

Berechnungen zum Dampf- Betrieb des Seitenrad- Dampfer Modells

Meissen (ex) König Albert, (ex) Sachsen

1.) Verdrängung bei Maßstab 1:33

Länge über alles	= 1828 mm
Breite des Rumpfes	= 168 mm
Breite über alles	= 343 mm
Tiefgang (KWL) beladen	= 24 mm
Tiefgang (KWL) leer	= 17,6 mm

Völligkeitsgrad (beladen) = 0,776

$$\begin{aligned}\text{Volumen} &= l * b * t * 0,763 \\ &= 18,28\text{dm} * 1,68\text{dm} * 0,20\text{dm} * 0,776 \\ &= 4,77 \text{ dm}^3\end{aligned}$$

2.) Geschwindigkeit

Maßstab 1:33

$$V_{\text{original}} = 11,3 \text{ km/h (gemittelt aus dem Fahrplan !)}$$

$$V_{\text{Modell}} = V_{\text{original}} / \sqrt{\text{Maßstab}}$$

$$V_{\text{Modell}} = (11300 \text{ m} / 3600 \text{ sec}) / \sqrt{33}$$

$$V_{\text{Modell}} = 0,54 \text{ m / sec} = 1,9 \text{ km/h}$$

3.) erforderliche Bremsleistung der Dampf-Maschine

überschlägig nach "Dampf-6", Seite 6

$$P_{\text{Bremsse}} = 1,6 * \sqrt{(\text{Verdrängung} * \text{Geschwindigkeit}^3)} \text{ in [kg] , [m/sec]}$$

$$P_{\text{Bremsse}} = 1,6 * \sqrt{(4,78\text{kg} * 0,53^3 \text{ m}^3/\text{sec}^3)}$$

$$P_{\text{Bremsse}} = 0,52 \text{ W}$$

mit mechanischem Wirkungsgrad von ergibt sich eine induzierte Maschinenleistung von 0,52 W / 0,75 = 0,7 W.

4.) Drehzahl der Schaufel-Räder

Mit der Annahme des Schaufelwirkungsgrads η_{Schaufel} von 0,5 und dem wirksamen Raddurchmesser von 96 mm ergibt sich eine maximale Drehzahl von:

$$n_{\text{Rad}} = \frac{530 \text{ mm} * 60 \text{ sec}}{\text{sec} * 0,5 * 96 \text{ mm} * p * \text{min}}$$

$$n_{\text{Rad}} = 211 \text{ [1/min]}$$

5.) Füllungsgrade und mittlerer Druck

$$P_{\text{Kessel}} = 2 \text{ bar}$$

Annahme: Zylinder zu 70% Füllung bei 10% Volumenschwund durch Kondensation und Leckage.

$$P_m = (70 - 10)/100\% * P_{\text{Kessel}}$$

$$P_m = 0,6 * 2 \text{ bar}$$

$$P_{m_{\text{Zylinder}}} = 1,2 \text{ bar}$$

6.) zu erwartende Bremsleistung der Maschine

überschlägig nach "Dampf-6", Seite 9

$$P_{\text{Brems}} = (A * \text{Hub} * P_m * n * \eta * z) / 3,057$$

in [cm²] * [m] * [bar] * [1/min] z ergibt sich die Leistung zu [W]
mit Zyl. \varnothing 18 mm wird $A = 1,8^2 \text{ cm}^2 * \pi/4 = 2,54 \text{ cm}^2$

dabei ist der Hub $2 * 5 = 10 \text{ mm}$ oder $0,010 \text{ m}$
und die Anzahl der Zylinder $z = 2$

$$P_{\text{Brems}} = (2,54 * 0,010 * 1,2 * 211 * 0,7 * 2) / 3,057$$

$$P_{\text{Brems}} = (9,00) / 3,057$$

$$P_{\text{Brems}} = 2,94 \text{ W}$$

gefordert waren gemäß Punkt 3: $P_{\text{Brems}} = 0,52 \text{ W}$

also stehen ca. 450% Leistungsreserve zur Verfügung.

Die Kessel Leistung kann also stark reduziert werden!

