

Schraubenmotor im ORC-Kreislauf

Dipl.-Ing **L. Paintner** VDI, München

Zusammenfassung

Ausgehend von Anwendungsuntersuchungen werden die Auslegung und der Aufbau eines ORC-Kreislaufes dargestellt, in dem als Arbeitsmittel R 114 eingesetzt wird.

Als Energiewandler dient ein Schraubenmotor mit Öleinspritzung. Meß- und Betriebsergebnisse aus Prüfstandsuntersuchungen werden vorgestellt und diskutiert.

Anwendungsbereiche für die Abwärmenutzung mit ORC-Anlagen werden aufgeführt.

Eine Wirtschaftlichkeitsbetrachtung zeigt, daß bereits heute ein Konkurrenzstrompreis von 15 Pfg/kWh erreicht werden kann.

1. Einleitung

Dem Entwicklungskonzept der gebauten ORC-Anlage wurden die Charakteristiken der nutzbaren Abwärmeströme in den verschiedenen industriellen Sektoren der Bundesrepublik Deutschland zugrundegelegt, die zu diesem Zweck eingehend untersucht wurden.

Der Temperaturbereich der nutzbaren Abwärmeströme liegt vornehmlich unterhalb 200°C, wobei sich die Obergrenze in Zukunft noch zu tieferen Temperaturen verschieben wird. Die mit ihnen erreichbare elektrische Leistung liegt schwerpunktmäßig in der Bandbreite von 200 kW bis 1200 kW.

Naßlaufende Schraubenmotoren stehen als Einzelmaschinen für ORC-

Moduln von 200 kW bis 600 kW zur Verfügung. Der Leistungsbereich kann durch Addition von Moduln erweitert werden.

Als Wärmequelle für den ORC-Prüfstand auf dem Testgelände dient ein Sattdampfkessel, der Sattdampf im Temperaturbereich von 120°C bis 190°C liefert.

2. Auslegungskriterien für den ORC-Kreislauf

Mit Hinblick auf Parametervariationen bei den Prüfstandsuntersuchungen wurden die Einstellparameter in den nachstehenden Bandbreiten vorgegeben:

Drehzahl Schraubenmotor (Hauptläufer)	3500 bis 6000 1/min
Temperatur	110 bis 140 ° C
Druck	Eintritt Schraubenmotor 15 bis 25 bar
Kondensationstemperatur	30 bis 70 ° C
Kondensationsdruck	2,5 bis 7 bar

Das Kreislaufschema ist in Bild 1 dargestellt.

Wesentliche Randbedingungen für die Prozeßauslegung des ORC-Kreislaufes waren neben dem ermittelten Temperaturniveau der Abwärmeströme die zur Verfügung stehenden Schraubenmotoren und geeignete Arbeits- und Schmiermittel.

2.1 Auswahl des Schraubenmotors

Als Schraubenmotor wird ein modifizierter einstufiger Schraubenkompressor mit Öleinspritzung eingesetzt, der speziell für die Anforderungen der handelsüblichen organischen Medien entwickelt worden ist.

Der Motor ist bis zu einem Eintrittsdruck von 25 bar einsetzbar. Dieses Druckniveau entspricht einer R 114-Satt-dampftemperatur von ca. 130°C.

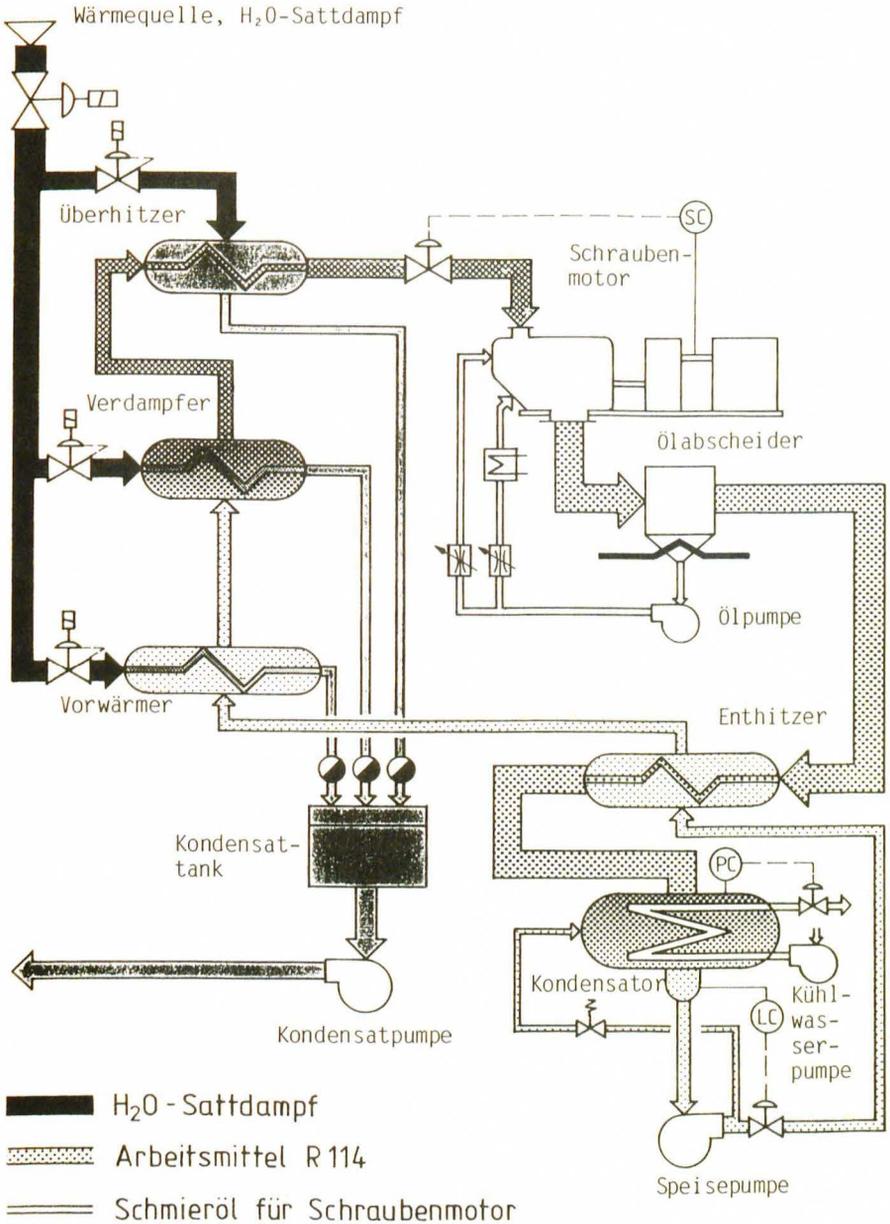


Bild 1: Anlagenschema der ORC-Anlage mit Schraubenmotor

Im Kreislauf ist der kleinere Motor aus der für ORC-Anwendungen vorgesehenen Typenreihe eingesetzt worden. Charakteristische Daten des Motors enthält Tabelle 1.

