

G (b)

Aufheizprobleme in der Sumpphase unter Berücksichtigung
der Wärmepumpe.

Ich darf Ihnen über Aufheizungsprobleme in der Sumpphase unter Berücksichtigung der Wärmepumpe berichten. Die Aufheizung unserer Sumpphase-Ausgangsprodukte, in erster Linie des Steinkohlebreies, speziell aber die Aufbringung der Spitzenwärme im Gasvorheizer, ist mit das erste technische Problem in der Hydrieranlage überhaupt; und da in den letzten beiden Jahren hier sehr unangenehme Überraschungen auf der Materialseite auftraten, so ist es erklärlich, daß zur Zeit gerade diesem technischen Gebiet auch ein erhöhtes Augenmerk zugewendet wird. Ich darf Ihnen daher zunächst die Entwicklung der Aufheizung der Steinkohlekammer bis zum gegenwärtigen Stand vorführen, um Ihnen dann anschließend zeigen zu können, ob und wie die Wärmepumpe in die Hydrierung eingesetzt werden kann.

Die Grundelemente, mit denen wir im Großen die Ausgangsprodukte aufheizen, sind der Bündelwärme-Austauschapparat, kurz Regenerator genannt, und die Haarnadel. Da diese Grundelemente in den nächsten Bildern immer in schematischer Darstellung wiederkehren und einigen Kollegen diese technischen Begriffe fremd sein dürften, zeige ich Ihnen in ersten Bild einen solchen Regenerator im Schnitt und eine Haarnadel in der Ansicht. Ein Rohrbündel ist in einen Hochdruckmantel eingebaut und besteht aus etwa 200 kleinen Röhren von 14 mm I. W., die oben und unten in Böden zusammengefaßt sind. Auf die technischen Einzelheiten, wie Abdichtung nach außen, soll hier nicht eingegangen werden. Um die Röhren herum strömt nun das aufzuheizende Gut, also der Kohlebrei, einschließlich Wasserstoff. Durch die Röhren strömt das die Ofen verlassende und abzukühlende Produkt, also das Destillat und Wasserstoff im Gegenstrom zum Brei. In den künftigen Darstellungen ist - aus Gründen der besseren Übersicht - der Regenerator auseinander gezeichnet, und zwar der Hinweg vor den Ofen und der Rückweg des jeweiligen Regenerators nach den Ofen. Die Spitzenwärme wird in einem gasbeheizten Vorheizer mitgeteilt, der aus vielen solcher Haarnadellelementen besteht. Heiße Feuer-gase geben ihre Wärme an den im Rohr strömenden meist stark vorgewärmten Brei + Wasserstoff ab. Da die Niederdruckfeulgase die Wärme an eine gleichgroße Fläche schlechter übertragen als der innen strömende Brei + Hochdruckwasserstoff, ist die Außenfläche durch Rippen stark vergrößert. Nur nebenbei sei bemerkt, daß eine solche Haarnadel für 700 at und 7 t wiegt und R. 25 000,- kostet.

Ich will Ihnen nicht die Wärmeübergangsgleichung vorführen, mit deren Hilfe wir die Dimensionen unserer Wärmeaustauschapparate bestimmen, sondern möchte nur einen Faktor herausgreifen, und zwar die Viskosität, die für den Wärmeübergang unserer Produkte an eine Rohrwand und umgekehrt von einer Rohrwand an diese Produkte ausschlaggebend ist. Das eigentümliche Verhalten der Viskosität von Steinkohlebrei machte uns anfänglich große Schwierigkeiten. In dieser Kurve ist der typische Verlauf eines etwa 50%igen Steinkohlebreies, mit also 42% Reinkohle, dargestellt. Der Steinkohlebrei zeigt bei druckloser Bestimmung bis etwa 150° ein ganz normales Viskositätsverhalten. Die Viskosität sinkt sehr rasch mit der Temperatur ab. Oberhalb dieser Temperatur steigt jedoch die Viskosität wieder sehr stark an und erreicht bei

eine 320° ein Maximum, dessen Höhe wir mit den uns zur Verfügung stehenden Instrumenten nicht erreichen konnten. Dieser Verlauf wurde auch in Wärmeübergangsversuchen unter Druck, die Herr Dr. Hupfer ausführte, rechnerisch ermittelt. Das Minimum, ebenso das Maximum, liegen bei dem hohen Druck nach der höheren Temperatur verschoben. In allen Fällen ist diese Eigenschaft des Steinkohlebreies derart störend, daß der normale Regenerator mit seinen vielen parallelen Wegen zur Aufheizung eines solchen Breies nur bis rund 300° zu gebrauchen ist. Diese Erscheinung ist auf die bekannte Quelleigenschaft der Steinkohle zurückzuführen. Durch die Volumenvergrößerung des einzelnen Kohlekornes bei der Erhitzung wird der umhüllende Ölfilm immer dünner, bis er schließlich reißt und die einzelnen Körner aneinander reiben. Der stark viskose Brei würde den geringen Abstand zwischen den einzelnen Röhren in kurzer Zeit verstopfen, sodaß die Apparatur abgestellt werden müßte.

Bevor man die erste Grobkammer in Scholven erstellte, hatte man in Kleinversuchen in Ludwigshafen bereits in dieser Richtung verlaufende ungünstige Erfahrungen gesammelt, sodaß man ganz darauf verzichtete, den Brei im Wärmeaustausch gegen das Destillat aufzuheizen.

Schema 1. / Dieses Schema zeigt die Steinkohlekammer Scholven für 300 at, ebenso die Kammer Gelsenberg für 700 at. Es wird nur das Betriebsgas in dem sogenannten Gasregenerator aufgeführt. Den Vorheizer erläutere ich am Temperaturbild. Die Kammer hat meist 4 Öfen und einen Schlammabschleuer. Abschleim und Destillat werden in je einem Wasserkühler gekühlt, der Abschleim bis auf 200° , das Destillat auf etwa 40° . Die Gaslaufpumpe wälzt das Betriebsgut um, nachdem es in einer Wäsche gewaschen ist - die in Schema fehlt - und durch Frischgas ergänzt ist. Ein Teil des Gases dient als Kaltgas.

Im Temperaturbild des Vorheizers sieht man wie Brei und Gas auf Reaktionstemperatur aufgeheizt werden. Die Rauchgase strömen im Gegenstrom zum Brei, nur die letzte Gasse im Gleichstrom.

In dem Wärme-flussbild dieser Kammer erkennen Sie, mit welchen Wärmemengen man es in einer solchen Grobkammer zu tun hat. In die Öfen gehen ein rund $30 \cdot 10^6$ Kcal, nämlich ... (s. Bild). In den Öfen entsteht eine Wärmetönung von rund $7 \cdot 10^6$ Kcal, sodaß aus den Öfen eine gesamte fühlbare Wärme von rund $27 \cdot 10^6$ Kcal austritt. Zunächst wieder die unlaufende Wärme des Regenerators, dann die im Abschleim bei 200° noch enthaltene Wärme, worin der Abschleim zur weiteren Aufarbeitung angelegt, sind Verlustwärmen. Die übrigen Wärmemengen, im Schlamm dunkel angelegt, sind Verlustwärmen. Da ist zunächst die im Wasser- oder Luftkühler abgeführte Wärme des Abschlams, der von rund 440 auf 200° gekühlt wird. Dann die nach der Regeneration im Destillatgasgemisch bei 320° verbleibende Wärme, die im Endkühler abgeführt wird, und zuletzt die Abstrahlverluste der einzelnen Hochdruckapparate (Öfen und Regeneratoren).

Besieht man nun die dem Brei im Vorheizer noch zuzuführende Wärmemenge im Betrage von $7,8 \cdot 10^6$ Kcal auf die 16 t Reinkohle, welche in der Kammer verarbeitet werden, so ergibt sich bei einem Wirkungsgrad von 65% ein spezifischer Wärmebedarf dieser Fahrweise von $750\ 000$ Kcal pro 1 t Reinkohle oder $1,5 \cdot 10^6$ Kcal pro 1 t Benzin.

