



## ME/KT II - Klausur SS 00

Name, Vorname

Matr.-Nr.

**Klausurbedingungen:** Zugelassene Hilfsmittel sind Taschenrechner und Schreibzeug. Bewertet werden nur die Einträge in die vorgesehenen Felder. Ein Täuschungsversuch führt zum Abbruch der Klausur.

**Hinweis:** Beachten Sie die **Formelsammlung Seite 6!** Die Unterpunkte können jeweils unabhängig voneinander bearbeitet werden. Es empfiehlt sich jedoch, nach der vorgegebenen Reihenfolge vorzugehen.

| Seite:           | 1  | 2  | 3  | 4  | 5  | 6  | Summe | Note |
|------------------|----|----|----|----|----|----|-------|------|
| erreichte Punkte |    |    |    |    |    |    |       |      |
| maximal Punkte   | 21 | 24 | 35 | 22 | 29 | 30 | 161   |      |

**Aufgabe:** Die Zusammenbauzeichnung (siehe Seite 2) zeigt Kurbelwelle, Exzenterzapfen, Massenausgleich M, Schwungrad S und Getriebegehäuse einer experimentellen Kolbenmaschine. Die Abtriebsleistung wird über einen Riemen abgeführt, der auf den Umfang des Schwungrades aufgelegt ist. Der Riemen ist mit der Achskraft  $F_v$  in Richtung  $z$  vorgespannt. Die resultierende Riemenkraft greift im Abstand  $d$  zum Lager 3 an. Bis auf die Schwung- und Ausgleichsmasse sei die Welle gewichtslos.

**Technische Daten:**

Nennleistung: 2kW bei 1200U/min und Mitteldruck:  $P_i = 10^5$  Pa

$\varnothing$  Lager  $L_2$  [mm]:  $d_{L2} = 25$ ,  $D_{L2} = 52$   $\varnothing$  Lager  $L_3$  [mm]:  $d_{L3} = 20$ ,  $D_{L3} = 42$

Abmessungen der Welle [mm]:  $a = 30$ ,  $b = 20$ ,  $c = 50$ ,  $d = 20$ ,  $e = 10$

$\varnothing$  Radialwellendichtring [mm]:  $d_i = 16$ ,  $D_a = 28$

Massenausgleich M:  $m_a = 5$ kg,

Schwungrad S:  $m_s = 10$ kg,  $D = \varnothing 400$ mm, Achskraft durch Riemenvorspannung  $F_v = 100$ N

**Auflagekräfte, Beanspruchung, Lagerberechnung**

- 2P 1) Berechnen Sie das bei Nennleistung vom Riemen zu übertragende Drehmoment  $M_T$ .
- 6P 2) Berechnen Sie die aufgrund der Riemenvorspannung auf Lager  $L_1$ ,  $L_2$  und  $L_3$  wirkenden Anteile der Auflagerkräfte in  $z$  Richtung!
- 10P 3) Die zusätzliche Lagerlast auf Lager 2 durch den Riemen betrage  $F_{L2,z} = 800$ N.  $L_2$  hat eine dynamische Tragzahl von 2kN und ist bei 90% Überlebenswahrscheinlichkeit für eine Lebensdauer von 10.000 h für den Nennbetrieb ausgelegt. Welche maximale radiale Lagerbelastung in  $y$ -Richtung ( $F_{ry}$ ) ist dann noch tolerierbar?
- 3P 4) Kurbelzapfen und Welle seien gewichtslos. Welches Verhältnis besteht zwischen dem Biegemoment am Lager 2 zu dem am Lager 3 aufgrund der Gewichtskräfte des Schwungrades S und des Massenausgleichs M ?

