

Technologie der Thermokompression im Salinenbetrieb

Robert Winkler

Escher Wyss AG, Postfach CH-8023
Zürich, Switzerland

ZUSAMMENFASSUNG

Kristallisieren durch Eindampfen, ein thermodynamischer Vorgang mit Verlagerung von Wärme auf ein tieferes Temperaturniveau. Thermokompression, ein Umkehrvorgang der Wärmeverlagerung von unverwertbaren auf nutzbare Temperaturstufen durch Zufuhr von Energie.

Einflussgrößen für die Auslegung der Thermokompression, Bedeutung der Betrachtung des Gesamtsystems und der Optimierung der einzelnen Systemkomponenten. Produktbedingte Auslegungsfaktoren, wie Siedetemperaturerhöhung, Begrenzung der Prozesstemperatur usw.

Darstellung des betrieblichen Auswahlbereiches. Betriebsverhalten, Kennbild des kombinierten Systems Kompressor-Verdampfer mit Darstellung von Teillast- und Ueberlastverhalten, Zu- und Abschalten von Betriebseinheiten, Gefahrenbereichen usw.

Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen, Gegenüberstellung Investitionen, Unterhalt, Betriebskosten.

Weitere Beurteilungsfaktoren, wie Umwelteinflüsse, Disponierbeweglichkeit, Flexibilität in der Anpassung an die Bezugsbedingungen der elektrischen Energie usw.

EINLEITUNG

Eine gesättigte Salzsole enthält ungefähr 25% NaCl und 75% H₂O, d.h. es müssen rund 3 kg Wasser verdampft werden, um 1 kg NaCl zu kristallisieren. Die Kristallisation erfordert also die Umwandlung des Wasseranteils aus der Flüssig-Phase in die Dampf-Phase. Dies entspricht einem Energieumsatz von $3 \times 0,6$ kWh pro 1 kg NaCl.

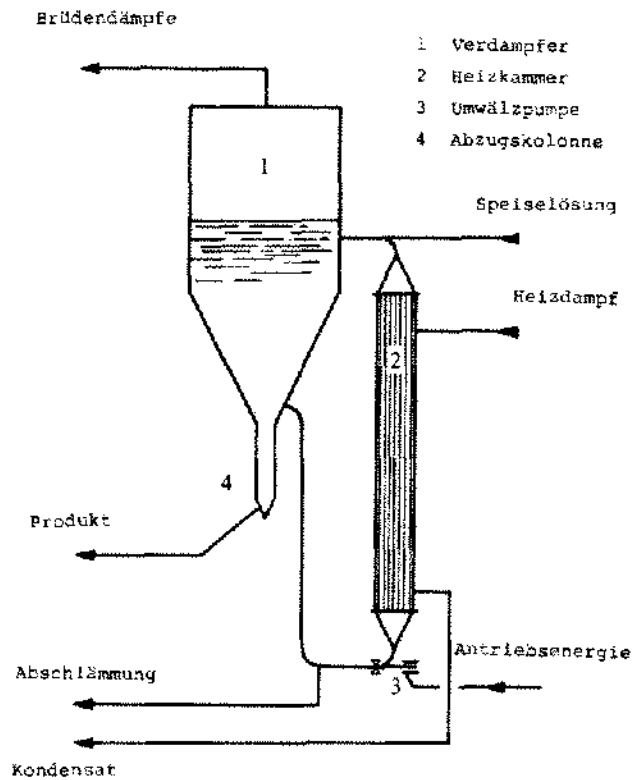
Eine typische Einrichtung für die Kristallisation von NaCl zeigt das Schema nach Fig. 1, bestehend aus: 1) Verdampfer-Kristallisator, 2) Wärmeaustauscher, 3) Antrieb für die Zwangsumwälzung und 4) Produkt-Austrag.

