

Lageenergie aus einer Zentrifuge

Ergänzung zur kondensatgetriebenen
Turbine

von
Dipl.-Phys.

Inhalt

1	Hintergrund	4
1.1	Ergebnis	4
2	Berechnungen	5
2.1	Formeln	5
2.2	Anwendung der Formeln	6
2.3	Wärmeübertragung in die Trommel	7
2.3.1	Wärmeübertragung durch Abgas	7
2.3.2	Wärmeübertragung durch Warmwasser	8
2.4	Wärmeabfuhr aus der Trommel	10
3	Diskussion der Ergebnisse	12

1 Hintergrund

Nachdem die Abschätzungen zur Dimensionierung einer Fallhöhe für Kondensat zum Betrieb einer kondensatgetriebenen Turbine ergeben haben, dass auch mit einem speziellen Kühlmittel zum Erreichen eines Wirkungsgrades im einstelligen Prozentbereich Höhenunterschiede von 1000 m und mehr notwendig wären, die systemtechnisch nicht ertragsverhindernd wären, soll nun die Idee verfolgt werden, diese Fallhöhe durch die Rotation einer Zentrifuge zu ersetzen.

Dabei gibt die Tatsache, dass selbst bei der Schleuderdrehzahl einer Waschmaschine Beschleunigungen im dreistelligen g-Bereich auftreten ($g = 9,806 \text{ m/s}^2$) Anlass zu hoffen, dass damit, vergleichbar mit dem Piloten- und Astronautentraining, ein Schwerefeld simuliert werden kann, in dem die ursprünglich berechnete Fallhöhe „geschrumpft“ werden kann.

1.1 Ergebnis

Das Schwerefeld der Erde und die Fallhöhe eines Schachtes lässt sich prinzipiell in der Zentrifuge simulieren. Bei 10 U/s und einem Radius von 1 m kann eine Fallhöhe von 200 m dargestellt werden.

Die Simulation eines 1000 m hohen Turmes würde bei der gleichen Zentrifuge eine Drehzahl von fast 1500 U/min (25 U/s) erfordern.

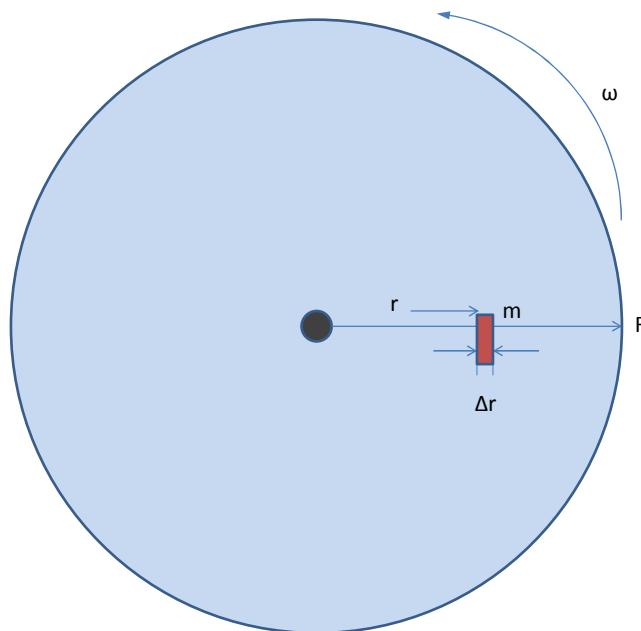
Die Begrenzung der Wärmeübertragungsflächen, insbesondere für die Kondensation im Innenbereich der Zentrifuge, führt, wenn eine nennenswerte Leistung übertragen werden soll, zu hohen notwendigen Temperaturspannen zwischen Wärmequelle und Wärmesenke, die aber nicht im Prozess selbst wirken können.

Der erreichbare Wirkungsgrad liegt unter dem, was konkurrierende Konzepte aus einer vergleichbaren Temperaturspanne herausholen.