Wie sieht nun der Temperaturverlauf in einem solchen Hochdruckrohr selbst aus? Ich habe das Haarnadelrohr an der heißesten Stelle der letzten Gasse herausgegriffen; hier hat, wie man im Temperaturbild sieht, das Heizgas eine Temperatur von 578° und der Brei eine Temperatur von 380° . Kennt man außer diesen Temperaturen noch die jeweiligen Wärmeübergangszahlen, also die des Heizgases an die Rohrwand und die der Rohrwand an den Brei, so läßt sich der Verlauf der Temperatur

errechnen, was auf der linken Seite für ein sauberes Rohr und auf der rechten Seite für ein 10 mm stark verkrustetes Rohr der Dimension 90/171 geschehen ist. Man sieht, beim verkrusteten Rohr ist die Rohrwand wesentlich heißer und der Temperaturverlauf im Rohr selbst flacher, d. h., es wird weniger Wärme übertragen. Es sei erwähnt, daß das als Spitzmaterial bei 700°C verwendet. AlO-Material ziemlich unabhängig von seiner Beanspruchung mit Rücksicht auf den Wasserstoffangriff nur 520°C Wandtemperatur verträgt. Da dieses Erkenntnis relativ neu ist und wir bei der Projektierung vor 3 Jahren noch mit 560°C rechneten, so machte uns diese neuerliche Beschränkung auf 520°C sehr viel Kopfschmerzen. Während wir also bis vor Jahresfrist unsere Hauptaufgabe darin sahen, den spezifischen Wärmeverbrauch zu verkleinern, so tritt nunmehr eine zweite Aufgabe hinzu, nämlich die Wandtemperatur der Haarnadeln zu senken, jedoch ohne Erhöhung der bisherigen Haarnadelanzahl.

Man hatte nun durch weitere Viskositätsversuche festgestellt, daß ein dünnerer Brei den starken Wiederaufstieg der Viskosität nicht besitzt, sondern höchstens eine kleine Erhöhung im dem betreffenden Bereich hat, die sich aber nicht über eine Viskosität hebt, wie man sie bei etwa 1000 auch hat. Mit diesem Ergebnis war die Möglichkeit einer neuen Fahrweise gegeben, die dann auch für Pölitz vorgesehen wurde.

Ein Dickbrei von 54 % Gesamtfestem wird in zwei solche Teilströme zerlegt, wovon der eine durch Zugabe von Anreiböl auf 43 % verdünnt wird, der eine mittlere Konzentration von 47-48 % Gesamtfestem enthält. Der Dünnbrei, die größere Komponente also, läßt sich nun ohne Schwierigkeit fast auf Reaktions Temperatur in den Regeneratoren aufheizen. Es muß noch erwähnt werden, daß man bei der Herstellung von Dünnbrei und Dickbrei schnell laufende Rührmaschinen mit Erfolg eingesetzt hat, so daß man jetzt bis zur Grenze von 43 % Konzentration der Dünnbreies gehen kann, was für die Wirtschaftlichkeit des Verfahrens wichtig ist. Der Dickbrei heizt man entweder bis zur Reaktions Temperatur im Vorheizer oder mischt ihn kurz zuvor mit dem Dünnbrei und läßt beide Ströme gemischt in sogenannten Gemischteil. Durch diese Mischung des Breies in 2 Ströme erzielt man den weiteren Vorteil, daß die Druckdifferenz im Vorheizer stark sinkt, was dem Öl, welches durch die Dünnbrei in den Öfen zugutekommt.

Es fällt sofort auf, daß die Regenerationsleistung gegenüber dem schon von Solsberg/Heisenberg größer geworden ist, so daß der Vorheizer dementsprechend entlastet ist. Die spezifische Wärmeleistung des Vorheizers beträgt nun noch 330.000 Kcal/t Reinkohl.

Mit dieser Pölitzer Fahrweise hat man gute Erfahrungen gemacht, die nunmehr in Frage stand, auch für Oberschlesien diese Fahrweise anzuwenden. Es ist der tatsächliche Durchsatz von 73 t pro Stunde auf den der Solsberg- und Pölitz-Anlage von 40 t pro Stunde. Die Regenerationsleistung wurde hier noch weiter ausgebaut, und zwar auch der Dickbrei in einem Bündelregenerator auf 280°C erwärmt, was bei dieser Temperatur ja möglich ist. Oberhalb von etwa 300°C wird die Heizleistung von Pölitz im Regenerator annehmlich.

Man hätte auch versucht, in eigens konstruierten Wärmeaustauschern die Abschlamwärme, die bisher im Kähler abgeführt wurde, an den Dickbrei zu übertragen. Solche Abschlam-Elemente von 10-12 m Länge hintereinander geschaltet, sollten einen Querschnitt haben, wie es auf dem Schema unten angedeutet ist. Es zeigte sich jedoch, daß sehr viel technische und betriebliche Schwierigkeiten, besonders wegen des ungleichmäßigen Anfalls des Abschlammes, diesem Vorschlag entgegenstehen.

In Wärmebild sieht man, daß der Wärmestrom des Vorheizers nochmals kleiner geworden ist. Die spezifische Wärme beträgt aber immer noch 250 000 Kcal pro t Reinkohle.

Es ist nun klar, daß die Möglichkeiten, weitere Wärme einzusparen, bzw. eine Entlastung des Vorheizers vorzunehmen, solange noch nicht erschöpft sind, als solch große Wärmemengen, wie wir im Wärmebild sehen, noch in den Kühlern vernichtet werden. Da andererseits die in den Ofen auftretende Wärmetönung genügt, um den Kohlebrei allein aufzuheizen, so mußten wir in unserem Bemühen, die Wärmewirtschaft günstiger zu gestalten, nunmehr beim Ofen selbst ansetzen. Wir nahmen bisher als gegeben an, daß der Kohlebrei mit 425° in den Ofen I eintritt. Schon frühzeitig hatte Herr Dr. Pier immer wieder darauf hingewiesen, daß man vom Kaltgas als Kühlmittel aus chemischen Gründen abgehen und das Produkt selbst als Kühlmedium verwenden sollte. Der erste praktische Schritt hierzu war die Einführung des Kaltbreies. Es kommt uns hierbei der Umstand zu Hilfe, der in der Eigenart der Strömung im Ofen begründet ist. Die gleiche Menge gewichtmäßig, die unten einströmt, muß natürlich aus Kontinuitätsgründen oben ausströmen. Aber diese Flüssigkeit macht zuvor eine Kreislaufströmung durch, wie Sie hier im Bild durch die eingetragenen Pfeile sehen: d.h., das heiße Produkt strömt an der Wand nach unten und mischt sich mit dem kälteren eintretenden Produkt. Die Reaktionstemperatur von 440° wird also erreicht durch Mischung des eintretenden Breies von der sogenannten Anspringtemperatur von 425° und dem Rücklauf von 470° . Der Rücklauf überträgt also die allerletzte Spitzenwärme. Welche Beweise hat man nun für diese Kreislaufströmung, oder ist sie willkürlich angenommen? Man fand in Leuna schon vor vielen Jahren, daß der Abbau beim Eintritt in den Ofen bereits etwa 30% beträgt und beim Austritt aus dem Ofen I 85%, aber unmittelbar nach dem Eintritt ist er von 30% auf etwa 60% angestiegen. Dies kann nur auf einen Mischeffekt zurückzuführen sein, auch fand man unten an der Wand den gleich hohen Abbau von oben.

Genau Temperaturmessungen über den Querschnitt des Ofens, die in Gelsenberg durchgeführt wurden, zeigten, daß die Temperatur an der Wand um einige Grad höher liegt als im inneren Kern. Ohne den Rücklauf müßte die Temperatur infolge der Abstrahlung des Mantels außen niedriger sein als im Kern.

Einen praktischen Versuch machte Herr Dr. Urban in Scholven, als er erstmalig Kaltbrei dem Ofen zuführen wollte. Als er den Kaltbrei oben einführte, wurde die ganze Reaktion ausgeköstet, die Ofeneintrittstemperatur fiel schlagartig ab. Durch die Zugabe oben hatte er also den Rücklauf gestört. Gab er den Kaltbrei dagegen unten zu, so wurde er ohne Schwierigkeit auf die Reaktionstemperatur gehoben. Daß er die Einspritzung im zweiten Ofen vornahm, ändert im Prinzip nichts.