Eingebautes Volumenverhältnis v_j	4,8
Achsabstand a	128 mm
Rotordurchmesser D_{HL} / Achsabstand a	1,3
Läuferlänge L / Rotordurchmesser D_{HL}	1,6
Zähnezahl Z_{HL}	5
Zähnezahl Z_{NL}	7

Tabelle 1: Charakteristische Daten Schraubenmotor

2.2 Auswahl des Arbeitsmittels

Für die Auslegung, den Bau und den Betrieb einer ORC-Anlage ist die Auswahl eines geeigneten Arbeitsmittels von wesentlicher Bedeutung.

R 114 ($C_2Cl_2F_4$) wurde als Arbeitsmittel gewählt, weil es aus Gründen der Sicherheit, der Umwelt, der Verfügbarkeit sowie der Kosten von den einsetzbaren Medien die höchste Stabilitätsgrenze aufweist. Die Entscheidung für R 114 wurde auch durch die günstige Lage des Siedepunktes und die hohe volumetrische Expansionsarbeit beeinflusst.

2.3 Auswahl des Schmiermittels

Der Auswahl geeigneter Schmiermittel kommt die gleiche Bedeutung zu wie der des Arbeitsmittels.

Es mußte ein Schmiermittel gefunden werden, das im wesentlichen die Ansprüche hinsichtlich

- thermischer Stabilität bei ca. 140°C,
- ausreichender Viskosität bei relativ hohem Temperaturbereich und R 114-Verdünnung,
- vollständiger Mischbarkeit

erfüllt.

Der vorgesehene Einsatz eines Polyalphaolefins in Verbindung mit R 114 erwies sich in einem Laborversuch hinsichtlich des Wärmeübergangs beim Sieden als nicht empfehlenswert.

Im gesamten Bereich der Druckvariation von ca. 2 bar bis 25 bar mit 1 % Gew. Öl im Gemisch wurde eine klare Trennung zwischen Öl und R 114 beobachtet.

Die gewünschten Anforderungen wurden dagegen von einem naphthenbasischen Mineralöl erfüllt. Im untersuchten Druck- und Konzentrationsbereich (2 bar bis 25 bar mit je 1 %, 5 % und 10 % Gew. Öl) liegt volle Mischbarkeit vor. In Tabelle 2 sind die Kenndaten des Öls angegeben.

Dichte bei 15 °C	0,900 g/ml
Flammpunkt	220 °C
Viskosität bei 40 °C	105 cSt
Pourpoint nach DIN ISO 30 16	-33 °C
Fließvermögen i. U-Rohr nach DIN 51 568	-18 °C
Anilinpunkt nach DIN 51 775	96 °C

Tabelle 2: Kenndaten vom eingesetzten naphthenbasischen Mineralöl

3. Aufbau der ORC-Anlage

Bild 1 zeigt den prinzipiellen Aufbau der Anlage.

3.1 Kreislaufbeschreibung

3.1.1 Thermodynamischer Kreis

Der vom Satttdampfkessel erzeugte H₂O-Sattdampf wird parallel dem Vorwärmer, Verdampfer und Überhitzer der ORC-Anlage zugeleitet. Nach der Wärmeabgabe in den genannten Wärmetauschern

verläßt das H₂O-Kondensat die Wärmetauscher und fließt über Kondensatableiter in die Kondensathebeanlage. Der hochgespannte R 114-Dampf nach dem Überhitzer von maximal 25 bar strömt in den Schraubenmotor, wo er unter Abgabe von Arbeit auf einen Kondensatordruck von beispielsweise 3,5 bar entspannt. Noch überhitzt, wird er dann über den Ölabscheider in den Rekuperator geleitet. Hier wird ihm die Überhitzungswärme teilweise entzogen und dem R 114-Kondensat wieder zugeführt. Nach dem Rekuperator wird der nur noch leicht überhitzte Abdampf in den wassergekühlten Kondensator geleitet und kondensiert. Das R 114-Kondensat fließt dann einer unregelmäßigen Speisepumpe zu, die das flüssige R 114 mit dem Verdampfungsdruck über den Rekuperator wieder zum Vorwärmer, Verdampfer und Überhitzer drückt.

Den Schraubenmotor treibt über ein Stirnradgetriebe eine Wirbelstrombremse an. Sie ersetzt während der Prüfstandsuntersuchung den Generator.

3.1.2 Schmierölkreisläufe

Eine unregelmäßige Zahnradpumpe fördert das Schmieröl aus dem Ölsumpf des Abscheiders in getrennten Leitungen über Stromregulventile in den Arbeitsraum des Schraubenmotors und in die Lagerstellen bzw. Gleitringdichtung. Damit eine sichere Schmierung der Lager und Gleitringdichtung gewährleistet wird, wird die Viskosität des Schmierölstroms für diese Versorgungsstellen mit einem Ölkühler reguliert, denn die Viskosität des Öls kann durch die relativ hohe Temperatur im Ölsumpf und die im Öl gelöste R 114-Menge sehr stark erniedrigt werden. Ein Teil des Schmieröls fließt aus dem Schraubenmotor über einen Ölrückführkanal direkt in den Ölsumpf des Ölabscheiders, der Rest verläßt mit dem expandierten R 114-Dampf den Expander und wird in den Ölabscheider geleitet. Das Schema der Ölversorgung zeigt Bild 2. Alle fünf Leitungen zu den Versorgungsstellen sind mit viskositätskompensierten Strömungsmessern und -wächtern sowie mit örtlichen Druckanzeigen versehen.

