass keine Ueberhitzung

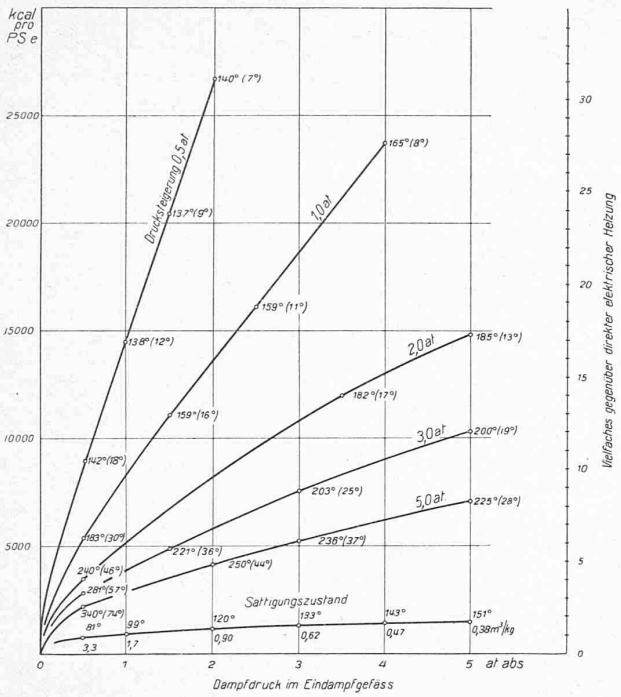

Abb. 6. Praktisch erreichbare Heizleistung in *kcal* pro PS_e bezw. pro zugeführte *kWh* (bei 73 % Elektromotor-Nutzeffekt) ohne Berücksichtigung der noch verfügbaren Abkühlungswärme des Kondensators.

auftritt. Es muss in diesem Falle dem Kompressor genügend Flüssigkeit zugeführt werden. Aus verschiedenen praktischen Gründen wird jedoch meist trockene Kompression vorgezogen.

III bis IV stellt die Abgabe der Ueberhitzungswärme = 19,8 *kcal* dar.

IV bis V entspricht der Dampfkondensation im Luftkondensator. Die pro *kg* frei werdende Wärme beträgt 72,5 *kcal*. Hierzu kommt noch V bis VI, eine geringe Abkühlung der Flüssigkeit mit 5,5 *kcal*.

VI bis I entspricht der Expansion hinter dem Regulierventil, womit der Kreislauf geschlossen ist und von neuem beginnt.

Die im Luftkondensator nutzbar werdende Wärmemenge ist also 97,8 *kcal* entsprechend einer theoretischen Kompressor-Leistung von 17,3 : 632 = 0,0274 PS_e. Es werden somit theoretisch pro PS_e 97,8 : 0,0274 = 3580 *kcal* nutzbar gemacht oder praktisch, wenn man mit 70 % Kompressor-Nutzeffekt rechnet, *2500 kcal pro* PS_e.

Nimmt man, wie früher, der Einfachheit halber, einen Elektromotor-Nutzeffekt von 73 % an, so sind die 2500 *kcal* auch gleich der nutzbaren Wärmemenge, die einer aufgewendeten *kWh* entspricht, d. h. gegenüber direkter elektrischer Heizung wird 2,9 mal mehr Wärme nutzbar gemacht. Die erzielbare Wärmeleistung hängt von der Verflüssigungs-Temperatur ab, sie wird, entsprechend dem thermodynamischen Prinzip, um so grösser, je tiefer die Kondensator-Temperatur liegt. Mit Temperaturen unter 45°, lässt sich aber in der Heiztechnik gewöhnlich nicht mehr viel anfangen.

Statt aus Grundwasser könnte man auch daran denken, die Wärme der freien Luft zu entziehen, müsste dabei aber, wie in der Heiztechnik üblich, mit minimalen Aussen-Temperaturen von, je nach der Lage des Ortes, —5 bis —30° C oder, wenn für die kälteste Zeit eine Zusatzheizung besteht, mit etwa 0° C rechnen. Solche Anlagen würden wesentlich ungünstiger als die vorstehend betrachtete.

Ueber die erzielbaren Leistungen nach den Abbildungen 2 und 3 wurden bereits Angaben gemacht.