Obwohl also der Rücklauf scheinbar eine irreguläre Strömung im Ofen darstellt, so bringt er den Vorteil, daß man mit niedriger Eintrittstemperatur in den Ofen gehen kann. Es ist nun klar, daß ein großer Rücklauf eine niedrigere Eintrittstemperatur zu fähren gestattet als ein kleiner Rücklauf. Aus dem Verhalten der Eintrittstemperatur der 3- und 4-fach Kammer wurde die Kurve der minimalen Ofeneintrittstemperatur auch auf höhere Durchsätze extrapoliert. Hieraus läßt sich dann mit Hilfe der Mischungsregel eine Kurve herstellen, welche die Abhängigkeit des Rücklaufes vom Durchsatz wiedergibt. Diese Kurve erhebt naturgemäß keinen Anspruch auf große Genauigkeit.

Man sieht also, daß die Ofeneingangstemperatur keine feststehende Temperatur ist und zunächst nichts mit der Reaktionstemperatur zu tun hat. Sie ist für einen bestimmten Ofentyp vom Durchsatz abhängig. Hierauf beruhen die unterschiedlichen Eingangstemperaturen in der Groß- und Kleinapparatur, wobei natürlich bei der Kleinapparatur die Abstrahlverluste eine erhöhte Rolle spielen. Man kann nun diese Tatsache des Rücklaufes auf verschiedene Weise ausnützen:

- 1.) Man fährt so tief in den Ofen, als es eben aus fahrtechnischen Gründen noch geht; bleibt ein zu großer Teil des ersten Ofens auf zu niedriger Temperatur, so kann man bei einer 4-fach Kammer einen fünften Ofen nachschalten und dann den ersten Ofen gewissermaßen als Vorheizofen betrachten. Diese Fahrweise wird zur Zeit in Pölitz mit Erfolg durchgeführt, wobei eine solche 4-fach Kammer mit Vorheizofen noch etwas mehr leistet als die normale 4-fach Kammer.
- 2.) Bei zu großen Durchsätzen, bei denen also ein einzelner Ofen eine zu hohe Eintrittstemperatur erfordert, kann man die beiden ersten Ofen parallel schalten, wodurch automatisch die Ofeneintrittstemperatur gemäß der geringeren Belastung absinkt.
- 3.) Oder man setzt an erster Stelle überhaupt einen Ofen mit größerem Durchmesser als die nachgeschalteten Ofen.
- 4.) Natürlich sind weitere Maßnahmen denkbar, einen stärkeren Rücklauf zu erzwingen, durch Einbauten z.B. von Manschetten im Hochdruckrohr, wie sie bereits frühzeitig von den Herren Dr. Anthes und Dipl.-Ing. Goetze vorgeschlagen wurden.

Bei diesen Maßnahmen handelt es sich nicht so sehr darum, Wärme einzusparen, denn ein zusätzlicher Ofen kostet einige 100 000 RM, und bei einem Wärmegewinn von nur 1-2 Millionen Koal. pro Stunde würde er sich nie amortisieren. Für den Vorheizofen tritt vielmehr eine sehr starke Entlastung ein, da die gerade sehr schwierig zuzuführende Spitzenwärme in wegfällt kommt und somit die Wandtemperaturen wesentlich gesenkt werden können.

Betrachtet man nun sämtliche Maßnahmen, die in der Schaltung des Regenerators begründet sind, und die aus der Tatsache des Rücklaufes ausgenützt werden können, wie Kaltbreieinspritzung, Vorschaltung eines Vorheizofens, so läßt sich zusammenfassend der gegenwärtige Stand der Aufheizung einer Steinkohle kammer etwa so darlegen:

Die eingehenden Produkte können mit diesen Mitteln wirtschaftlich bis auf etwa 40-500 an die Ofeneintrittstemperatur heran aufgeheizt werden. Eine weitere Verringerung dieser Temperaturspanne könnte durch Vergrößerung der Wärmeaustauschflächen der Regeneratoren wohl noch erzielt werden. Der Wärmegewinn steht aber in keinem wirtschaftlichen Verhältnis zu den Anschaffungskosten der zusätzlichen Regeneratoren.

Welche Mittel stehen zur Verfügung, wenn die Aufgabe vorliegt, diese verbleibende Spanne auf eine für den Vorheizofen günstige Art zu überbrücken? Vor allem, ist die Wärmepumpe geeignet, diese Aufgabe zu erfüllen?

Ich darf Ihnen daher kurz das Prinzip der Wärmepumpe nochmals vorführen. Es gibt zwei ganz verschiedene Verfahren, um Wärme von höherer Temperatur herzustellen. Das erste bisher ausschließlich verwendete Verfahren besteht in der Herbeiführung von solchen chemischen Reaktionen, meist Verbrennungsreaktionen, die unter Entwicklung von Wärme

höherer Temperatur verlaufen. Nach diesem Verfahren werden unsere gasbeheizten Spitzenvorbeizer durchweg betrieben. Das zweite, erst in neuester Zeit praktisch ausgeführte Verfahren beruht auf der Eigenschaft der Gase und Dämpfe, sich bei ihrer mechanischen Verdichtung zu erwärmen. Die Erwärmung erfolgt nach diesem gesetzmäßigen Zusammenhang:

$$\frac{T_1}{T_0} = \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}$$

Diese Tabelle zeigt den Temperaturanstieg bei verschiedenen Verdichtungsgraden. Die mechanische Verdichtung erfordert jedoch Aufwand von mechanischer Arbeit, die bei der Verdichtung in innere Wärme übergeht. Man bezeichnet daher dieses Verfahren auch als mechanische Wärmeerzeugung. Auch für diese Art der Wärmeerzeugung gilt das Gesetz von der Erhaltung der Energie, und es ist auf keine Weise möglich, mit dem Aufwand von 1 Kcal mechanischer Arbeit mehr als 1 Kcal neu erzeugter Wärme zu erwärmen. Wohl aber kann vorhandene Wärme von einer niederen auf eine höhere Temperatur gebracht werden, wobei dies jedoch nur unter Aufwand einer bestimmten mechanischen Arbeit möglich ist, wie es der 2. Hauptsatz der Wärmelehre zum Ausdruck bringt. Solche Vorrichtungen zur Förderung vorhandener Wärmemengen von einem niederen zu einem höheren Niveau nennt man Wärmepumpen. Der Arbeitsvorgang und Arbeitsbedarf einer solchen Wärmepumpe wird im folgenden für Luft ermittelt:

Verdichtet man 1 kg Luft adiabatisch von 1 auf 1,33 atm, so steigt die Temperatur von 20 auf 45° an. Man kann nun dieser warmen Luft bei dem unveränderlichen Druck p_1 die Wärmemenge $Q_1 = c_p (t_1 - t_0) = 0,24 \cdot 25 = 6$ Kcal entziehen. Antriebsarbeit für den Kompressor sind

$$l = 427 \cdot c_p (t_1 - t_0) \\ = 427 \cdot 6 \text{ mkg oder}$$

$$Al_1 = 6 \text{ Kcal}$$

erforderlich. Somit hätte man mit 6 Kcal Arbeitsaufwand auch nur 6 Kcal Wärme gewonnen, wie es dem Energiesatz entspricht, was man auch durch Abbremsung des Antriebsmotors allein, also ohne den Kompressor, hätte erreichen können. Nun ist aber zu bedenken, daß die auf 20° abgekühlte Druckluft noch einen Überdruck von 0,33 atm besitzt, das sie also noch imstande ist, Arbeit zu leisten. Mit dieser Arbeitsleistung könnte man den Antriebsmotor entlasten, etwa dadurch, daß man die Druckluft in einem Druckluftmotor entspannt, wo sie die Arbeit L_2 leistet. Man hat also zum Betrieb der aus Kompressor, Druckluftmotor und Betriebsmotor bestehenden Einrichtung, welche die Wärmepumpe darstellt, nur die Arbeit $L_1 - L_2$ von außen zuzuführen.