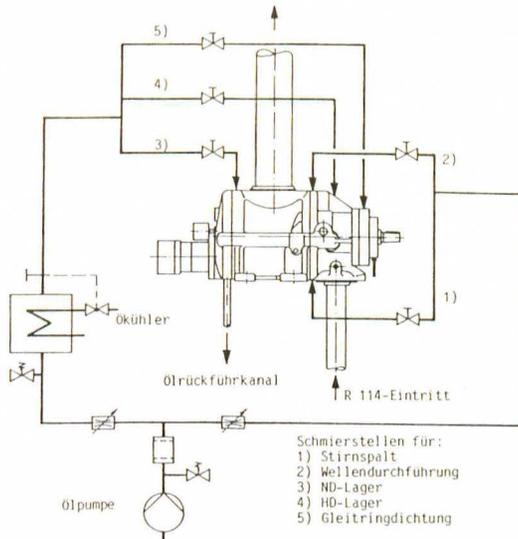


Bild 2: Ölversorgung für den Schraubenmotor

Für die Getriebschmierung sorgt ein eigener Ölkreis.

3.2 Kreislaufregelung

In die Anlage wurde eine möglichst einfache betriebssichere Regelung eingebaut. Die Regelung besteht im wesentlichen aus drei Regelkreisen:

- Der Kondensatordruck wird durch eine Mengenregelung des Kühlwassers konstantgehalten.
- Die Füllstandsregelung im Kondensatbehälter erfolgt durch Drosselung des R 114-Stromes nach der Speisepumpe.
- Die Drehzahl des Schraubenexpanders wird durch die zugeführte R 114-Dampfmenge geregelt. Dieser Regelkreis wird nur so lange benötigt, bis der Schraubenmotor auf Nenndrehzahl gebracht ist.

Als Stellorgane wurden Regelventile mit pneumatischem Antrieb gewählt.

3.3 Konstruktion und Anlagenkomponenten

3.3.1 Gesamtanlage

Bild 3 zeigt die ORC-Anlage.

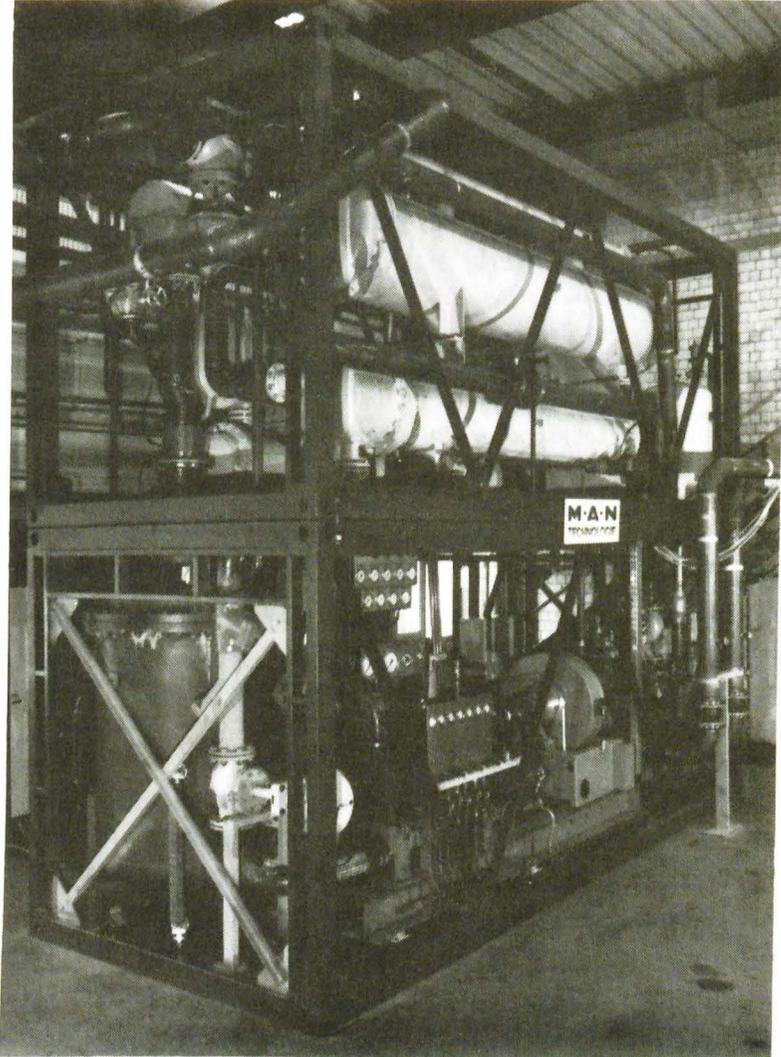


Bild 3: ORC-Anlage (ohne Wärmeisolierung)

Bei Auslegung, Konstruktion und Bau der Anlage wurde ein späterer anwendungsorientierter Feldeinsatz sowie die kommerziellen Anforderungen an Bedienung, Service und Wartung berücksichtigt.

Die Aggregate und Apparate sind in zwei übereinander gestellten ISO 20-Fuß Containerrahmen (6,1 x 2,4 x 2,6 m) untergebracht. Im unteren Container sind alle Aggregate wie Schraubenmotor, Getriebe, Wirbelstrombremse, Speise-, Schmieröl- und Kühlwasserpumpe sowie Ölabscheider mit Ölkühler aufgestellt. Der obere Container faßt alle Wärmetauscher wie Vorwärmer, Verdampfer, Überhitzer, Rekuperator und Kondensator mit Kondensatsammelbehälter.

3.3.2 Anlagenkomponenten

Die Bemessung der Komponenten erfolgte in Hinblick auf Parametervariationen bei den Prüfstandsuntersuchungen.

Wegen der Forderung nach hoher Betriebssicherheit sind handelsübliche, in der Industrie bewährte Apparate, Aggregate, Teile der Systemregelung und Sicherheitseinrichtungen verwendet worden.

3.3.2.1 Schraubenmotor

Die charakteristischen Daten des Schraubenmotors enthält Tabelle 1. Bild 4 zeigt den Schraubenmotor im eingebauten Zustand. Für die Modifikation des Schraubenverdichters zum Motor waren im wesentlichen Änderungen am Schmierölssystem notwendig. Gegen die Umgebung ist der Schraubenmotor über eine Gleitringdichtung abgedichtet. Der Schraubenmotor ist über eine elastische Kupplung mit dem Stirnradgetriebe verbunden. Mit einer Drehzahluntersetzung von 1,913 : 1 wird die Leistung auf eine Wirbelstrombremse übertragen. Der Platz für einen Generator ist vorgesehen.