2 Berechnungen

2.1 Formeln

Betrachtet wird zunächst die Kraft auf eine Masse in einem drehenden Zylinder, um daraus die Formel für den Druck am Boden einer nach außen gerichteten Flüssigkeitssäule und die Enthalpiezunahme in dieser Säule abzuleiten.



Der Zylinder dreht sich mit der Kreisfrequenz ω . Auf die Masse m wirkt dann eine Kraft

$$F = m \omega^2 r$$

Alle Massen entlang eines Ringes mit dem gleichen Abstand r erfahren die gleiche Kraft, mit der gleichen Stärke.

Die Masse M dieses Ringes mit der Dicke Δr , der Außenfläche A und dem spezifischen Volumen v beträgt

$$M = \frac{A \Delta r}{v}$$

Auf seine Außenfläche A übt dieser Ring einen Druckzuwachs Δp gegenüber seiner Innenfläche aus von

$$\Delta p = \frac{F}{A} = \frac{M \omega^2 r}{A} = \frac{A \Delta r \omega^2 r}{A v} = \frac{\Delta r \omega^2 r}{v}$$

Zur Vereinfachung soll die Achse in der Mitte des Zylinders sehr dünn sein.

Damit ist der Gesamtdruck an der Innenwand des Zylinders (bei Annahme eines druckunabhängigen spezifischen Volumens), der sich durch Addieren aller Druckbeiträge von innen bis zum Außenradius R ergibt (so genannte Integration)

$$p_{Wand} = \int_0^R \frac{\omega^2 r dr}{v} + p_{innen} = \frac{\omega^2 R^2}{2 v} + p_{innen}$$

Bezugsdruck ist der Druck an der Achse, hier mit p_{innen} bezeichnet.

Bei einem Radius R_0 der Mittelachse erweitert sich die Formel um den Beitrag der unteren Integrationsgrenze:

$$p_{Wand} = \int_{R_0}^R \frac{\omega^2 r dr}{v} + p_{innen} = \frac{\omega^2 (R^2 - R_0^2)}{2 v} + p_{innen}$$

Berücksichtigt man, dass die spezifische Enthalpie entlang dieser Säule gemäß dem Produkt aus spezifischem Volumen und der Druckänderung steigt, so ergibt sich für die Enthalpiezunahme zwischen Achse und Wand

$$\Delta h = \frac{\omega^2 (R^2 - R_0^2)}{2}$$

Wie auch bei den früheren Betrachtungen hängt die Enthalpiezunahme nicht von der Dichte bzw. dem spezifischen Volumen ab. Daher gilt diese Formel auch für 1 kg Gas wie für 1 kg Flüssigkeit.

2.2 Anwendung der Formeln

Zunächst soll die Kraft auf 1 kg Masse am Radius R des rotierenden Zylinders betrachtet werden.

Dazu wird angenommen:

- ◆ eine Drehzahl von 600 U/min, d.h. 10/s
- ◆ ein Radius R von 1 m.
- ◆ Masse m = 1 kg

Die Kreisfrequenz ω ist mit der Drehzahl über den Faktor 2π verbunden, daher ergibt sich die Kraft F mit

$$F = 1 \text{ kg} \cdot (2\pi \cdot 10 \text{ s}^{-1})^2 \cdot 1 \text{ m} = 3948 \text{ N} \approx 4000 \text{ N}$$

Veranschaulicht bedeutet das eine „Gewichtszunahme“ für 1 kg Masse um den Faktor 400, verglichen mit dem Schwerefeld der Erde.