Gemäss thermodynamischem Gesetz, kann Wärmeübertragung nur bei gleichzeitigem Temperaturgefälle vor sich gehen, d.h. bei gleichzeitigem Verlust an Arbeitspotential; mit anderen Worten, unter Inkaufnahme eines Druckgefälles.

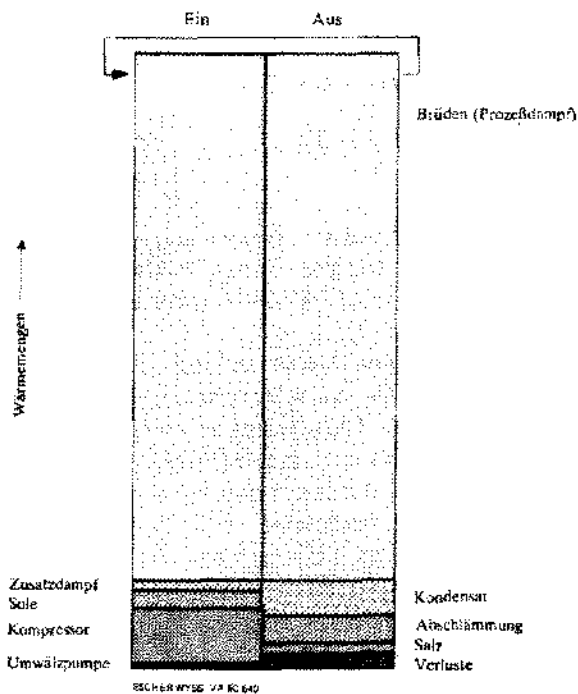
Das Kristallisatorsystem muss eine ausgeglichene Energiebilanz aufweisen, wie Fig. 2 darstellt. Daraus geht deutlich der überwiegende Anteil hervor, der die Verdampfung beansprucht.

In einem Einstufen-System ist die Energie in den abgehenden Brüden für das System verloren. In mehrstufigen Anlagen wird die Abgangsenergie jeweils in der nachfolgenden Stufe erneut nutzbar gemacht, bis eine Temperaturstufe erreicht wird, die an der Grenze der Auswertung für ein Kühlsystem liegt. Für Salinen werden Systeme mit 3 bis 6 Verdampferstufen oder Effekten angewendet. Die wirtschaftliche Effektzahl ist jeweils auf Grund der spezifischen Bedingungen des einzelnen Projektes zu bestimmen. Im Dampfdiagramm stellt sich der Vorgang als stufenweise Druckabsenkung dar.

Bei Einfach- oder Mehrstufen-Verdampfung wird der Verlust der Wärmeenergie in einem nachgeschalteten Kon-

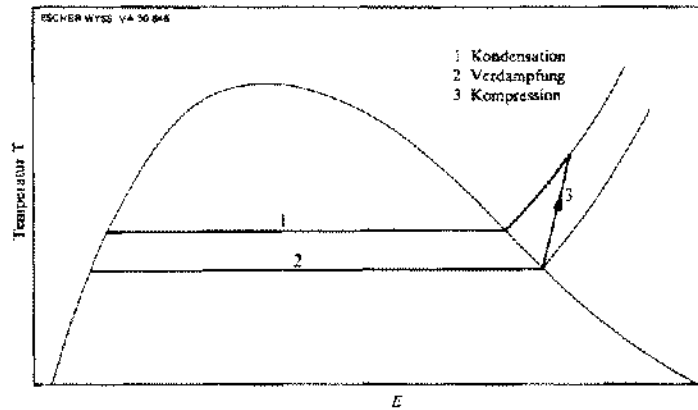
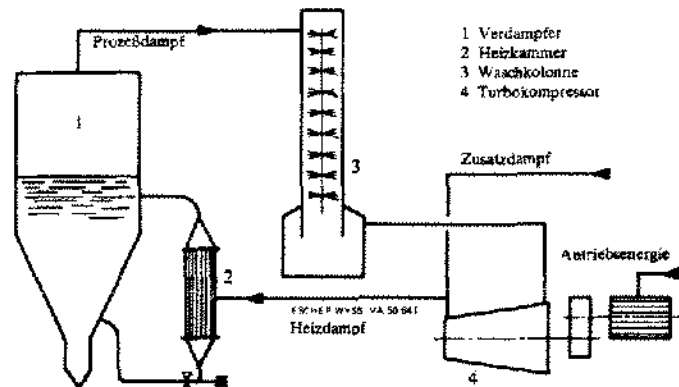