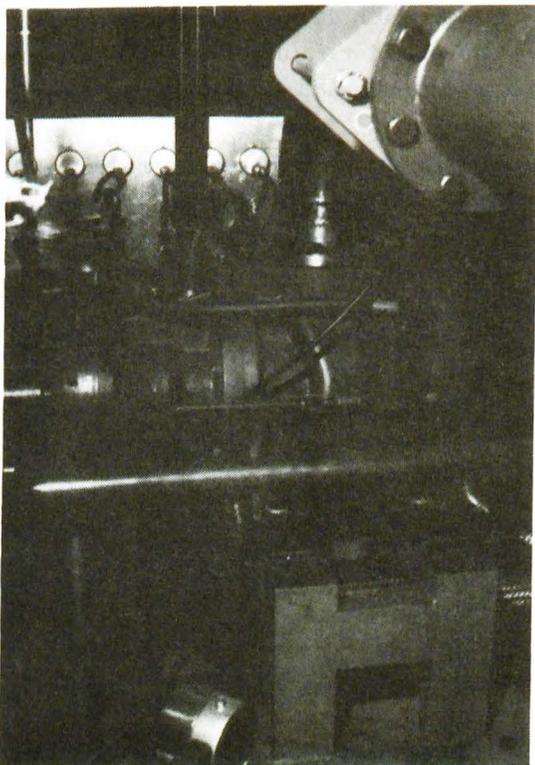


Bild 4: Schraubenmotor im eingebauten Zustand

3.3.2.2 Ölabscheider

Zur Ölrückführung aus dem Kreislauf am Schraubenmotoraustritt wird ein Zyklonabscheider mit Demister verwendet. Das Öl-R 114-Gemisch tritt tangential in den zylindrischen Behälter ein, und die ölreiche Lösung sammelt sich im Sumpf. Die Konzentration der Lösung entspricht dem thermodynamischen Gleichgewicht im Abscheider. Der R 114-reiche Dampf tritt senkrecht aus dem Behälter aus. Der Abscheidersumpf ist über eine Heizspirale mit H_2O -Dampf beheizbar. 100 % aller Tropfen, die größer als $10 \mu m$ sind, werden abgeschieden.

3.3.2.3 Wärmetauscher

Alle Wärmetauscher sind liegende Rohrbündelapparate mit festen Böden und abnehmbaren Kammern. Mit Ausnahme des Kondensators sind alle Wärmetauscher mit glatten Innenrohren 25 x 2 mm, St. 37.8 berohrt. Der Kondensator ist mit Rippenrohren 3/4" aus Kupfer bestückt. Für die Mantelrohre und Rohrböden wurde der Werkstoff H II verwendet. Die Stoffführung in den Wärmetauschern ist ebenfalls in Bild 1 dargestellt.

3.3.2.4 Pumpen

- Speisepumpe

Als Speisepumpe wurde eine 4-stufige, horizontale, unregelte Kreiselpumpe mit axialem Zulauf und doppeltwirkender Gleitringdichtung gewählt.

- Kühlwasserpumpe

Zur Anwendung kommt eine 1-stufige, horizontale, unregelte Spiralgehäusekreiselpumpe mit axialem Zulauf und Gleitringdichtung.

- Schmierölpumpe zur Schmierung des Schraubenmotors

Für die Anwendung wird eine unregelte Zahnradpumpe in Flanschausführung und mit Gleitringdichtung eingesetzt.

4. Meß- und Betriebsergebnisse

4.1 Meßergebnisse

4.1.1 Beschreibung der verwendeten Parameter

Die Meßstellen für Druck und Temperatur am Eintritt (p_E, t_E) und am Austritt (p_A, t_A) des Schraubenmotors sind in ca. 0,3 m Entfernung vom Schraubenmotor in den jeweiligen Stutzen installiert. Die angegebenen Drücke verstehen sich als Absolutdrücke.

Mit der Hauptlaufferdrehzahl n_{HL} und dem spez. Volumen ($v_E(p_E, t_E)$) am Eintritt last sich der theoretische Massenstrom \dot{m}_{th} durch die Maschine bestimmen:

$$\dot{m}_{th} = \frac{V_{F\ddot{u}ll} \cdot n_{HL}}{v_E(p_E, T_E)}$$

In den nachstehenden Kennlinien ist die Hauptlaufferdrehzahl durch die Umfangsgeschwindigkeit dargestellt:

$$U_{HL} = n_{HL} \cdot \pi \cdot D_{HL}$$

Das Verhältnis des tatsächlich zugeführten Massenstromes \dot{m}_E (aus Messung) zum theoretisch förderbaren Massenstrom \dot{m}_{th} gibt den Füllungsgrad des Schraubenmotors an:

$$\lambda = \frac{\dot{m}_E}{\dot{m}_{th}}$$

Mit dem Eintrittsdruck p_E und dem Austrittsdruck p_A der Schraubenmaschine ist das Betriebsdruckverhältnis

$$\pi = \frac{p_E}{p_A} \quad \text{definiert.}$$

Die Güte der Energieumwandlung im Schraubenmotor kann durch den isentropen Wirkungsgrad ausgedruckst werden:

$$\eta_i = \frac{h_E(p_E, t_E) - h_A(p_A, t_A)}{h_E(p_E, t_E) - h(p_A, s_E)}$$

Zur Beurteilung der Ausnutzung der durch die Wärmequelle (H_2O -Sattdampf) angebotenen Leistung wird der Kreislaufwirkungsgrad

$$\eta_{kr} = \frac{P_e}{\dot{Q}}$$

definiert, wobei P_e die effektive Kupplungsleistung - gemessen nach Getriebe - und \dot{Q} die von außen über Vorwärmer, Verdampfer und Überhitzer zugeführte thermische Leistung ist.

$\Delta t_{\ddot{u}}$ gibt die Überhitzungstemperatur von R 114 am Eintritt des Schraubenmotors an.