An dieser Stelle sei noch auf eine Anordnung hingewiesen, die zwar nicht als Wärmepumpe im eigentlichen Sinne bezeichnet werden kann, obschon sie auch dazu dient, unter Zuhülfenahme von Energie auf billige Weise Wärme zu erzeugen. Es ist das die direkte Kombination einer Wasser-Turbine mit einer Wasserbremse, wobei *kaltes* Wasser die Turbine durchströmt, während ohne weitere Zwischenübertragung *heisses*, zu Brauch- oder Heizzwecken verwendbares Wasser die Wasserbremse verlässt. Es wird also bei tiefen Temperaturen Energie gewonnen und diese bei hohen Temperaturen direkt in Wärme umgesetzt. Der Nutzeffekt dieser Einrichtung beträgt 90 % und mehr, je nach der Güte der Isolierung. Sie kommt an Orten in Frage, wo zeitweilig überschüssige Wasserkraft vorhanden ist. Das auf diese Weise, beispielsweise während der Nacht, erzeugte heisse Wasser kann in gut isolierten Behältern ohne sehr grosse Wärmeverluste für den Tagesgebrauch aufgespeichert werden. Die nutzbare Wärmeausbeute stellt sich, entsprechend den angegebenen Nutzeffekten, auf etwa 600 *kcal* pro *PSe*, geht also nicht, wie bei den Anordnungen nach den Abbildungen 1 und 4, in die Tausende hinein. Diese Art der Wärme-Gewinnung aus Abfall-Wasserkraft ist jedoch sehr einfach. Sie ist aber nur dann als wirtschaftlich zu bezeichnen, wenn die erzeugte Energie nicht zu Kraftzwecken verwendet werden kann, d. h. wenn es sich um die Ausnützung von hydraulischer *Abfall*energie handelt. Die erste Anlage dieser Art wurde von der Firma Gebrüder Sulzer A.-G. in der Kammgarnspinnerei Bürglen, auf Veranlassung von Herrn Schellenberg jun. hin, ausgeführt.

Die Kosten der Wärmegewinnung mittels der Wärmepumpe.

Bei Anlagen nach den Abbildungen 1 bis 3 sind die Anschaffungskosten für den Kompressor bezw. die Dampfstrahlapparate verhältnismässig gering und der erreichbare Effekt ist, wie vorstehend dargelegt, unter Umständen recht bedeutend, sodass sich die Auslagen an vielen Orten in kurzer Zeit abschreiben lassen. Es steht denn auch schon eine grössere Zahl solcher Anlagen im Betrieb.

Rechnet man bei elektrischem Antrieb nach Abbildung 1 beispielsweise mit einem Preis der elektrischen Energie von 5 Cts/*kWh* und nimmt an, dass man damit, wie vorstehend berechnet, 4130 *kcal* erhält, so zahlt man für 100 000 nutzbare *kcal* Fr. 1,24. Bei direkter elektrischer Heizung müsste man Fr. 5,8 aufwenden und bei Kohlenheizung, bei Fr. 200 pro *t* Kohle, 6500 *kcal* Heizwert und 70 % Nutzeffekt der Feuerungseinrichtung Fr. 4,4. Bei 300 Betriebstagen zu zehn Stunden im Jahr und einer Stundenleistung von beispielsweise 300 000 *kcal* stellen sich somit die Jahresbetriebskosten im Verhältnis von Fr. 11 160 : 52 200 : 396 000. Wie aus Abbildung 6 hervorgeht, können aber unter Umständen nicht nur 4000, sondern 10 000 und noch mehr *kcal/kWh* nutzbar gemacht werden, wodurch sich die Wirtschaftlichkeit entsprechend erhöht.

Weit weniger günstig liegen die Verhältnisse bei Anlagen nach Abbildung 4, weil die Anschaffungskosten für den Kompressor und die andern Teile der Einrichtung sehr gross sind. Trotzdem kommt diese Anordnung in Frage an Orten, wo für Kälte-Erzeugung im Sommer sowieso Kältemaschinen aufgestellt sind.

Anlagen nach den Abbildungen 2 und 3 sind selbstverständlich nur an Orten wirtschaftlich, wo für den Dampf-Ueberschuss Verwendungsmöglichkeit vorliegt. Da die Anlagekosten gering sind, machen sie sich daselbst bald bezahlt.

Allgemeingültige Kostenberechnungen aufstellen zu wollen, hat bei den heutigen labilen Marktpreisen keinen Wert, dagegen lohnt es sich wohl, von Fall zu Fall zu prüfen, ob die Anordnung einer Wärmepumpe Aussicht auf Erfolg hat. Besonders in der Schweiz hat man Grund, dem Problem der elektrisch angetriebenen Wärmepumpe mehr Aufmerksamkeit zu schenken als bisher. In wasserärmern, kohlenreichen Ländern wird der Antrieb der Kompressoren vielleicht mehr durch Wärmekraftmaschinen erfolgen, oder zum Eindampfen die Anordnung mit Dampfstrahlapparat vorgezogen werden. Dabei kommt den Dampfmaschinen mit Abdampf bezw. Zwischendampf-Verwertung besonderes Interesse zu (siehe Deinlein, loc. cit.). Jedenfalls wird auch dort die Wärmepumpe als „Kohlensparer" immer mehr Eingang finden.