Figur 1. Verdampfersystem.



Figur 2. Waermebilanz am Thermokompressions-System.

densationsvorgang in Kauf genommen. Bei der Thermo-kompression wird durch Einsatz von mechanischer Energie im umgekehrten Vorgang die anfallende Abgangsenergie auf das ursprüngliche Potential zurückgebracht, wie aus dem Dampfdiagramm (Fig. 3) ersichtlich.

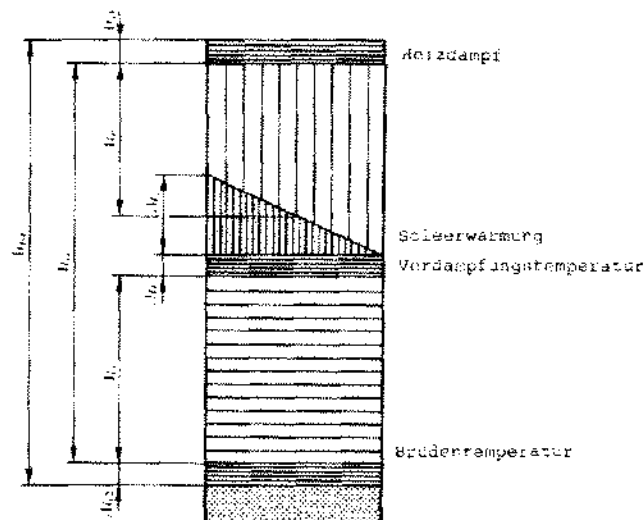
Figur 3. Thermokompressions-Vorgang im Dampfdiagramm.
E = Entropie

Figur 4. Fließbild—Thermokompressions-Verdampfer.

Für die Auslegung einer Thermokompressions-Anlage hat der projektierende Ingenieur die Auswahl im Freiheitsbereich, bezüglich Temperaturgefälle resp. Kompressionsverhältnis, und Siedetemperatur resp. Verdampfungsdruck.

Er hat neben der Optimierung der Betriebskosten die praktischen Gesichtspunkte des Betriebsverhaltens und des Verhaltens der Werkstoffe zu beachten.

Das Kompressionsverhältnis ergibt sich nach dem Temperaturdiagramm (Fig. 5) als Differenz zwischen dem Druck der Verdampfungsbrüden und dem erforderlichen Dampfdruck an der Heizkammer. Dabei setzt sich der Druckabfall am gesamten System aus den folgenden An-