4.1.2 Wesentliche Einflüsse auf die Energiewandlung im Schraubenmotor

Beim Schraubenmotor beginnen bzw. enden die Strömungsvorgänge nach Überfahren der entsprechenden Steuerkanten. An diesen Steuerkanten ist beim Ein- und Ausströmen mit einem Druckabfall zu rechnen. Nachstehendes pV-Diagramm, Bild 5, stellt die Phasen Füllen, Expandieren und Ausschieben dar.

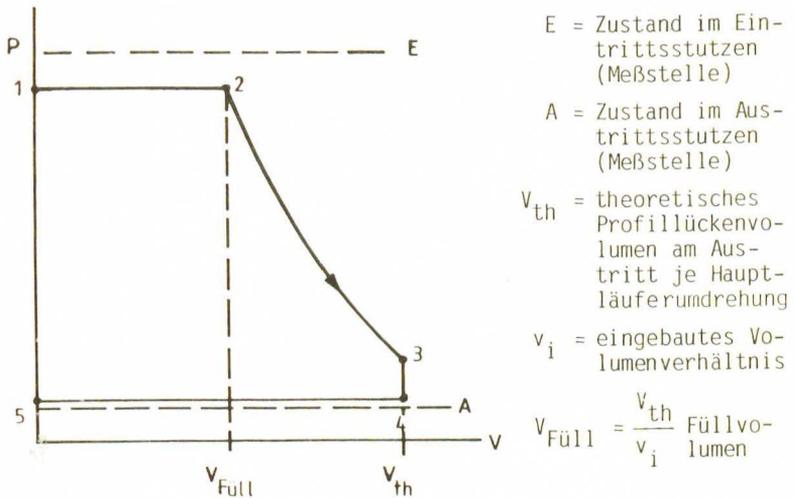


Bild 5: Arbeitsphasen des Schraubenmotors im pV-Diagramm

Vor allem beim Füllen der Arbeitsräume (Profillückenträume) sind wegen des relativ kleinen Einströmquerschnittes nennenswerte Drosselverluste zu bemerken.

Die Energieumsetzung in den Arbeitsräumen wird von Reibungsverlusten begleitet.

Die Spaltmassenströme aus dem Arbeitsraum während des Füllvorganges sowie der Expansion durch den Gehäusespalt, Stirnspalt und Profileingriffsspalt, die eine Art Bypass zu Räumen niedrigeren Druckes bilden, vermindern ebenso die mechanisch nutzbare Energie. Diese Spaltverluste nehmen jedoch durch Öleinspritzung und mit kürzer werdenden Arbeitsspielen, d.h. mit steigender Hauptläuferumfangsgeschwindigkeit, ab. Auch führen kleine Betriebs-

druckverhältnisse gegenüber großen bei unveränderter Umfangsgeschwindigkeit zur Abnahme der Spaltverluste.

4.1.3 Meßergebnisse und deren Diskussion

Ein Kriterium für die Beurteilung der Maschine ist neben dem Wirkungsgrad auch der Füllungsgrad. Er wird von der Einströmdrosselung und den nicht vermeidbaren Spalten bestimmt.

Wie schon erwähnt, ist der Füllungsgrad definiert als

$$\lambda = \frac{\dot{m}_E}{\dot{m}_{th}}$$

Der tatsächlich geförderte Massenstrom \dot{m}_E läßt sich durch eine allgemeine anschauliche Beziehung darstellen:

$$\dot{m}_E = \underbrace{\frac{V_{\text{Füll}} \cdot n_{\text{HL}}}{v_2(p_2, T_2)}}_{\text{Füllmassenstrom}} + \underbrace{\sum \text{Konstante} \cdot \sqrt{p \cdot 2 \Delta P_{\text{Spalt}}}}_{\text{Spaltmassenströme}} \cdot A_{\text{Spalt}}$$

Eine Zunahme der Drosselung (Drehzahlerhöhung) vergrößert das spez. Volumen in den Füllkammern - $v_2(p_2, T_2) > v_E(p_E, T_E)$ - und verringert somit die Füllmasse. Bei den Spaltmassenströmen wird der Stirnspaltstrom zwischen Gehäuse und Läuferstirnflächen überwiegen, weil hier die maximalen Druckdifferenzen in der Maschine auftreten.

Obige Beziehung zeigt erwartungsgemäß, daß der Einfluß der Drosselung erniedrigend und der der Spaltenströmung erhöhend auf den Füllungsgrad wirkt.

Bei dem in dieser Arbeit untersuchten Schraubenmotor dominiert der Einfluß der Eintrittsdrosselverluste im gemessenen Drehzahl- bzw. Umfangsgeschwindigkeitsbereich, weil $\lambda < 1$ ist.

Bild 6 zeigt den Verlauf von λ über der Umfangsgeschwindigkeit.

Der isentrope Wirkungsgrad ist bei der Umfangsgeschwindigkeit am größten, bei der die Summe aller Verluste ein Minimum aufweist.

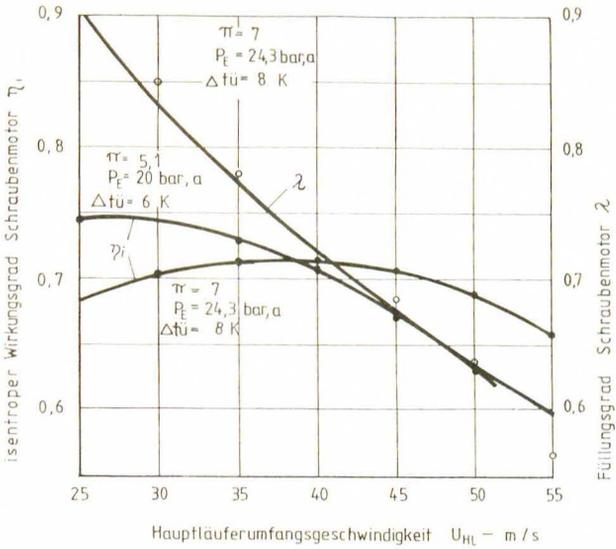


Bild 6: Isentropischer Wirkungsgrad und Füllungsgrad in Abhängigkeit von der Hauptläuferumfangsgeschwindigkeit