7.) Dampf - Verbrauchs Kalkulation

Hier der volle Verbrauch als maximale Situation

$$\dot{V} = (2 * 2,54) * 1,0 \text{ cm}^3 * 211 \text{ 1/min} = 1072 \text{ cm}^3/\text{min}$$

Bei 2 bar ist das spezifische Volumen $620 \text{ cm}^3/\text{gr}$

Für den Volldruckbetrieb ist also der maximale Verbrauch:

$$1072 \text{ cm}^3/\text{min} / 620 \text{ cm}^3/\text{gr} / 1000\text{gr} / \text{kg} * 60 \text{ min} / \text{h} = 0,104 \text{ kg} / \text{h}$$

8.) Heizflächenbedarf

Nach Dampf - 6 , Seite 18 rechnet man beim geplanten DuK (Durchlauf-Kessel) pro Watt Bremsleistung überschlägig mit 100 cm^2 Heizfläche.

Für $1,5 \text{ W}$ Bremsleistung wären demnach 150 cm^2 Heizfläche zu veranschlagen.

Cu - Rohr von 4mm Durchmesser mit 1mm Wandstärke hat $63 \text{ cm}^2/\text{m}$ Heizfläche bei 3cm^3 Volumen (innen)/m und $80 \text{ gr}/\text{m}$ Gewicht.

Es sind also $150\text{cm}^2 / 63\text{cm}^2/\text{m} = 2,38 \text{ m}$ Rohr nötig , die ca. 190gr leer wiegen.

21 Windungen mit einem mittleren Durchmesser von 36 mm ergeben $2,375\text{m}$. Bei 8mm Steigung sind das $21 * 8\text{mm} = 168 \text{ mm}$ Spiralen - Länge.

9.) erforderliche Wärmemenge

nach "Dampf-2", Seite 57 und 62

bei $P_{\text{Kessel}} = 2 \text{ bar}$ Überdruck beträgt die Enthalpie $2728 \text{ kJ} / \text{kg}$ und die Satt-Dampf Temperatur ist dann 133° Cels . Da das Ende der Rohrschlange ggf. zu einer Überhitzung führt, wird hier mit einem auf 175° Cels . überhitzten Dampf weitergerechnet, der dann $2816 \text{ kJ}/\text{kg}$ an Energie enthält. Somit ergibt sich:

$$Q = 0,104 \text{ kg} / \text{h} * 2816 \text{ kJ} / \text{kg}$$

$$Q = 293 \text{ kJ} / \text{h}$$

10.) erwarteter Gasverbrauch

Das übliche Buthan-Gas enthält ca $46090 \text{ J} / \text{kg}$. Als Brennerwirkungsgrad kann erfahrungsgemäß $\eta_{\text{Brenner}} = 0,7$ eingesetzt werden. Die Gasmenge errechnet sich dann also zu:

$$m_{\text{Gas}} = = 9,1 \text{ kg} / \text{h} = 910 \text{ gr} / \text{h} = 15,2 \text{ gr}/\text{min}$$

11.) erwartete Brenndauer

Eine handelsübliche GAZ-Gaskartusche enthält 190 gr Flüssiggas.

Brenndauer = 190 gr / 910 gr pro Stunde

Brenndauer = 0,21 h = 12 min, 36sec

12.) Speise-Pumpe

Mit einem Verbrauch von 0,109 kg Dampf pro Stunde maximal sollte die Speisepumpe, da sie nicht dauernd läuft, ca.0,2 ltr / h fördern. Der Exzenter hat einen Hub von 4 mm und der Kolben hat 5 mm Durchmesser.

$$A = 0,5^2 \text{ cm}^2 * \pi / 4$$

$$A = 0,196 \text{ cm}^2$$

Das theoretische Fördervolumen je Hub ist $0,4 \text{ cm} * 0,196 \text{ cm}^2 = 0,078 \text{ cm}^3$. Bei einem volumetrischen Wirkungsgrad von 55% sind dann $0,078 * 0,55 \text{ cm}^3 = 0,043 \text{ cm}^3$ zu berücksichtigen.

13.) Speise-Pumpen Drehzahl

$$(0,20 \text{ ltr / h} * 1 \text{ h} / 60 \text{ min} * 1000 \text{ cm}^3 / \text{ltr}) = 3,33 \text{ cm}^3/\text{min}$$

$$3,33 \text{ cm}^3/\text{min} / 0,043 \text{ cm}^3 = 77,4 \text{ 1/min}$$

14.) Pumpen-Kolben Kraft

Bei 2 bar ist die Kolbenkraft = $20 \text{ N/cm}^2 * 0,196 \text{ cm}^2 = 3,9 \text{ N}$. Mit einer geschätzten Reibungskraft der Stopfbuchse am Plungerkolben von 5 N wären ca.8,9 N aufzuwenden.