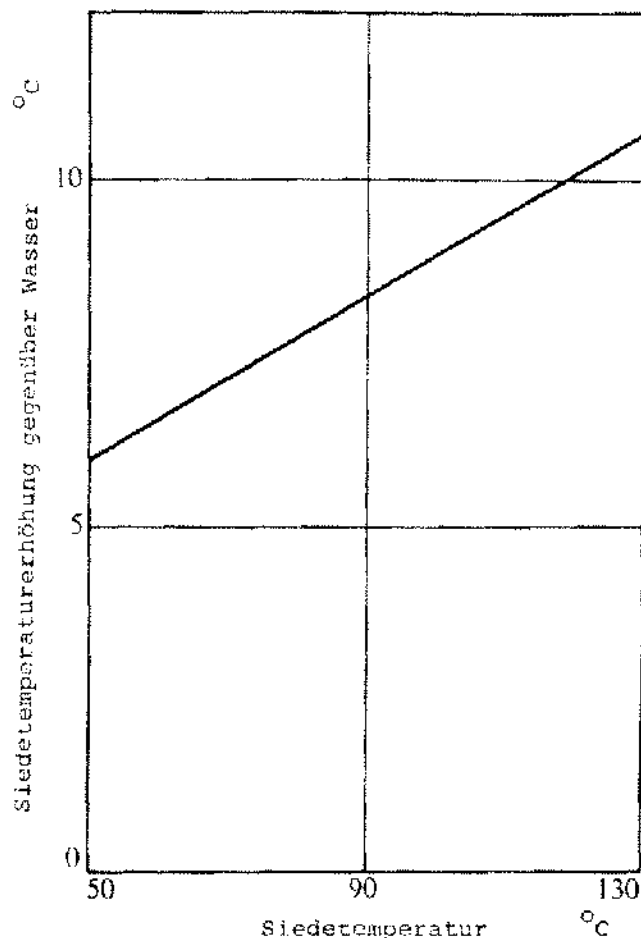
- Δt_v Druck-, Temperaturverluste
 - V_1 Druckseite
 - V_2 Saugseite
- Δt_k Kurzschlussverluste
- Δt_e Temperaturanstieg an der Heizkammer
- Δt_s Siedetemperaturerhöhung Sole
- Δt_n Wirksames Temperaturgefälle

Figur 5. Temperaturverteilung am Verdampfersystem.

teilen zusammen: Der Siedetemperatur-Differenz zwischen Sole und Wasser, dem Temperaturgefälle, verursacht durch Kurzschluss-Strömung im Verdampfer, den Druckverlusten im Leitungssystem, dem Druckverlust im Brüdenreinigungs-System, und dem mittleren Temperaturgefälle an der Heizkammer.

Die Siedetemperatur-Erhöhung ist eine typische Grösse für die gesättigte Salzsole (Fig. 6). Sie kann allein durch die entsprechende Wahl des Verdampfungsdruckes, in beschränktem Ausmass, beeinflusst werden. Der Druckabfall in den Rohrleitungen ist durch optimale Auswahl der Dampfgeschwindigkeiten und rationelle Anordnung der Leitungen möglichst niedrig zu halten. Als Waschkolonnen für die Verdampfungsbrüden stehen heute Einrichtungen zur Verfügung, die mit äusserst kleinen Druckverlusten auskommen.

Die Kurzschlussströmung im Verdampfer entspricht einer unvollständigen Druckentspannung der erwärmten Kreislaufsole im Verdampfer und ist durch zweckmässige Auslegung des Verdampfersystems bezüglich Erwärmung, Umwälzmenge und strömungsgerechte Gestaltung zu beherrschen.



Figur 6. Siedetemperaturerhöhung von NaCl-Sole

Das mittlere Netto-Temperaturgefälle ist eine Funktion der Auslegung der Heizkammer gemäss der Formel

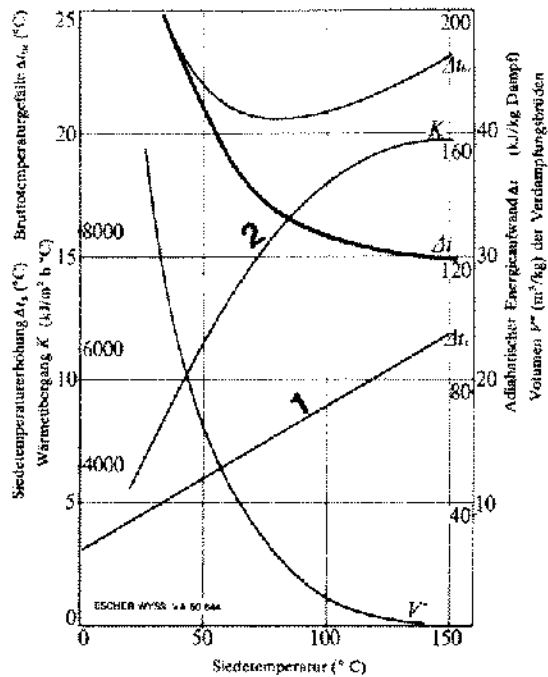
$$\Delta T_n = \frac{Q_e}{F \cdot K} \text{ wobei}$$

Q_g = zu übertragende Wärmemenge.