Mit 1 Kcal Arbeitsaufwand wird jetzt die Wärmemenge $Q_1 = \frac{Al_1}{Al_1 - Al_2}$ gewonnen. Dieser Wert ist auf alle Fälle, da $L_2 < L_1$, $\frac{Al_1}{Al_1 - Al_2}$ positiv und größer als 1. Er stellt die Wärmemenge dar, die von der Wärmepumpe nach außen als gebrauchsfähige Wärme für 1 Kcal der im Antriebsmotor aufgewendeten mechanischen Arbeit abgegeben wird. Es fragt sich nun, woher der Überschuß dieser Wärme über das Wärmeäquivalent von 1 Kcal aufgewendete Arbeit herrührt und wie groß er ist.

Die Arbeit L_2 des Druckluftmotors ist bei adiabatischer Ausdehnung der Druckluft im Verhältnis $T_0 : T_1$ kleiner als die Betriebsarbeit des Kompressors. Es ist also

$$AL_2 = \frac{T_0}{T_1} \cdot cp \cdot (T_1 - T_0) \quad \text{während}$$

$$AL_1 = cp \cdot (T_1 - T_0) \quad \text{war, und man erhält}$$

$$AL = AL_1 - AL_2 = cp (T_1 - T_0) \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right); \text{ ferner wird}$$

$$\frac{Q_1}{AL} = \frac{cp (T_1 - T_0)}{cp (T_1 - T_0) \left(1 - \frac{T_0}{T_1}\right)}$$

$$\frac{Q_1}{AL} = \frac{T_1}{T_1 - T_0} = 1 + \frac{T_0}{T_1 - T_0}$$

Der Überschub der gewonnenen Wärme über 1 Kcal Arbeitsaufwand beträgt also

$$\frac{T_0}{T_1 - T_0}$$

Die Beträge der zweiten Reihe dieser Tabelle stellen die gesamten Wärmemengen dar, die mit 1 Kcal Arbeitsaufwand gewonnen werden. Sie überschreiten diesen Arbeitsaufwand von 1 Kcal um die Beträge der dritten Reihe. Die letzteren Beträge können daher nur aus der Wärme stammen, die in der Betriebsluft schon vor ihrer Verdichtung vorhanden war, und durch die Wärmepumpe von t_0 auf t_1 , also von 20° auf 22° , 25° usw. gehoben wurde.

Dieser Vorgang läßt sich im Prinzip mit Wasserdampf ebenso durch
 Fen. und es läßt sich zeigen, daß mit beiden Betriebsmitteln, m.
 Gas ebenso wie m. Wasserdampf, für 1 Koal Arbeitsaufwand annähernd
 der gleiche Wärmegewinn erzielt wird, wenn die Temperaturen die glei-
 chen sind. Das Verfahren mit Wasserdampf hat den Vorzug, daß kein
 Expansionsmotor benötigt wird, und das Wasserdampf bei gleichem För-
 dervolumen des Kompressors sehr viel größere Wärmemengen verarbeitet
 werden können als mit Luft. Der mit Wasserdampf geführte Prozeß läßt
 noch deutlicher erkennen, daß die von der Wärmepumpe geförderte Wärme
 Q_1 zum weit überwiegenden Teile von einer vorhandenen Wärmequelle ge-
 liefert werden muß, da jedes kg des vom Kompressor angesaugten Dampfes
 im Kessel erst aus heißem Wasser durch ZUFÜHRUNG der Verdampfungswärme
 hergestellt werden muß. Dieser Vorgang läßt sich im sogenannten 13
 I/S-Diagramm von Mollier bequem darstellen. Sie sehen vor allem die
 sogenannte linke und rechte Grenzkurve. Unterhalb dieser Grenzkurve
 befindet sich das Nassdampfgebiet, rechts darüber das überhitzte Gebiet.
 Punkte auf dieser Grenzkurve stellen den Sattdampf dar. Diese schräg
 verlaufenden Linien sind Isobaren und innerhalb des Nassdampfgebietes
 gleichzeitig auch Isothermen. Nur oberhalb der Grenzkurve gehen Iso-
 bare und Isotherme auseinander. Die Isobare steigt schwach nach oben
 geneigt an, während die Isotherme nur leicht steigend nach rechts
 verläuft. Der Vorgang in der Wärmepumpe spielt sich also folgendermas-
 sen ab: Ein Dampf von Zustand 1 at und 100° wird adiabatisch auf
 2 at komprimiert, d.h., die Kompressionslinie geht senkrecht hoch auf
 den Druck von 2 at. Von hier wird ihr die Wärme entzogen, und zwar zu-
 nächst die Überhitzungswärme bis zur rechten Grenzkurve und von nun
 an die Verdampfungswärme herunter bis zur vollständigen Verflüssigung;
 die Grenze bildet die Temperatur des Kühlmediums.

Bevor ich zu einem Anwendungsbeispiel der Wärmepumpe gehe, 14
 möchte ich in diesem Bild Kurven der Leistungsziffer $= \frac{T_1}{T_1 - T_0}$
 in Abhängigkeit von der Temperaturdifferenz $T_1 - T_0$ zei-
 gen für verschiedene Aufheiztemperaturen. Sie sehen, $\frac{T_1}{T_1 - T_0}$
 wie die Leistungsziffer mit der kleiner werdenden Temperaturdifferenz
 stark ansteigt, und wie die Leistungsziffer selbst bei hohen Aufheiz-
 temperaturen größer ist als bei niederen Temperaturen jeweils bei der
 gleichen Temperaturdifferenz.

Als erstes Bild zeige ich Ihnen eine schematische Wassereindampfung
 mittels Wärmepumpe: Man wird nicht einfach mittels elektrischer Wider-
 standsheizung kochen, wie in diesem Bild links dargestellt ist, wobei
 mit 1 kw/h eben nur die äquivalenten 860 Koal Heizleistung ge- 15
 wonnen würden, also nur 1,5 kg Wasser, sondern man wird vorteil-
 haft die im 100° heißen Dampf enthaltene Verdampfungswärme verwenden
 und sie mittels einer Wärmepumpe bei 105° verfügbar machen. Es kann
 nun mindesten theoretisch eine Leistungsziffer $\eta = \frac{T_1}{T_1 - T_0} = \frac{378}{5} = 70$
 erzielt werden. Es fällt also die 50-fache Destil-
 latmenge an.

Wie eine solche Eindampfungsanlage aussieht, zeigt Ihnen das nächst 16
 ste Bild. Die einzudickende Lösung, die sich im Verdampfer befin-
 det, wird zunächst mittels Frischdampf auf die Siedetemperatur, z.B.
 100° , gebracht. Darauf wird der gleichfalls angewärmte Kompressor in
 Gang gesetzt. Dieser saugt die Brüden aus dem Dampfraum des Verdamp-
 fers ab, komprimiert sie und drückt sie in den Heizkörper. Dort ver-
 flüssigen sie sich unter Abgabe ihrer Überhitzungs- und Verdampfungswärme.
 Das heiße Kondensat läuft in den Unterteil des Verdampfers und
 von dort in den Vorwärmer, wo es seine Flüssigkeitswärme an das aus
 einem hoch gelegenen Behälter zufließende Rohprodukt abgibt. Dabei

erwärmt sich dieses annähernd auf T_1 und gelangt nach seinem Durchgang durch den Vorwärmer in den Verdampfer. Das Kondensat des Heizkörpers kühlt sich dagegen annähernd bis auf Außentemperatur ab und fließt aus dem Vorwärmer dem Behälter für destilliertes Wasser zu. Der unmittelbare Wärmeaufwand besteht praktisch nur in der Wärmemenge, die zum ersten Anwärmen des Verdampferinhaltes erforderlich ist. Sie spielt bei dem Vorgang nur eine untergeordnete Rolle. Maßgebend für die Wirtschaftlichkeit des Verfahrens ist der Arbeitsverbrauch des Kompressors.