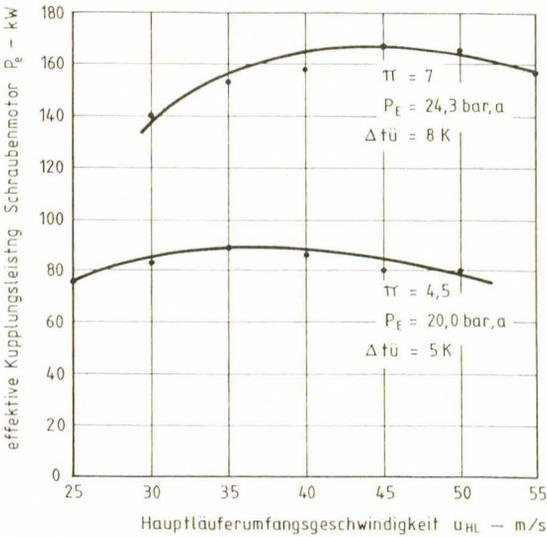


Bild 7: Effektive Kupplungsleistung in Abhängigkeit von der Hauptläuferumfangsgeschwindigkeit

Der Vergleich der beiden Wirkungsgradkurven in Bild 6 zeigt, daß mit zunehmendem Betriebsdruckverhältnis sich die Wirkungsgradmaxima zu steigenden Hauptläuferumfangsgeschwindigkeiten hin verlagern. Ein ganz ähnliches Verhalten zeigt auch die effektive Kupplungsleistung entsprechend Bild 7.

Mit steigendem Betriebsdruckverhältnis ist eine wirksame Leistungssteigerung erreichbar. So erhöht sich die Leistung fast um das Doppelte bei einem Anstieg des Druckverhältnisses von 4 auf 7 (Bild 8). Ebenfalls ist aus dem Bild ein linearer Anstieg der Leistung bis zu einem Druckverhältnis von ca. 5,7 erkennbar. Danach verlangsamt sich der Anstieg, was vermutlich durch höhere Spaltverluste bedingt ist.

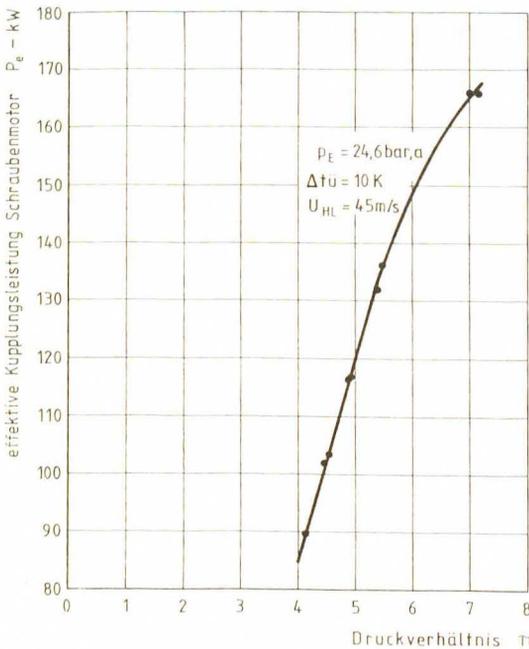


Bild 8: Effektive Kupplungsleistung als Funktion vom Druckverhältnis

Der ideale Kreislaufwirkungsgrad (Carnot-Wirkungsgrad) hängt sowohl von der Eintrittstemperatur des R 114-Dampfes in den Schraubenmotor als auch von der Kondensationstemperatur ab und beträgt im vorliegenden Fall 24 %. Der reale verlustbehaftete Prozeß erreicht dagegen nur einen Kreislaufwirkungsgrad von 12,5 % (Bild 9).

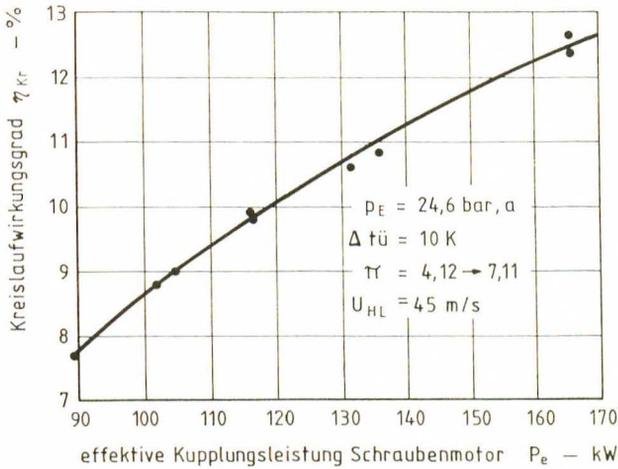


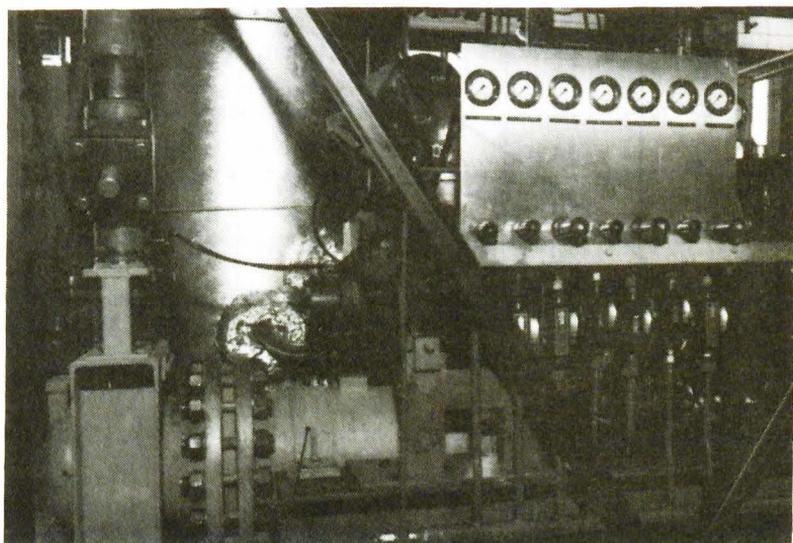
Bild 9: Kreislaufwirkungsgrad als Funktion der Kupplungsleistung

Die in Bild 3 dargestellte Anlage kann bei Einsatz eines größeren Schraubenmotors eine effektive Kupplungsleistung von ca. 300 kW erbringen. Die installierten Wärmetauscher und Pumpen sind dafür ausgelegt.