F = wirksame Wärmeaustauschfläche.

K = resultierender, spezifischer Wärmeübergang.

Das Temperaturgefälle an der Heizkammer ist der grösste Anteil des Gesamtgefälles, der durch die zweckmässige Auslegung der Apparate resp. durch Optimierung der Investitionen an Heizflächen, Investitionen an Kompressorstufen und an Energieverbrauch zu bestimmen ist. Andererseits ist auch für die Dimensionierung der Heizfläche abzuwägen zwischen den Kosten für die Heizflächen und gegebenenfalls mehr Aufwand an Pumpenenergie zur Er-



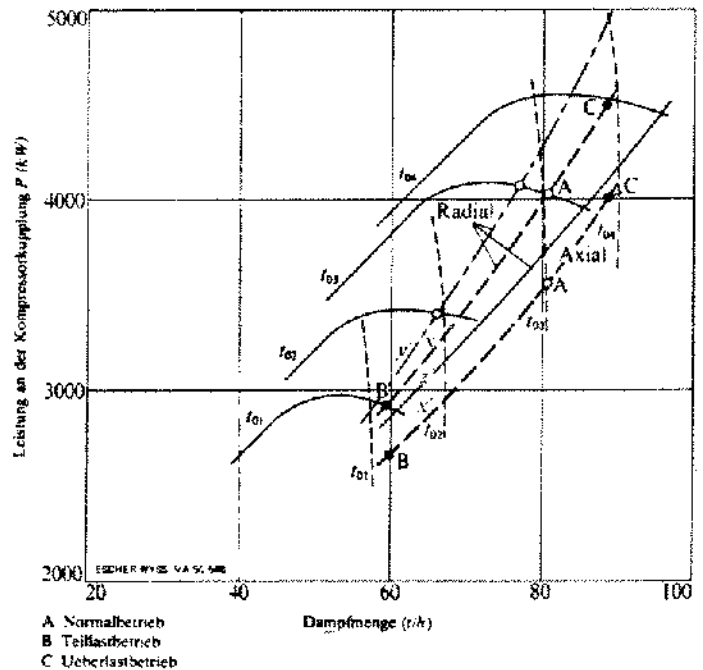
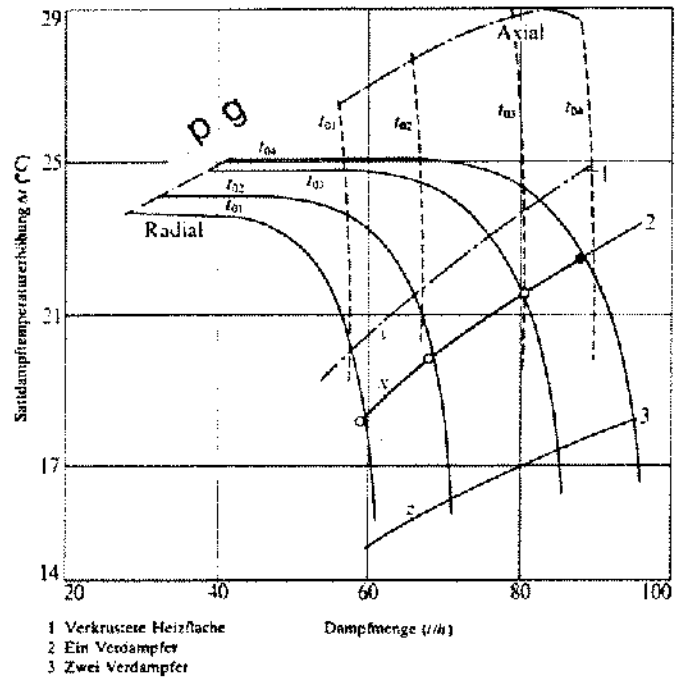
Figur 7. Siedetemperatur, °C.

zielung besserer K-Werte durch höhere Zirkulationsgeschwindigkeit der Sole in den Heizrohren.