Die Druckzunahme gegenüber dem Druck an der Achse für das Kältemittel R1234yf (v ca. 0,001 m³/kg, das entspricht einer Dichte von 1 kg/l) beträgt dann bei vernachlässigtem Innenradius

$$\Delta p = \frac{\omega^2 R^2}{2 v} = \frac{(2\pi \cdot 10 \text{ s}^{-1})^2 \cdot 1^2 \text{ m}^2}{2 \cdot 0,001 \text{ m}^3/\text{kg}} = 1,97 \text{ MPa} \approx 20 \text{ bar}$$

Die Enthalpieänderung für 1 kg Masse beträgt

$$\Delta h = \frac{\omega^2 (R^2 - R_0^2)}{2} = \frac{(2\pi \cdot 10 \text{ s}^{-1})^2 \cdot (1^2 - 0^2) \text{ m}^2}{2} = 1974 \text{ J} \approx 2 \text{ kJ}$$

Verglichen mit den Ergebnissen der Rechnungen zu der Kühlmittelsäule im Turm oder Schacht entsprechen der Druck und die Enthalpie also einem „Turm“ von 200 m Höhe.

Wendet man die Abschätzung zum Wirkungsgrad der Säule nun auf dieses Ergebnis an, so wird für die Verdampfung von 1 kg Kühlmittel ca. 130 kJ Wärme benötigt. Daraus ließe sich in einer flüssigkeitsgetriebenen Turbine maximal ein Enthalpiebetrag von 2 kJ umwandeln. Damit läge der theoretische Wirkungsgrad unter 1,54 %.

Das ist weniger ein Problem der Ausbeute, wenn die Wärme sonst ungenutzt bliebe, und die Investitionskosten sich im Laufe der Lebenszeit der Anlage wieder erwirtschaften lassen.

Als Modellfall soll eine Wärmequelle mit einer Leistung von 400 kW betrachtet werden. Unabhängig vom Wirkungsgrad muss das Kühlmittel in der Zentrifuge diese Leistung von der Außenwand aufnehmen, und in die Mitte zum Kondensator transportieren.

Bei einer Verdampfungsenthalpie von 130 kJ/kg wird dazu im Prozess ein Fluidstrom von 3 kg/s benötigt.

In der obigen Konfiguration werden pro kg Kühlmittel bis zu 2 kJ Arbeit verfügbar gemacht, d.h. bei 3 kg/s wäre eine mechanische oder elektrische Leistung von 6 kW die Grenze.

Der Wirkungsgrad ließe sich verbessern durch Erhöhung der Drehzahl. Damit würden aber auch die Belastungen auf die Anlage und das Gefährdungspotential steigen. Die Steigerung der Drehzahl auf 1500 U/min (25 U/s) würde den Wirkungsgrad um den Faktor 6,25 gegenüber der Drehzahl von 10 U/s anheben.

2.3 Wärmeübertragung in die Trommel

2.3.1 Wärmeübertragung durch Abgas

Das Prozessfluid liegt als dünner Ring am Außenzyylinder der Zentrifuge an. Diese Fläche steht für die Wärmezufuhr zur Verfügung.

Die Wärmeabfuhr an der Achse wird zunächst als durch Kühlwasser als ausreichend gegeben angenommen.

Wenn die Zentrifuge eine Höhe von ca. 1 m und einen Durchmesser von 2 m hat, sind an der Oberfläche für die Wärmeübertragung ca. 6 m² anzunehmen. Es wird angenommen, dass das Gas in Kanälen geführt wird, die durch Gestaltung der Oberfläche eine Wärmeübertragungsfläche von 10 m² gestatten. Die hohen Kräfte auf die Außenstruktur der Trommel werden ein zu filigranes System nicht zulassen.

Als bestimend für den Wärmedurchgang wird der Übergang Gas-Metall mit dem Wärmeübergangskoeffizienten α angenommen. Der Wärmestrom \dot{Q} lässt sich dann abhängig von der Temperaturdifferenz zwischen Gas und Trommel abschätzen nach der Formel

$$\dot{Q} = A \cdot \alpha \cdot \Delta T$$

Für α sind Werte unter 100 W/m²K anzusetzen, auch bei guter Durchströmung. Mittelwerte liegen bei 50 W/m²K.