Da für den Wärmedurchgang durch die den Kondensator von dem Verdampfer trennende Fläche oft schon wenige Wärmegrade genügen, so ist der Arbeitsbedarf theoretisch von der Größenordnung von etwa 1 % der umgesetzten Wärme. Bei Lösungen mit Dampfdruckerniedrigung ist er natürlich entsprechend größer. Wenn solche Apparate bisher trotzdem nicht größere Erfolge in der Praxis erzielt haben und man in unseren I.G.-Werken noch keine antrifft, so liegt dies vor allem an der ausgezeichneten Durchbildung und Wirksamkeit der Mehrkörperverdampferapparate. Bei diesen führt man die aus einem ersten Verdampfer aufsteigenden Brüden als Heizmittel einem zweiten Verdampfer zu, in dem ein tieferer Druck, also auch eine tiefere Siedetemperatur, herrscht als im ersten Verdampfer, sodaß die ersten Brüden im Heizkörper des zweiten Verdampfers verflüssigt werden und ihre Verflüssigungswärme an den Inhalt des zweiten Verdampfers abgeben können. Im zweiten Verdampfer wird ebensoviel Dampf entwickelt, als in seinem Heizkörper verflüssigt wurde, und dieser Dampf wird einem dritten Verdampfer mit noch tieferem Druck und Temperatur zugeführt.

Mit Hilfe des I/S-Diagramms läßt sich die aufzuwendende Arbeit zur Erzielung einer bestimmten Verdampferleistung der Wärmepumpe ohne weiteres errechnen. Die Dampfmenge in kg, die mit 1 Kcal Kompressionsarbeit erzeugt werden kann, ist:

$$G = \frac{1}{AL}$$

mit 1 PSh, also $G = \frac{632}{AL}$ kg Wasser

1 KWh, " $G = \frac{860}{AL}$ " " "

z.B. Kompressionsarbeit von 1 kg Dampf von 1 auf 2 at:

$$AL = 30 \text{ Kcal/kg,}$$

also $G = \frac{860}{30} = 28 \text{ kg.}$

Da die Verdampfungswärme bei 1 at 539 Kcal beträgt, so wird mit 1 Kcal Arbeit $\frac{539}{30} = 18$ Kcal Wärme gefördert.

Dannmehr können wir uns der Frage zuwenden, ob und inwieweit bei der Aufheizung in unseren Hydrierkammern die Wärmepumpe eingesetzt werden kann. Wir sehen, daß die Leistungsziffer $\xi = \frac{T_1}{T_1 - T_0}$ mit wachsender Temperatur T_1 steigt und ebenso mit kleiner werdender Temperaturdifferenz $T_1 - T_0$. Es müßte daher eine Gasphasenkammer herbeiführen verlocken, die letzten 10° die normalerweise mit einer elektrischen Widerstandsheizung überbrückt werden, mit einer Wärmepumpe zu bewältigen.

x) Leider ist mir keine Flüssigkeit bekannt, die ähnlich günstige Eigenschaften wie Wasser hätte, deren Daten aber etwa 150°C höher liegen als Wasser.

Ich zeige Ihnen nun zwei Beispiele: Zunächst eine Wärmepumpe in einer Gasphasenkammer und anschließend in einer Steinkohlkammer. Dieses Schema hier zeigt Ihnen eine 5058-Kammer, bei der die Eintrittstemperatur in den Ofen I bei 400° liegt. Es handelt sich also um einen alten Kontakt. Die Regeneration soll nur bis 3900 arbeiten, sodaß also 10° oder $200\ 000$ Koal/h effektiv noch zuzuführen sind. Die Wärmepumpe, die, wie wir sahen, aus einem Kompressor und einer Entspannungsturbine besteht, und die in unserem Fall als Hochdruckmaschine ausgebildet werden müssen, setzt man vielleicht zweckmäßig nach dem Ofen ein. Vor dem Ofen hätte eine Kompressionsmaschine es besteht doch die Gefahr, daß noch flüssige Bestandteile vorhanden sind, die dann einem solchen Aggregat schaden könnten. Die Rechnung ergibt nun, daß eine Kompression des Gasedstillatgemisches von 4200 auf 4300 genügt, wozu ein Kompressionsverhältnis von $1,05$ erforderlich ist, um eine bisher schon mit 3 Regeneratoren ausgerüstete Kammer nunmehr ausschließlich durch Wärmeaustausch in den Regeneratoren auf die Ofeneingangstemperatur zu bringen. Die Entspannungsmaschine wird man unmittelbar nach dem heißen Regenerator einsetzen, um ein Maximum an Energie zurückzugewinnen. Man wird zweckmäßig den heißen Regenerator möglichst klein halten, damit gerade nur die Spitzenwärme übertragen wird und noch kein Kondensat anfällt. Während also bei einer theoretisch $200\ 000$ Koal/h zugeführt werden müssen, beträgt die Differenzleistung des Kompressors und Entspannungsmaschine, also der Wärmepumpe, nur $20\ 000$ Koal/h. Diese Leistungsziffer von 10 läßt sich natürlich noch erhöhen, wenn man den Regenerator noch kleiner macht, um die Entspannung bei höherer Temperatur vorzunehmen. Man muß jedoch einem solchen Regenerator ein gewisses Spiel geben, um auch andere ungünstigere Aufheizverhältnisse zu bewältigen. Anfahrvorheizter ist nötig (siehe Bemerkung Bild).

In der Sumpfphase ist die Wärmepumpe schwieriger einzusetzen. Es ist keine Maschine denkbar, welche das Drei-Gas-Gemisch gemeinsam komprimiert, auch auf dem Rückweg ist bei jeder Temperatur bereits Kondensat vorhanden. Weiterhin ist die zu überbrückende Temperaturspanne in der Sumpfphase größer als in der Gasphase. Sie beträgt, wie wir sahen, bei weitgehender Regeneration immer noch $40-50^{\circ}$ gegenüber $10-20^{\circ}$ in der Gasphase. Die Wärmepumpe kann daher in der Sumpfphase nur indirekt Anwendung finden in Verbindung mit einem Hilfskreislauf, wie dies auf dem Bild gezeigt ist. Man wird zur Aufheizung dieses Hilfskreislaufes, zu dessen Füllen man entweder Stickstoff oder Luft verwenden kann, die hochwertigste Wärme heranziehen. Da die Spitze der Destillatwärme ohnedies in den Regeneratoren ausgenutzt wird, so ist die geeignetste Wärme die Abschlämmwärme, sowie die Wärme, die zwischen dem letzten Ofen und dem Heißabscheider bisher mit Kaltgas abgeführt wird. Aus diesen beiden Wärmequellen wird der Hilfskreislauf auf 440° aufgeheizt, dann in der Kompressionsmaschine auf 540° komprimiert, wozu ein Kompressionsverhältnis von 16 notwendig ist, also etwa von 10 auf 16 atm. Dieses Niederdruckgas gibt nun im Vorheizter seine Wärme bis herunter auf 440° ab, wird in der Entspannungsmaschine mit dem gleichen Entspannungsverhältnis entspannt, wobei sich der Stickstoff oder die Luft auf 343° abkühlt, wird dann in den beiden Schlangen auf 440° wieder aufgeheizt und von neuem komprimiert usw.

Wie sieht nun der Vorheizzer selbst aus? Er soll zunächst aus der gleichen Anzahl Haarnadeln bestehen, wie der frühere Vorheizzer, nur daß diese unberippt sind. Um jedes Rohr der Haarnadel ist ein Überrohr gezogen, durch dessen Ringraum das heiße Heizmedium strömt. Da es sich unter Druck befindet, kann der Ringraum so bemessen werden, daß die Wärmedurchgangszahl höher ist als beim berippten Vorheizzer. Man kann daher die maximale Heizgastemperatur absenken, was für diesen Fall auch bereits geschehen ist. Die maximale Heizgastemperatur beträgt 540° gegenüber 570° und mehr beim Rippenvorheizzer gleicher Haarnadelanzahl.

Die Leistungsziffer wird nun hier auch theoretisch nicht mehr so günstig wie bei der Gasphase, da man mit größeren Temperaturdifferenzen arbeiten muß als in der Gasphase, was auch aus der Energiebilanz der Maschinen sofort abzulesen ist, da diese ja für die theoretischen Verhältnisse ermittelt wurden. Bei dieser Kammer müßte man ähnlich wie bei der Gasphasenkammer einen Anfahrvorheizzer einbauen zum Anfahren der Kammer, da ja beim Anfahren die Wärmequelle aus dem Abschlämme noch nicht zur Verfügung steht und die Wärmeaufladung der Hochdruckkörper nur mit elektrischer Energie zu teuer wäre. Es gibt natürlich noch andere Möglichkeiten, die Wärmepumpe in unserem Fall anzuwenden. So könnte man nach einem Vorschlag von Herrn Dr. Donath bei der 700 at-Kammer das Frischgas folgendermaßen benützen: Man zweigt es von der 300 at-Kompression ab, erwärmt es in dem letzten Regenerator auf etwa 200° und komprimiert es auf 700 at, wobei es eine Temperatur von 540° annimmt und vermischt es mit dem 380° heißen Brei-Gas-Gemisch.