Der zu wählende Verdampfungsdruck (Fig. 7) hängt seinerseits von einer Optimierung zwischen den massgebenden Einflussfaktoren ab, z.B. resultieren mit abnehmendem Verdampfungsdruck:

1. abnehmende Siedetemperatur-Differenz der Sole.
2. andererseits ebenfalls abnehmender Spez.-Wärmeübergang.
3. grössere Dampfvolumina, daher grössere Verdampfer-Durchmesser und grössere Kompressor-Abmessungen.
4. zunehmender adiabatischer Energieaufwand für gleiche Gesamttemperatur-Erhöhung.
5. abnehmender Aufwand für Vorwärmung der Speisesole und
6. tieferer Wärmeinhalt der Abschlammsole.

Es ist zudem zu beachten, dass bei tieferen Prozesstemperatur sich ein kleinerer Korrosionsgradient ergibt oder gegebenenfalls billigere Konstruktionsmaterialien in Erwägung gezogen werden können. Ebenso ist der notwendige Variationsbereich offen zu halten, falls Teillast und gegebenenfalls Ueberlastbetrieb beabsichtigt ist. Das Betriebsverhalten einer Thermokompressions-Kombination ist in Figur 8 dargestellt. Es zeigt das Leistungsverhalten bei: 1) variierendem Verdampfungsdruck, 2) variierendem Wärmeübergang resp. bei z.B. ungenügender Heizkammerentlüftung oder bei zunehmender Versalzung, 3) Um-



Figur 8. Dampfmenge t/h. Δt = Satteldampferhöhung. P = Leistung an Kompressor kupplung. t_0 = Ansaugtemperatur. P_g = Pumpgrenze

schaltung von 1 auf 2 Verdampfer und 4) Zuschaltung eines zweiten Kompressors.

Die Darstellung zeigt ebenfalls die Betriebszustände, die in den Bereich der Pumpgrenze führen können.

Bei der Beurteilung der Wirtschaftlichkeit der verschiedenen Verdampfersysteme gilt es, die verschiedenen

TABELLE 1

Vergleich Mehrfacheffekt und Thermokompression

	Mehr- facheffekt	Thermo- kompression
1. Aufwand Verdampferanlage	+	—
2. Aufwand Kesselanlage	+	—
3. Kompressorsystem	—	+
4. Gebäudeaufwand	+	—
5. Energie-Installationen	—	+
6. Energieaufwand	+	—
7. Kühlwasser	+	—
8. Ersatzteile	—	+
9. Unterhalt	—	+
10. Umweltbeeinträchtigung	+	—
11. Betriebsführung	+	—

Kostenfaktoren gegeneinander abzuwägen, d.h. in erster Linie die Betriebskosten und den Investitionsaufwand. Beim Investitionsaufwand ist insbesondere die Gesamtanlage einzurechnen, wobei ganz grob gerechnet werden kann, dass der Aufwand für den Turbokompressor bei der Mehrfacheffektanlage durch die teurere Dampfkesselanlage aufgewogen wird. Dabei ist mit zunehmenden Kosten für die Verhütung von Umweltstörungen zu rechnen.

Im Vergleich mit einem Mehrfachsystem ergeben sich die folgenden einzelnen Vor- resp. Nachteile (Tabelle 1).