15.) Drehmoment des Pumpenantriebs

Bei einer Kurbelstellung (Exzenterstellung) von 90° zur Pleuelstange ist das maximale Moment aufzuwenden. Die Pumpe soll durch eine Kurbel angetrieben werden.

Die Tangentialkraft ist also nahezu gleich der Kolbenkraft ! Mit der Kolbenkraft ist also ein Drehmoment von $8,9 \text{ N} * 0,2 \text{ cm} = 1,78 \text{ Ncm}$ anzusetzen.

16.) erforderliche Motorleistung für die Speisepumpe

Stände dauernd das maximale Drehmoment an, so wäre die Leistung mechanisch

$$\text{ermittelt : } P = 1,8 \text{ Ncm} * 78 \text{ 1/min} = \frac{141 \text{ Ncm}}{\text{min}} * \frac{\text{min} * W}{6000 * \text{Ncm} * 1} = 0,01 \text{ W}$$

Mit der hydraulischen Formel (Leistung = Druck * Volumenstrom) Ermittelt sich die

$$\text{Leistung zu : } P = \frac{2 \text{ bar} * 10 \text{ N}}{1 \text{ bar} * \text{cm}^2} * \frac{200 \text{ cm}^3}{\text{h}} * \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ sec}} * \frac{1 \text{ m}}{100 \text{ cm}} \frac{1 \text{ W} * \text{sec}}{\text{Nm}}$$

$$P = 0,02 \text{ W}$$

Mit einem Wirkungsgrad von 0,5 ergeben sich dann $0,02 / 0,5 = 0,04 \text{ W}$

17.) Endprüfung des Kessels

Nach der Druckbehälter - Verordnung der Bundesrepublik Deutschland vom 27. Februar 1980, Paragraph 8, fällt ein derartiger Kessel unter die Prüfgruppe II . Diese ist gekennzeichnet durch den Betriebsüberdruck von $p > 1 \text{ bar}$ und ein Produkt von $DRUCK * INHALT$ in den Einheiten [bar * ltr] ≤ 200 , wobei sich im Inneren der Behälter Flüssigkeiten und /oder Gas- und / oder Dampf- Druckpolster befinden, bei Temperaturen, welche den Siedepunkt der Flüssigkeiten bei atmosphärischem Druck überschreiten .

Nach Paragraph 9 ist eine Prüfung vor der ersten Inbetriebnahme vorgeschrieben. Hierfür ist in Abschnitt 1 der **Hersteller** und in Abschnitt 2 ein **Sachkundiger** vorgeschrieben. Die Definition eines **Sachkundigen** ist dann in Paragraph 32 festgelegt. Der Umfang der Prüfung ist in Paragraph 9, Abschnitt 3 festgelegt, die Durchführung der Prüfung regelt das AD- Merkblatt HP-20 [Herstellung und Prüfung].

Darin steht unter anderem, daß die Druckprüfung bei vollständig mit Wasser gefülltem, entlüftetem Kessel bei einem Prüfdruck, der bei zähen Nichteisenmetallen (z.B. Kupfer, Weichmessing) das 1,3 fache des späteren maximalen Betriebsdrucks betragen muß, vorgenommen wird. Also hier in unserem Fall: $2 \text{ bar} * 1,3 = 2,6 \text{ bar}$.

Grundsätzlich ist es empfehlenswert, sich die neueste (aktuelle) Ausgabe der AD-Merkblätter und der Druckbehälterverordnung zu beschaffen, und danach vorzugehen. Dazu gibt es z.B. im Beuth Verlag ein Taschenbuch das diese Regelwerke beinhaltet. (allerdings, durch die Lizenz diese geschützten Normen abzdrukken, nicht ganz billig !)

Anmerkung zu Punkt 17 , vom 5. Juli 2001:

Inzwischen ist die neueste Ausgabe der Druckbehälter-Verordnung von 1990 gültig, mit einigen Änderungen und Angleichungen an europäische Vorschriften. Im Herbst 2001 sollen auch die AD-Merkblätter in einer überarbeiteten Version erscheinen. Selbstredend sind also jeweils die neuesten Vorschriften in Anwendung zu bringen.