Daraus ergibt sich durch Einsetzen der Wärmestrom pro 10 K Temperaturdifferenz:

$$\dot{Q} = A \cdot \alpha \cdot \Delta T = 10 \text{ m}^2 \cdot 100 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \cdot 10 \text{ K} = 10 \text{ kW}$$

Das ist zu messen an dem Bedarf, 1 kg/s Kühlmittel zu verdampfen, d.h. 130 kW an das Fluid zu übertragen. Daraus ergibt sich, dass die Abgastemperatur gegenüber der Wand ein Temperaturgefälle von 130 K aufweisen muss.

Um die oben genannten 400 kW auszunutzen, müsste die Abgastemperatur also 400 K über der Trommeltemperatur liegen. Mit dieser Wärme wäre technisch mehr herauszuholen als ein Wirkungsgrad von 1,5%.

2.3.2 Wärmeübertragung durch Warmwasser

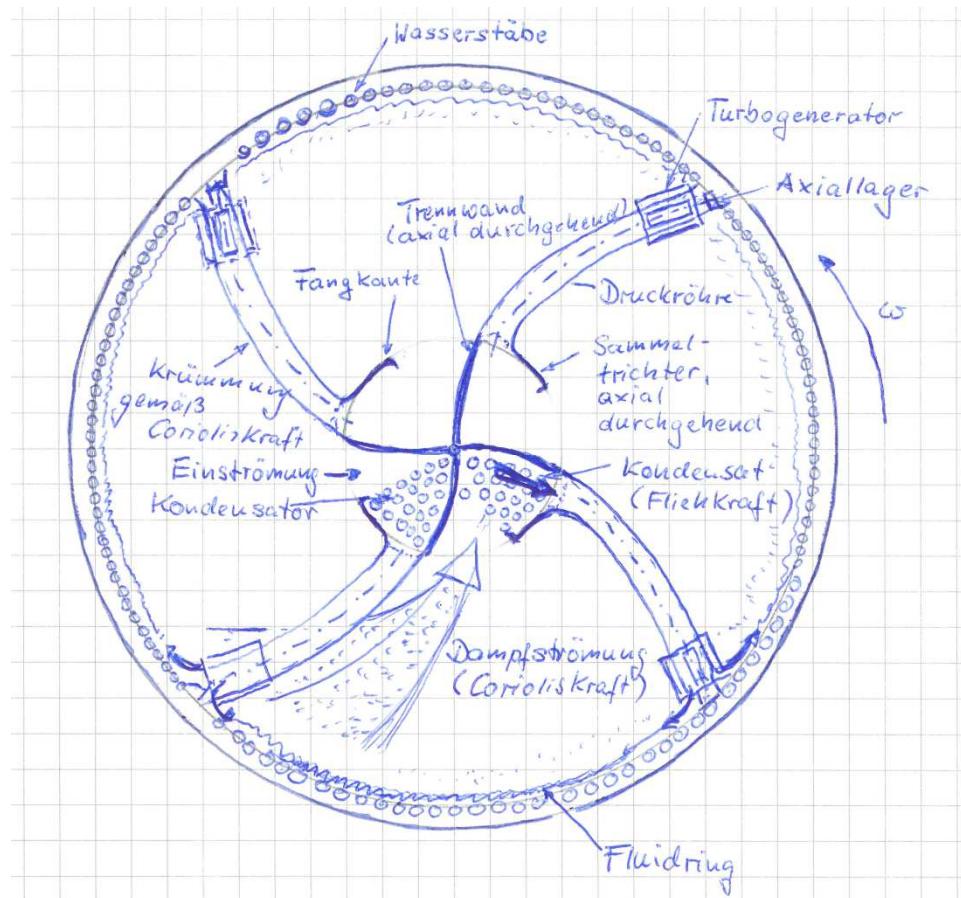
Mit einer Flüssigkeit wie Wasser könnte ein besserer Wärmeübergangskoeffizient realisiert werden. Bereits bei moderaten Strömungen (< 5 m/s) liegt der Wärmeübergangskoeffizient α bei ca. 3000 W/m²K.