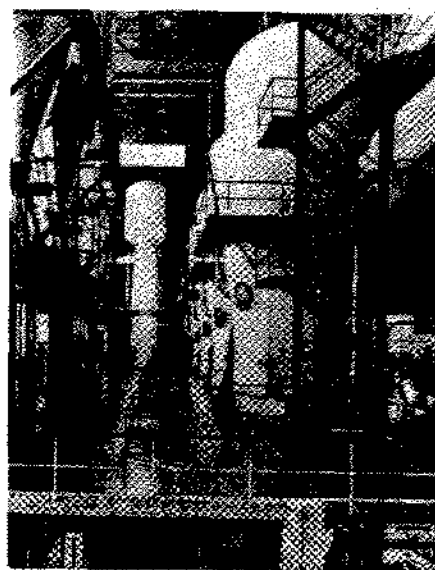
Wir verzichten darauf, eine zahlenmässige Bewertung vorzunehmen, da diese von den jeweiligen, lokalen Verhältnissen und Voraussetzungen abhängig sind und daher keine allgemein gültige Bewertung möglich ist. Zusammenfassend ist festzuhalten, dass die Anwendung der Thermokompression eine Alternative darstellt und die Auswahl des zweckmässigsten Systems jeweils aufgrund einer sorgfältigen Bewertung der einzelnen Kriterien vorzunehmen ist.

EINFLUSSGRÖSSEN FÜR DIE AUSLEGUNG EINES THERMOKOMPRESSIONSSYSTEMS

In Funktion der Siedetemperatur (Fig. 7) ist dargestellt: 1) der Verlauf der Siedetemperaturerhöhung von NaCl-Sole und 2) der Wärmeübergangsfaktor an der Heizkammer.

Für unveränderliche Wärmeübertragungsfläche und Wärmemenge sind das gerechnete Bruttotemperaturgefälle am Kompressor und der resultierende adiabatische Energieaufwand dargestellt.

Infolge der zunehmenden Siedetemperaturerhöhung ergibt sich trotz ebenfalls zunehmender Wärmeübergangswerte bei höheren Siedetemperaturen ein zunehmender Wert für das erforderliche Bruttotemperaturgefälle am Kompressor; der adiabatische Energieaufwand zeigt andererseits eine fallende Tendenz, da das Temperaturge-



Figur 9. Thermokompressions-Anlage, Saline Schweizerhalle.



Figur 10. Kompressorenhalle, Saline Riburg der Vereinigten Schweizerischen Rheinsalinen.

fälle bei höherer Siedetemperatur, resp. höherem Saugdruck, einem kleineren Kompressionsverhältnis entspricht.