$$M_T =$$

$$F_{L1,z} =$$

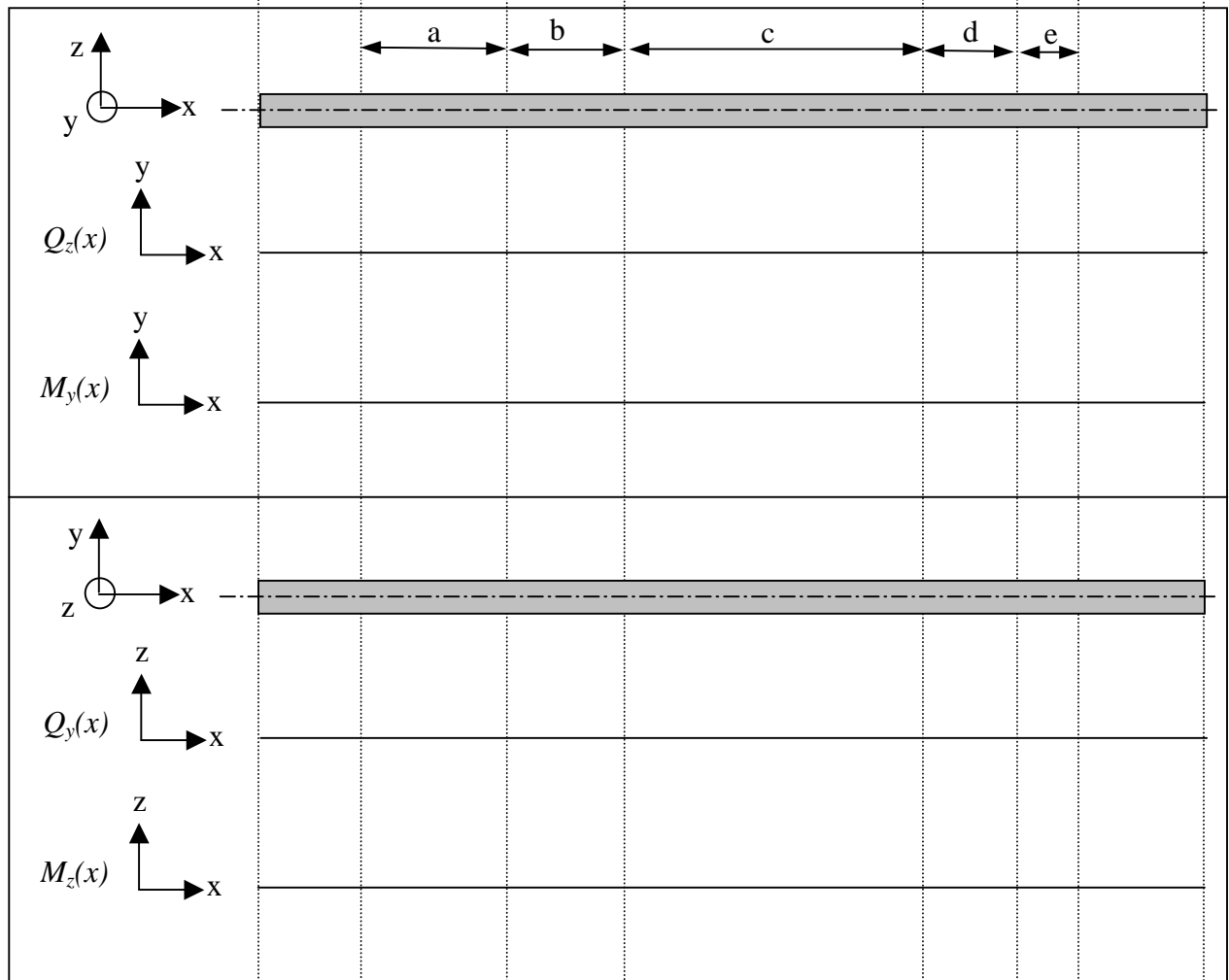
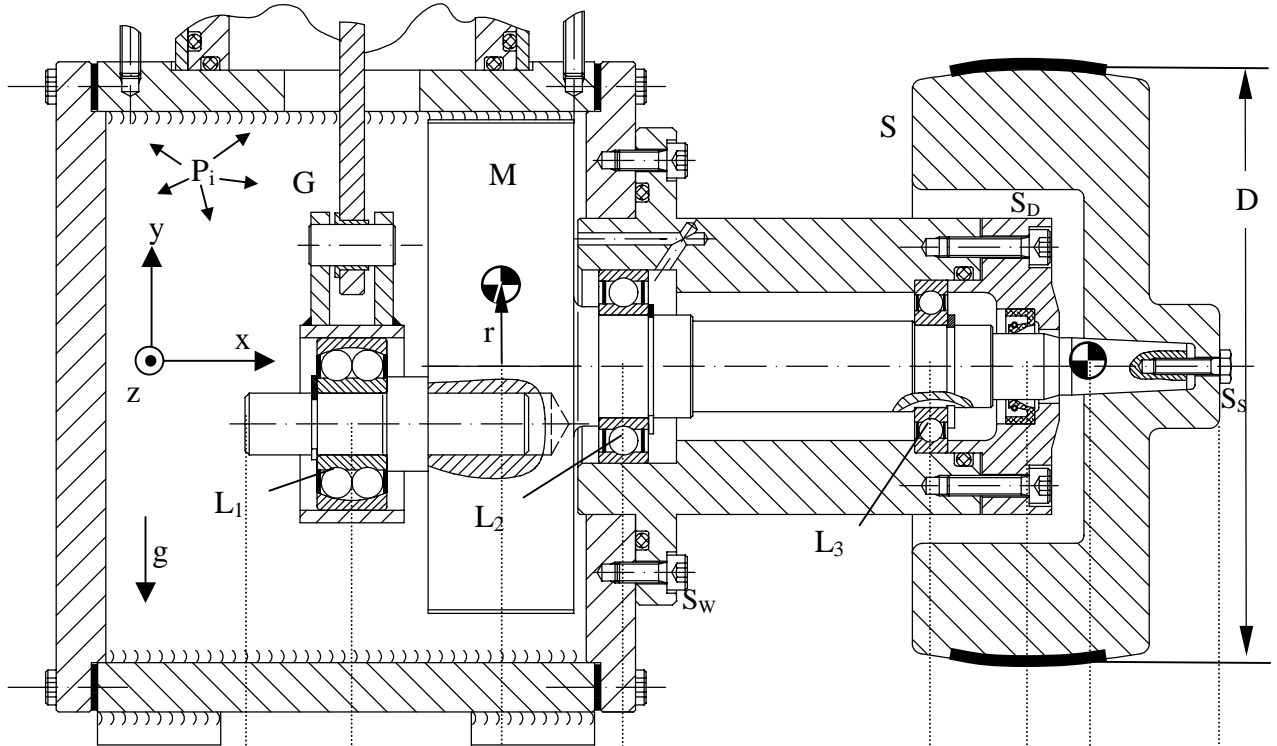
$$F_{L2,z} =$$