Wir kommen nun zu der für die Wärmepumpe wichtigsten Frage: Lassen sich diese hohen Leistungsziffern annähernd erreichen, oder was darf man von der Wärmepumpe in Wirklichkeit erwarten? Ich habe daher auf dieser Tafel nochmals die Kurve der Leistungsziffer für $T_1 = 800$ absolut herausgezeichnet, für Temperaturdifferenzen bis 250° . Man sieht, die Leistungsziffer geht bei kleiner Temperaturdifferenz theoretisch weit über 20 hinaus.

Welchen Einfluß üben nun die Wirkungsgrade aus, und welche Wirkungsgrade kommen überhaupt ins Spiel? Da ist zunächst der Wirkungsgrad des Kompressors: η_K . Der Kompressor nimmt zwar die Leistung A_K auf, gibt aber nur $A_K \cdot \eta_K$ in Form von Wärme ab. Der Wirkungsgrad η_K ist sehr hoch, er liegt bei etwa 95%. Diese Wärmemenge $A_K \cdot \eta_K$ wird nun dem Vorheizzer zugeführt, aber ein Teil geht dort als Abstrahlverlust und ein anderer Teil als Widerstandsverlust verloren. Beide Verluste kommen im Wirkungsgrad η_V zum Ausdruck. Er beträgt 72%, und zwar besteht er aus zwei Anteilen, einmal der Anteil der Wärmeübertragung und zweitens der Anteil für den Transport des Heizgases. Der erste betrage 80%, der zweite 20%. So gelangt dann nur noch die Leistung $A_K \cdot \eta_K \cdot \eta_V$ zur Arbeitsrückgewinnung in die Entspannungsturbine. Der Wirkungsgrad dieser Maschine η_M beträgt 80%. Die Differenzarbeit beträgt somit $A_K \cdot \eta_K \cdot \eta_V \cdot \eta_M$. Weitere Erläuterung siehe Bild.

Zu den Kurven läßt sich nun folgendes sagen:

1. Die hohen Leistungsziffern werden durch die Wirkungsgrade der Anlage stark abgebaut. Zwar ist die oberste Kurve bei der nur zur Geltung kommt, noch hoch und sie gilt fast in der vollen Höhe für die Brüdenkompression, da man dort keine Entspannungsmaschine benötigt und der ganze Wärmeaustausch im System selbst stattfindet.

2. Die unterste Kurve ist derart flach, daß es nicht mehr so sehr darauf ankommt, bei möglichst kleinen Temperaturdifferenzen zu arbeiten, falls größere Differenzen weniger Schwierigkeiten machen; man kann daher mit einem nur wenig schlechteren Wirkungsgrad Abfallwärme auch von tieferer Temperatur heben.

Wenn nun dieses Resultat übrig bliebe, daß man beim Einsatz der Wärmepumpe in die Hydrierung rund 100% mehr Wärme übertragen könnte, als dem Wärmeäquivalent der aufgewandten elektrischen Leistung entspräche, also eine durchschnittliche Leistungsziffer von 2,0 erreichte, wie man dann nicht mit dem Resultat sehr zufrieden sein und ernsthaft daran denken, die Wärmepumpe für die Hydrierung heranzuziehen?

Wir haben bisher eine Tatsache außer Acht gelassen, nämlich, daß die Wärmepumpe mit elektrischer Energie angetrieben wird, die bei uns aus Kohle hergestellt wird, und wir müssen uns daher der Frage zuwenden: Mit welchem thermischen Wirkungsgrad wird die elektrische Energie bei uns gewonnen? Bei der Betrachtung des Wirkungsgrades hatten wir vorhin stillschweigend die elektrische Energie als mit 100% Wirkungsgrad hergestellt betrachtet. Dies ist nun bei weitem nicht der Fall. Zur Beurteilung dieser Frage benützen wir nun nochmals das I/S-Diagramm. Die elektrische Energie wird einmal in Gegendruckturbinen gewonnen: Ein Dampf von etwa 100 atm und auf 490° überhitzt, wird auf 18 atm adiabatisch entspannt. Die Entspannungslinie mündet rechts von der Senkrechten ein, d.h. also, die Entropie wird größer, und man erhält aus 1 kg Dampf mit rund 800 Kcal Wärmeinhalt eine elektrische Leistung von rund 110 Kcal heraus. Der Dampf von 18 at steht nun mit seinem noch hohen Wärmeinhalt zu Heiszwecken zur Verfügung. Für diesen Gegendruckbetrieb ließe sich ein hoher Wirkungsgrad errechnen, je nachdem man den Dampf bewertet. Zu einem großen Teil jedoch wird die elektrische Energie im sogenannten Kondensationsbetrieb gewonnen, wenn nämlich für den Abdampf keine Verwertung vorhanden ist. Er wird ebenso in Turbinen entspannt, und zwar bis zu einem Druck herunter, der durch die Kühlwassertemperatur des Kondensators bestimmt ist. Soll z.B. der 18 atm-Dampf in einer Kondensationsturbine verarbeitet werden auf 0,05 atm, entsprechend einer Sattdampfentemperatur von 30°, so sehen wir, daß pro kg Dampf 525 Kcal im Kühler abgeführt werden müssen. Der thermische Wirkungsgrad beträgt $\frac{165}{710} = 23\%$ in Arbeit umgewandelt. $\frac{165}{710} = 23\%$ Wärmegesamtwärme.

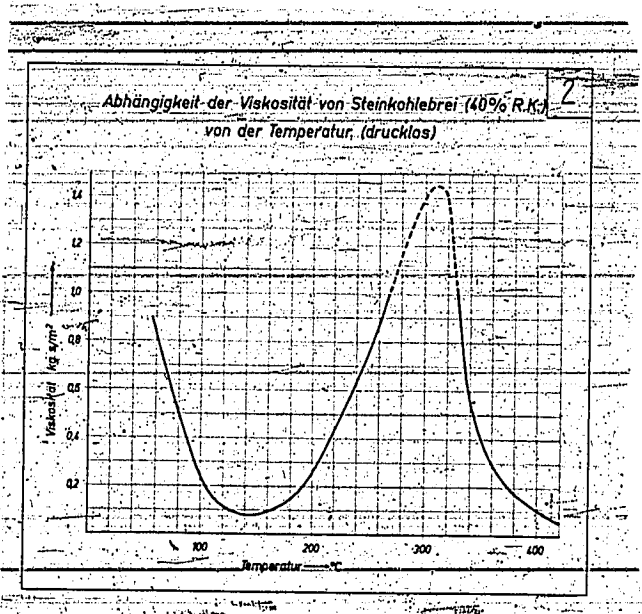
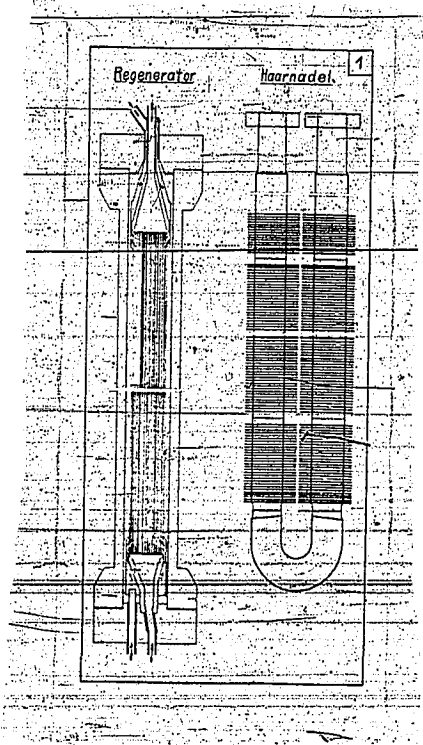
Berücksichtigt man noch den Kesselwirkungsgrad sowie die sonstigen Verluste, so kann man den Wirkungsgrad des Kondensationskraftwerkes mit höchstens 21% ansetzen. Selbst in unseren chemischen Fabriken, welche bekanntlich den höchsten Bedarf an Heizwärme verlangen, muß noch ein großer Teil der elektrischen Energie im Kondensationsbetrieb hergestellt werden. Verwendet man also elektrische Energie zum Antrieb von Wärmepumpen zu Heiszwecken, und ist die elektrische Energie aus Kohle und nicht aus Wasserkraft entstanden, so ist diese elektrische Energie als mit Kondensationsstrom erzeugt zu bewerten und daher mit dem schlechten Wirkungsgrad des Kondensationsbetriebes von maximal 21% einzusetzen.