Auch hier soll durch eine noch zu findende Konfiguration von Röhren als „Stäbe“, die eine gewellte Oberfläche bieten, im Inneren des Außenmantels eine Gesamtfläche von 10 m² angenommen werden. Eine mögliche Realisierung zeigt das Bild.

Eine mittlere Temperurspanne von 10 K überträgt dann nach obiger Formel das 30-fache gegenüber der Variante mit Abgas.

Liegt die Wärme als Abgas vor, wäre z.B. ein zusätzlicher Wärmeübertrager vom Abgas an das Wasser denkbar. Wasser wird hier wegen seiner guten technischen Handhabbarkeit bevorzugt, natürlich wären auch andere Flüssigkeiten mit geringer Zähigkeit denkbar.

Sollten diese Randbedingungen technisch realisierbar sein, so würde eine Wärmeübertragung von 300 kW bei 10 K mittlerer Temperurspanne zwischen Wasser und Zylinder auf den Zylindermantel möglich sein. Nun muss die Wärme aber noch in das Prozessmedium gelangen.



Draufsicht auf eine mögliche Realisierung der Wärmeübertragung in die und aus der Zentrifuge. Schnitt in der Ebene der Flüssigkeitsleitungen.

Handzeichnung Frieder Hecker.

Der Wärmedurchgang würde bei $d = 1 \text{ mm}$ Wandstärke der Heizstäbe und Edelstahl ($\lambda = 20 \text{ W}/(\text{m K})$) mit $20000 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$ und die Verdampfung in der gleichen Größenordnung zu Buche schlagen:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\lambda/d} + \frac{1}{\alpha_2} = \left(\frac{1}{ca. 3000} + \frac{1}{20} + \frac{1}{ca. 20.000} \right) \frac{\text{m}^2 \text{K}}{\text{W}}$$

Damit könnte ein Wärmedurchgangskoeffizient von ca. $2000 - 2500 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$ angenommen werden. Eine höhere Genauigkeit würde über die Unwägbarkeiten beim Wärmeübergang vom Wasser in den Stahl hinwegtäuschen.

Damit ergibt sich eine übertragbare Wärmeleistung pro 10 K von

$$\dot{Q} = A \cdot k \cdot \Delta T = 10 \text{ m}^2 \cdot 2000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \cdot 10 \text{ K} = 200 \text{ kW}$$

Eine Wärmeübertragungsleistung von beispielsweise 400 kW könnte also auf eine Trommel mit einer effektiven Heizfläche von 10 m^2 mit ca. 20 K Temperaturgefälle zwischen Heizmedium und Dampftemperatur erreicht werden.

Die Heizflächenbelastung wäre dann mit

$$\dot{q} = \frac{400.000 \text{ W}}{100.000 \text{ cm}^2} = 4 \text{ W/cm}^2$$

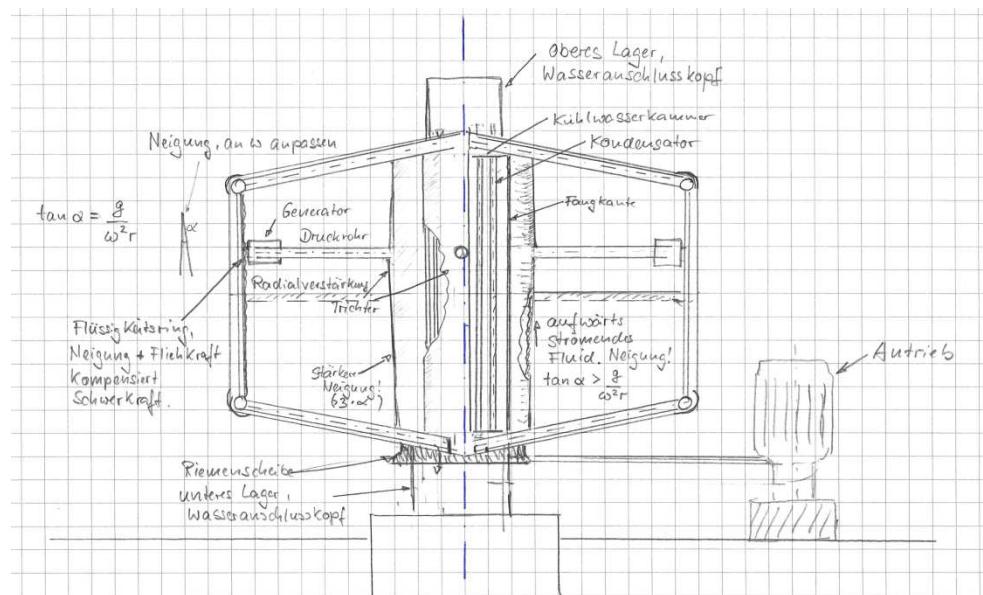
in der Größenordnung eines normalen Wasserkochers.