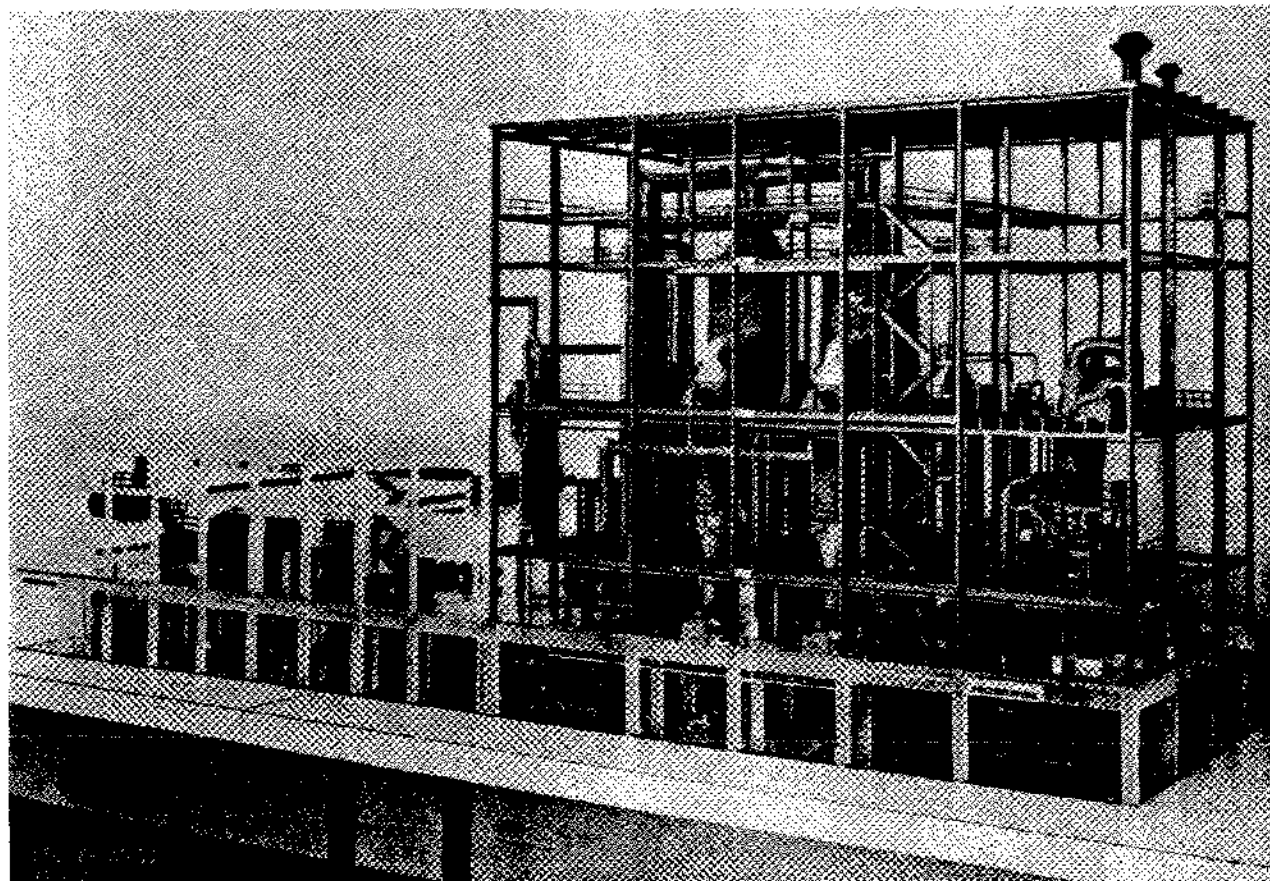
BETRIEBSVERHALTEN EINES THERMOKOMPRESSIONSSYSTEMS

Kurve X (Fig. 8) zeigt die Variation der Lastpunkte am Verdampfer, den Kennlinien eines Radial- und eines Achsialkompressors überlagert, wobei sich mit abnehmender Verdampfungstemperatur, resp. Ansaugdruck $p_{0,1}$ eine abnehmende Verdampfungsleistung einstellt. Die Leistungsaufnahme am Kompressor verläuft dabei gemäss den Kennlinien X' Radial- und X'' Achsialkompressor.

Eine Veränderung der Wärmeübergangsbedingungen am Heizkörper, z.B. infolge Versalzung oder ungenügender Entlüftung, zeigt sich in einer Verschiebung der Kennlinie X in Richtung Y und resultiert in einer erhöhten Leistungsaufnahme am Kompressor gemäss Y'.

Entgegengesetzt verschiebt sich der Betriebszustand gegen Z, falls ein zweiter Verdampfer dazugeschaltet wird, wobei sich die Leistungsaufnahme nach Z' verschiebt.

Die Verschiebungen für den Achsialkompressor sind für die beiden Sonderfälle nicht eingetragen. Infolge des steilen Verlaufes der Kennlinien wird die Verdampfungsleistung fast konstant bleiben, die Aufnahmeleistung des Kompressors sich jedoch bedeutend stärker verschieben.



Figur 11. Modell der Saline Steinkogel der Oesterreichischen Salinen.