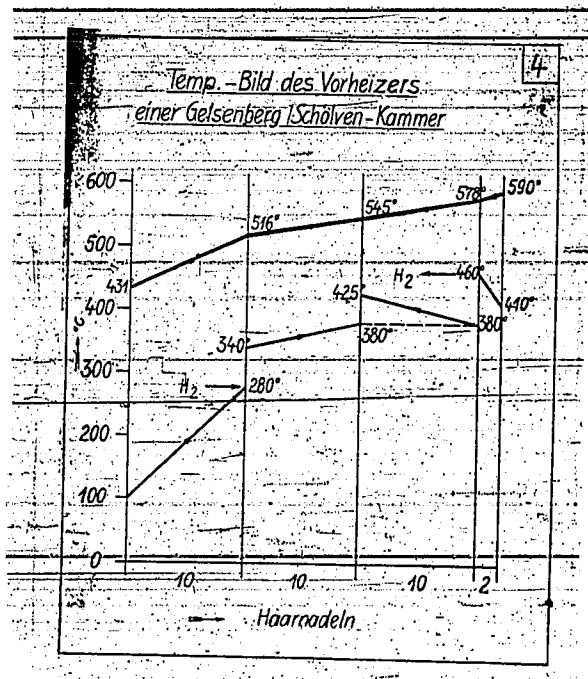
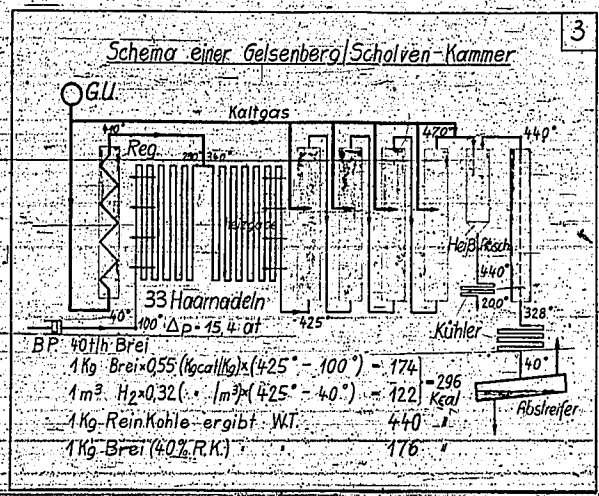
Wir hatten oben gesehen, daß die hohen Leistungsziffern der Wärmepumpe durch die Wirkungsgrade der Maschinen und der Heizvorrichtung auf etwa 2,0 abgebaut werden. Um die Wärmepumpe nun mit einer unmittelbaren Heizung, und zwar der unserer gasbeheizten Vorheizler, vergleichen zu können, muß die Leistungsziffer von 2,0 mit 0,21, dem Wirkungsgrad des Kondensationsbetriebes, multipliziert werden, sodaß man also einen Gesamtwirkungsgrad für den Wärmepumpenbetrieb von 42% erhält, während

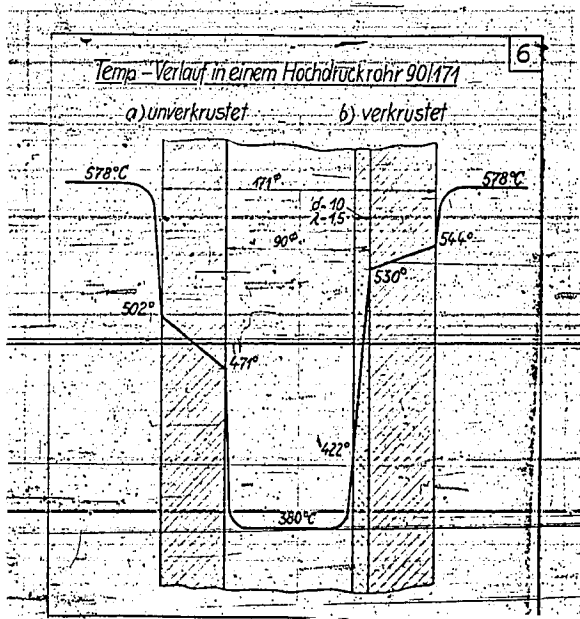
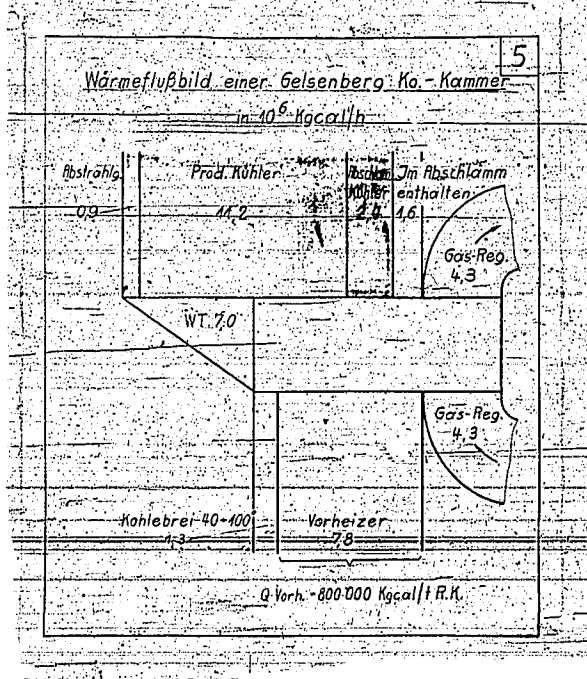
wir bei unseren Niederdruckheizungen immerhin mit 65 % rechnen dürfen. In dem letzten Bild ist gezeigt, wie man zunächst alle Wärme ≈ 10 sammelt, also die Wärme des Destillationskühlers, des Abschlammkühlers und die zwischen dem letzten Ofen und Heißabscheider anfallende Wärme. Man erhält die Abfallwärme in Form von 10 t/Stunde Dampf 10 at.m und 440° ; in einem Turbokompressor wird auf 540° verdichtet. Im Vorheizter werden 1 720 000 Kcal/Stunde übertragen. Der Restdampf wird in einem Kraftwerk verarbeitet und man sieht, daß der Kraftbedarf des Kompressors nicht gedeckt werden kann.