Der notwendige Wasserdurchsatz kann aus der Forderung einer mittleren Wärmespanne von 20 K und Kenntnis der Eintrittstemperatur abgeschätzt werden. Liegt die Eintrittstemperatur z.B. 25 K über der Siedetemperatur in der Trommel, so würde das Wasser am Austritt noch 15 K über der Trommeltemperatur liegen.

Die 10 K Abkühlspanne bei 400 kW Heizleistung bedeuten bei einer Wärmekapazität c_p ca. 4,18 kJ/kg K einen notwendigen Massenstrom von ca. 10 kg/s:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T = 400 \text{ kW} = \dot{m} \cdot 4,18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \cdot 10 \text{ K}$$

Der dazu notwendige Umlauf kann bei einer Zentrifuge durch die Lage der Anschlüsse generiert werden. Die Verteilung des Wasser auf die „Stäbe“ in der Außenwand könnte über einen Sammler vor und nach der Heizfläche erfolgen.



Seitenansicht auf eine mögliche Realisierung der Wärmeübertragung in die und aus der Zentrifuge. Die Fixierung des oberen Lagers und Anschlusskopfes ist nicht dargestellt.

Handzeichnung Frieder Hecker.

Die Form der Zu- und Ableitungen sollte die Corioliskraft berücksichtigen.

2.4 Wärmeabfuhr aus der Trommel

Für die Kondensation des verdampften Mediums in der Trommelmitte und die Zufuhr in die Druck“fall“rohre ist ein effektiver Kondensator mit Leit- und Fangeinrichtungen nötig, da naturgemäß die Fläche eines Innenzyinders um ein Vielfaches kleiner ist als die des Außenzyinders.

Dafür sind die Kräfte in der Mitte aber geringer als im Außenbereich, so das feinere Strukturen mit vergrößerten Oberflächen möglich sind.

Weiterhin stellt ein Innenzyylinder durch den quadratischen Einfluss von R_0 mit z.B. 1/3 des Gesamtradius einen Verlust von nur ca. 1/9 des Enthalpiegefälles dar (siehe im Kapitel „Formeln“).

Mit einem Drittel des Radius ist mit ähnlichen Mitteln wie auf der Heizfläche (dort 10 m²), allein auf den reduzierten Radius skaliert, eine Kühlfläche von 3 m² realisierbar. Eine mögliche konstruktive Ausgestaltung, unter Berücksichtigung der verschiedenen „Scheinkräfte“ zeigen die Handzeichnungen.

Für das Kondensat, welches durch die Fliehkraft geführt wird, muss ein Sammelsystem konstruiert werden, welches die Flüssigkeit den „Turbinenschächten“ zuführt. Eine leichte Neigung bei bekannter Drehzahl ermöglicht die Hebung des Kondensates an einer geringfügig aus der Senkrechten abweichenden Wand.

Für die Kondensation wird ein Wärmeübergangskoeffizient von 8000 W/m²K angenommen, wie er bei Kondensatoren, die mit Wasserdampf betrieben werden, erreicht wird. Bestimmend für das Temperaturgefälle zum Kühlwasser ist aber auch hier der Wärmeübergang im Inneren des Kondensatorrohres zum kühlenden Medium. Damit kann auch hier ein Wärmedurchgangskoeffizient k von 2000 W/m²K erwartet werden.