4.2 Betriebsergebnisse

Während des Betriebes bei den ersten Tests traten an der Rohrleitung vor und nach dem Schraubenmotor unzulässig hohe Schwingungen auf. Dies führte zu Schäden an Tauchhülsen, Ventilregler und Kupplung.

Zur Analyse der Schwingungen wurden die Druckpulsationen an der Eintritts- und Austrittsrohrleitung bei verschiedenen Betriebszuständen der Anlage ermittelt. Als Ursache der Schwingungen wurden Druckpulsationen infolge Gassäulenresonanzen festgestellt. Diese betragen in der Eintrittsrohrleitung etwa 15 % der Druckdifferenz am Schraubenmotor bei einer Drehzahl von 5743 u/min. Zur Verringerung der Gassäulenresonanzen vor dem Schraubenmotor wurde ein Pulsationsdämpfer eingebaut (Bild 10).



Pulsationsdämpfer

Bild 10: Pulsationsdämpfer im eingebauten Zustand

An der Austrittsrohrleitung wurden niedrigere Druckpulsationen registriert. Sie betragen etwa $1/3$ von denen in der Eintrittsrohrleitung.

Zur Reduzierung der Druckpulsationen wurde der Einbau einer Pulsations-Bedämpfungsscheibe direkt auf den Austrittsflansch des Schraubenmotors als Lösung gewählt. Mit diesen Maßnahmen konnten die Richtwerte für zulässige mechanische Schwingungen erreicht werden.

Die Antriebseinheit (Schraubenmotor, Getriebe und Wirbelstrombremse) ruht auf einem gemeinsamen Grundrahmen. Dieser Grundrahmen ist über Schwingungsdämpfer im Containerrahmen gelagert. Eine Untersuchung der ursprünglich verwendeten Ganzmetalldämpfer zur Schwingungsisolation ergab einen Isolierwirkungsgrad von $\eta = 0$ %. Der Austausch der Ganzmetalldämpfer gegen einen elastischen Polyurethan-Werkstoff brachte dagegen einen Isolierwirkungsgrad von $\eta = 53$ %.

Die Schmierölpumpe des Schraubenmotorölkreises neigte wegen der R 114-Ausdampfung aus dem Öl-R 114-Gemisch anfänglich zur Kavitation. Diese konnte durch Erhöhung des Ölstandes im Abscheidersumpf (höhere Zulaufhöhe) und Anhebung der Öltemperatur im Abscheidersumpf zwecks Verminderung der R 114-Konzentration im Öl vermieden werden.

Im Schmierölkreis des Schraubenmotors waren Differenzdruckreglerventile mit eigenmediumgesteuertem Membrantrieb eingebaut. Der Membrantrieb erwies sich als nicht geeignet, weil das Arbeitsmedium R 114 durch die Membrane diffundierte. Die Ventile wurden gegen Stromregelventile ausgetauscht.

Untersuchungen von Arbeitsmittelproben aus dem Kreislauf, nach der Speisepumpe, haben keine nennenswerte Ölkonzentration ergeben. Daraus kann man auf eine gute Abscheidewirkung des Ölabscheiders schließen.

5. Anwendungsbereiche von ORC-Anlagen

Nachstehende Darstellung zeigt Anwendungsbereiche für ORC-Anlagen und Beispiele von Produktionsanlagen bzw. -prozessen mit Zuordnung der vorwiegend anfallenden Abwärmeströme nach Aggregatzustand und Temperaturbereich.

AMWENDUNGSBEREICHE

Ausnutzung der Abwärme aus :

- Raffinerien
- Zechenkokereien
- Hüttenkokereien
- Sinteranlagen
- Stranggießanlagen
- Roheisen- und Stahlerzeugung
- der chemischen Industrie
- der petrochemischen Industrie
- der Aluminiumherstellung
- der Zementindustrie
- der Kalkindustrie
- der Ziegel- und Keramikindustrie
- der Zellstoff-, Papier- und Pappeerzeugung
- Brauereien
- Molkereien
- den Sektoren Glas und Feinkeramik, Kunststoffwaren, Textilgewerbe und Zuckerherstellung
- Dieselmotoren

Geothermische Wärme
Solarwärme

Beispiele von Produktionsanlagen bzw.- prozessen

Rohöldestillation, Reformieranlagen,
Schwefelsäureherstellung, Äthylenherstellung,
Kokserzeugung, Brennen von Zementklinkern,
Kalkstein und Ziegeln

gasförmige Wärmeträger

450 °C

Hochofen-, LD-Konverter-, Lichtbogen-,
und Kokillenkühlung, Konversionsanlagen,
Calciumcarbidherstellung

flüssige Wärmeträger

440 °C

Octanolherstellung, Rohöldestillation,
Reformieranlagenkondensierende Wärmeträger
(gleitende Temperatur)

400 °C

Düngemittelherstellung, Äthylenherstellung,
Textil- und Nahrungsmittelherstellung,
Papierherstellungkondensierende Wärmeträger
(konst Temperatur)

90 °C

6. Wirtschaftlichkeit von ORC-Anlagen

Die Wirtschaftlichkeit von ORC-Anlagen zur Abwärmenutzung wird anhand dreier Kriterien untersucht:

- Mit der dynamischen Barwertmethode, die den zeitlich unterschiedlichen Anfall von Kosten und Erlösen berücksichtigt, wird der mittlere Strompreis über die Nutzungsdauer der ORC-Anlage errechnet und dem mit der gleichen Methode errechneten Konkurrenzstrompreis gegenübergestellt. Diese Betrachtung über die gesamte Nutzungsdauer ist auch ein Maß für die Rendite der Investition.
- Den Risikoaspekt deckt das Kriterium Wiedergewinnungszeit ab. Ebenfalls mit der dynamischen Barwertmethode wird dabei der Zeitraum errechnet, nach dem die kumulierte Differenz von laufenden Kosten und Erlösen gleich der Anfangsinvestition ist.
- Um eine Aussage über die tatsächlich zu erwartenden Stromkosten im ersten Betriebsjahr der Anlage machen zu können, wird dieser Wert mit der Annuitätenmethode ermittelt und mit den erwarteten Strompreisen zum jeweiligen Inbetriebnahmejahr verglichen.