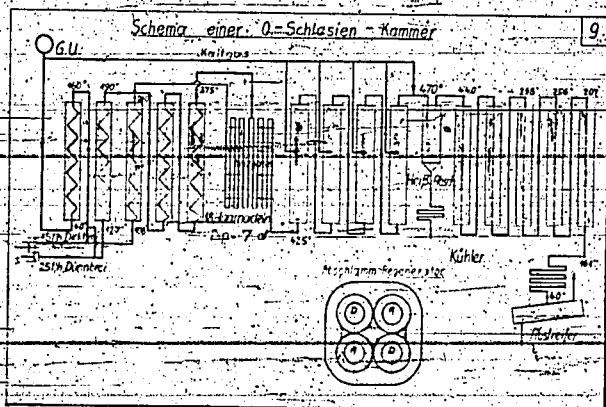
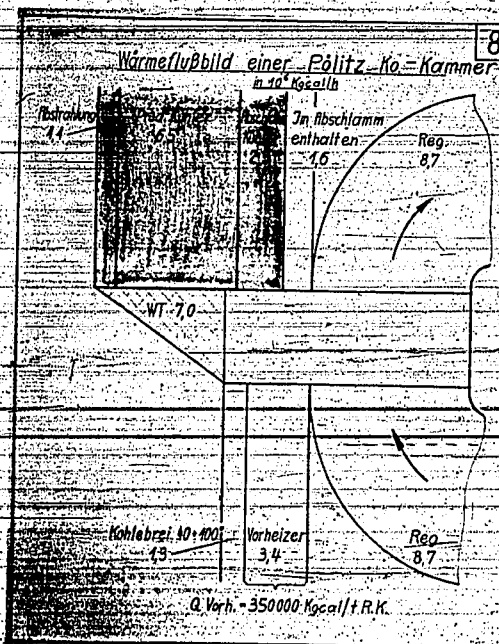
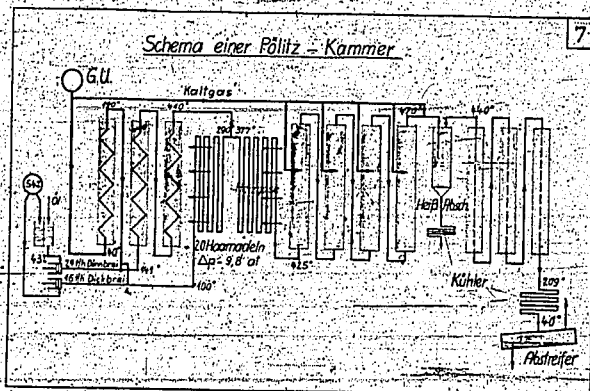
Selbst wenn es gelänge, die Wirkungsgrade vor allem der Entspannungsmaschine zu heben, sowie die Wärmeverluste zu drücken, sodaß der Wärmepumpenbetrieb den Wirkungsgrad der unmittelbaren Heizung erreicht, und man kann der Wärmepumpe immerhin zubilligen, daß sie nach ausreichender Entwicklungszeit und in Großausführung dies auch tatsächlich einmal erreichen wird, bleibt dann noch für uns die Frage: Welchen Vorteil bietet die Wärmepumpe gegenüber der bisherigen Aufheizung? In solcher Wärmepumpenbetrieb wird wesentlich teurer als unsere bisherigen Vorheizter, denn unsere Anlage wird um einen ansehnlichen Maschinenpark vergrößert. Man braucht außerdem zum Anfahren einen normalen Vorheizter, und der Betriebsvorheizter selbst bringt keine Entlastung, denn man benötigt bei gleicher Fläche die gleiche Rohrwandtemperatur; höchstens daß die niedrigeren Heizgastemperaturen von 540° gegenüber 570° die Bildung der Krusten erschweren. Nun könnte auch die bisherige Heizung durch eine Druckheizung ersetzt werden, etwa nach dem Aufladeprinzip des Velox-Kessels, sodaß auch dieser Vorteil der niedrigen Heizgastemperaturen wegfiel, wobei man sogar noch den bisherigen Wirkungsgrad von 65 % auf mindestens 75 % erhöhen könnte.

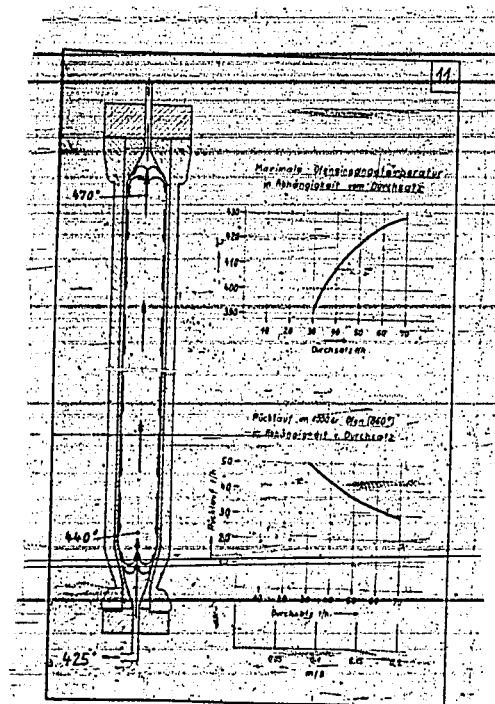
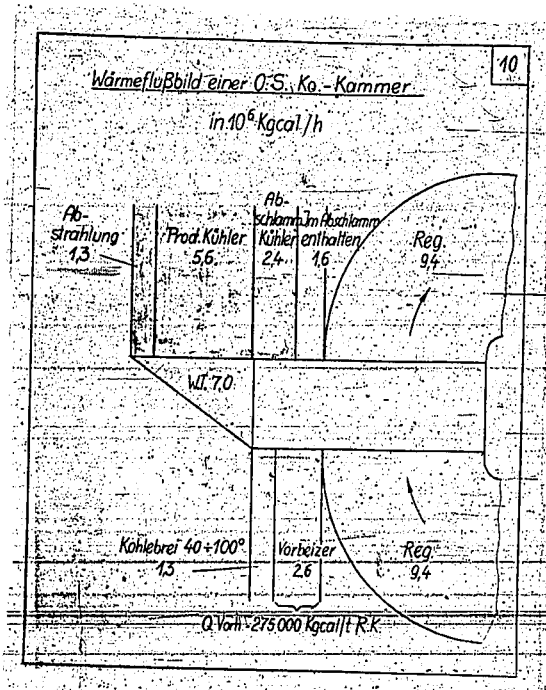
Es läßt sich also zusammenfassend sagen: Die Anwendung der Wärmepumpe ist im allgemeinen richtig und wertvoll für Wirtschaftssysteme, deren Energiegrundlage die Wasserkraft ist und die keine Möglichkeit des Verbundbetriebes mit Wärme-Kraft haben. Für Deutschland wird die Wärmepumpe erst dann von Bedeutung sein, wenn einmal aller Kondensationsstrom durch Gegendruckstrom, Wasserkraft oder Windkraft abgelöst ist und Gegendruckstrom, eingeführter Strom, Wasser- und Windkraft zur Wärmeerzeugung herangezogen werden müssen. Da die Wärmepumpe in unserem Fall der Anwendung in der Hydrierung keine besonderen Vorteile bietet, wobei man auch einen schlechteren Wirkungsgrad in Kauf nehmen würde, so ist es jetzt verfrüht, der Wärmepumpe zur Anwendung bei der Aufheizung in unseren Hydrierkammern mehr als ein allgemeines Interesse zuzuwenden.











12

$\frac{h_1 - h_0}{T_0} = \frac{c_p (h_1 - h_0)}{T_0}$

$\frac{Q_1}{P_0}$	1,2	1,5	2	3	8	22	30
$\frac{h_1}{T_0}$	1054	1123	1220	1369	1866	2034	2642

Erwärmung für $T_0 = 20^\circ$ $T_0 = 293$

$h_1 - h_0$	15,7	36	64,2	108	153,7	303	481,3
-------------	------	----	------	-----	-------	-----	-------

Abkühlung für $T_0 = 20^\circ$ $T_0 = 293$

ϵ	-5,1	-8	-32,7	-58,9	-115,9	-128,9	-162,1
------------	------	----	-------	-------	--------	--------	--------

$\epsilon = \frac{Q_1}{AL} = \frac{AL_1}{AL_1 - AL_2}$

$AL_1 = cp(T_1 - T_0)$

$AL_2 = \frac{Q_1}{\eta} cp(h_1 - h_0)$

$AL = AL_1 - AL_2 = cp(T_1 - T_0) (1 - \frac{Q_1}{\eta})$

$\epsilon = \frac{Q_1}{AL} = \frac{cp(h_1 - h_0)}{cp(T_1 - T_0)(1 - \frac{Q_1}{\eta})} = \frac{h_1 - h_0}{T_1 - T_0} \cdot \frac{1}{1 - \frac{Q_1}{\eta}}$

$T_0 = 20^\circ$ $T_0 = 293$

$h_1 - h_0$	2°	5°	10°	40°	100°	300°	1000°
$\frac{Q_1}{AL}$	147,5	58,6	30,3	8,3	3,9	1,9	1,3 Kcal
$\frac{h_0}{T_1 - h_0}$	146,5	58,6	29,3	7,3	2,9	0,9	0,3 Kcal