Mit 10 K Temperaturspanne kann dann die folgenden Wärmeleistung übertragen werden:

$$\dot{Q} = A \cdot k \cdot \Delta T = 3 \text{ m}^2 \cdot 2000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \cdot 10 \text{ K} = 60 \text{ kW}$$

Um also 400 kW Wärmeleistung abzuführen (die geringe Enthalpieentnahme kann bei diesem Wirkungsgrad vernachlässigt werden) müsste eine Temperaturspanne zwischen Dampf und mittlerer Kühlwassertemperatur von 66 K bestehen.

Setzt man auch hier wieder eine Spanne von 10 K für das Kühlwasser an, so muss die Kühlwassereintrittstemperatur ca. 70 K unter der Dampftemperatur liegen.

3 Diskussion der Ergebnisse

Eine Zentrifuge ist grundsätzlich geeignet, das Schwerefeld der Erde und eine entsprechende Fallhöhe in diesem Schwerefeld zu simulieren. Der Grad der Nutzung, d.h. die mögliche Länge der simulierten Fallhöhe, wird durch mechanische Festigkeit bestimmt.

Zum Zusammenhang zwischen „Fallhöhe“ und Wirkungsgrad wird auf die Ergebnisse der vorangegangenen Rechnungen verwiesen.

Nicht geklärt ist, mit welcher Methode und mit welchen Verlusten die Arbeit aus den Flüssigkeitsturbinen abgerufen werden kann. Die hier vorliegenden Be trachtungen beschränken sich nur auf den thermodynamischen Prozess.

Durch die notwendige Rotation der Wärmeübertragungsflächen mit der Zentrifuge sind die übertragbaren Leistungen limitiert. Große Leistungen erfordern für ihre Übertragung daher große Temperaturspannen. Im obigen Beispiel beträgt die Temperaturspanne für die Übertragung von 400 kW Wärme bei 10 m² Außenfläche und 3 m² Innenfläche ca. 95 °C, von der Wärmequelle bis zum Kühlwasser. Auch wenn die Wärmeübergangskoeffizienten typischen Werten entlehnt wurden, ist nicht zu erwarten, dass sich an diesem Problem qualitativ etwas ändert.

Mögliche Verbesserungen könnten erreicht werden durch eine Vergrößerung der Innenfläche, z.B. wenn die Zentrifuge mehr als Doppelkegel mit zylindrischem Mittelabschnitt ausgeführt würde. An dem Problem des geringen Wirkungsgrades ändert das aber nichts.

Die hohe Temperaturspanne zur Kühlung treibt die Prozesstemperatur in der Zentrifugentrommel nach oben. Das erfordert ein Prozessfluid, welches seinen kritischen Punkt oberhalb der höchsten Temperaturen hat. Der kritische Punkt von R1234yf liegt bei 94,7°C, das wäre bei einer Wärmesenke von 15 °C und 70 K Spanne bei der Kondensation gerade noch erfüllt.

Bei einer Temperaturspanne von 95 °C errechnet sich ein theoretischer Carnot-Wirkungsgrad von ca. 24 % gegen eine Flusswassertemperatur von ca. 15 °C.

Existierende Kraftwerkslösungen, z.B. mit dem Kalina-Prozess oder einem Stirling-Generator, können mit einer solchen Spanne einen großen Teil dieses Wirkungsgrades realisieren. Hier könnten durch den Verzicht auf die Rotation bessere Wärmetauscher realisiert werden.

Selbst ein Thermogenerator (Seebeck-Element) kann bei 90 K Temperaturdifferenz ca. 3% des Wärmeflusses direkt in elektrischen Strom umwandeln, ohne rotierende Teile, vergleichsweise wartungsfrei.

Mit diesen Konzepten muss das betrachtete System konkurrieren.