Die Wirtschaftlichkeitsrechnungen, deren Ergebnisse in den Bildern 12 bis 15 dargestellt sind, wurden mit folgenden Randbedingungen durchgeführt:

Anlagendaten

Investitionskosten der ORC-Anlage I	2000 - 7000 DM/kW
Äquivalente Jahresvollaststunden	5000 - 8000 h
Betrachtungszeitraum	20 a

Betriebsgebundene Kosten

Gemeinkosten (Versicherung, Steuern, Verwaltung)	3 %/a von I
Wartung & Instandhaltung	2 %/a von I
Lohnkosten	200 DM/kW

Wirtschaftliche Daten

Zinssatz	7,5 %
Allgemeine Inflationsrate	3,5 %
Reale Strom- bzw. Ölpreissteigerung	2 %
Strompreis 1987	15 Pfg/kWh

Investitionskosten und betriebsgebundene Kosten steigen mit der Inflationsrate von 3,5 % pro Jahr, verbrauchsgebundene Kosten steigen wie der Konkurrenzstrompreis, darüber hinaus mit 2 % zusätzlich. Bei den Investitionskosten ist eine Investitionszulage von 7,5 % nach § 4 a InvZulG berücksichtigt.

Die Betrachtung der Wirtschaftlichkeit wird für zwei Investitionszeitpunkte durchgeführt, 1987 und zehn Jahre später 1997. Alle angegebenen Preise wurden auf Preisbasis 1987 rückgerechnet, um zwischen den beiden Investitionszeitpunkten vergleichbare Ergebnisse zu erhalten.

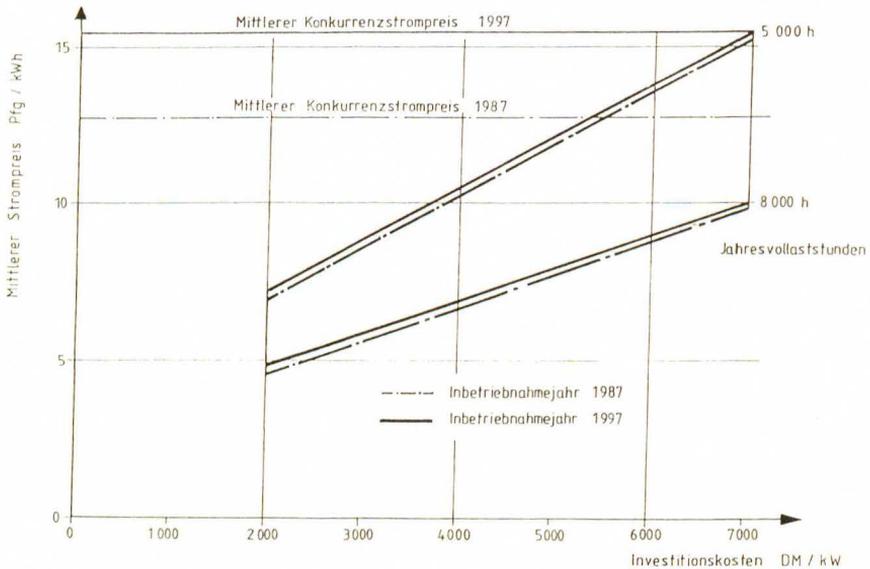


Bild 11: Mittlerer Strompreis einer ORC-Anlage als Funktion der Investitionskosten und der Volllaststunden für das Inbetriebnahmejahr 1987 und 1997

Die Wirtschaftlichkeitsbetrachtung zeigt, daß bei Investitionskosten von beispielsweise 4000 DM/kW elektrischer Nutzleistung, abhängig von den erreichbaren Jahresvolllaststunden, bereits heute ein Konkurrenzstrompreis von 15 Pf/kWh unterschritten werden kann, wobei Amortisationszeiten von 5 - 12 Jahren erreichbar sind.

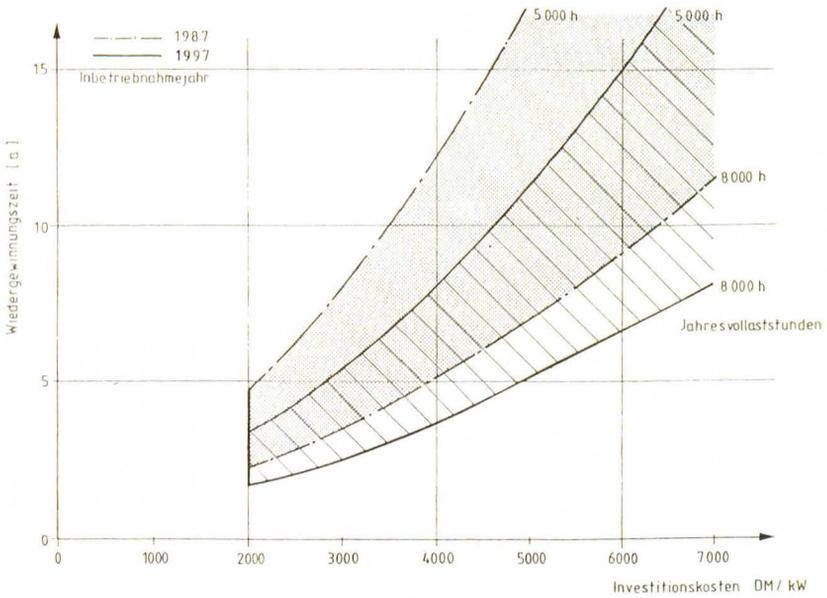


Bild 12: Wiedergewinnungszeit einer ORC-Anlage als Funktion der Investitionskosten und der Volllaststunden für die Inbetriebnahmejahre 1987 und 1997

Investitions- Inbetrieb- nahmejahr	2 000 DM/ kW	4 000 DM/ kW	7 000 DM/ kW	Konkurrenz- strompreis
1987	7,0 - 10,6	10,5 - 16,3	15,8 - 24,7	15
1997	7,2 - 10,9	10,8 - 16,5	16,0 - 24,9	18,3

Bild 13: Strompreisspanne einer ORC-Anlage im ersten Betriebsjahr bei 8000 - 5000 h Volllaststunden für die Inbetriebnahmejahre 1987 und 1997 in Pfg/kWh