$$F_{L3,z} =$$

$$F_{ry} =$$

$$M_{b2}/M_{b3} =$$

5) Kurbelzapfen und Welle seien gewichtslos. Vervollständigen Sie das Ersatzsystem der Welle mit den resultierenden Kräften. **Oben:** Aufgrund der Riemenvorspannung in der z-x Ebene. **Unten:** Aufgrund der Gewichtskräfte (Schwungrad S und Massenausgleichs M) in y-x Ebene (unten). Zeichnen Sie die daraus resultierenden Querkraftverläufe  $Q_y(x)$  und Biegemomentenverläufe  $M_z(x)$  in die vorbereitete Skizze ein.

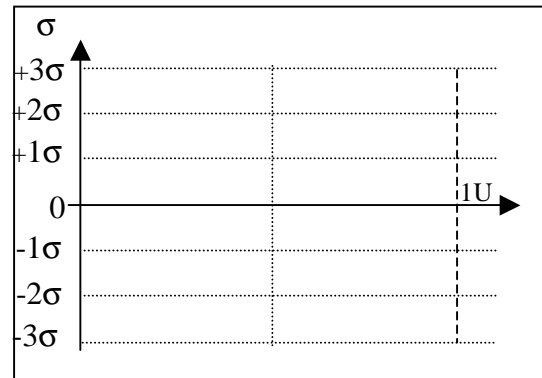


**Beanpruchung / Festigkeit**

6+2=8P **6)** Kurbelzapfen und Welle seien gewichtslos. Berechnen Sie die maximale Biegespannung am Lager 3 aufgrund der Gewichtskraft und der Riemenvorspannung. Geben Sie die dazu notwendige Gleichung an.

|              |                    |
|--------------|--------------------|
| $\sigma_b =$ | $\sigma_b =$ _____ |
|--------------|--------------------|

4P **7)** Zeichnen Sie qualitativ den Verlauf der Biegespannung  $\sigma_b$  eines Elementes der Randfaser über eine Umdrehung der Welle für den Fall, dass  $\sigma_b = 2\sigma$  ist.



6+2=8P **8)** Die berechnete maximale Biegespannung  $\sigma_b$  am Lager 3 sei 10 N/mm<sup>2</sup>. Berechnen Sie die Vergleichsspannung am Lager 3 unter **Nennleistung** nach der Gestaltänderungsenergiehypothese. Der Quer- und Normalkrafteinfluss kann vernachlässigt werden. Geben Sie die dazugehörige Gleichung an.

|              |                    |
|--------------|--------------------|
| $\sigma_v =$ | $\sigma_v =$ _____ |
|--------------|--------------------|

**9)** Die Gestaltfestigkeit  $\sigma_G$  der Welle am Sicherungsring des **Lagers 3** ist geringer als die Vergleichsspannung  $\sigma_v$ . In der Tabelle sind Maßnahmen zur Lösung des Problems vorgeschlagen. Kreuzen Sie an, ob sich die Maßnahme auf  $\sigma_G$ ,  $\sigma_v$  auswirkt oder keinen Einfluss hat. Entscheiden Sie weiter, ob sich die Maßnahme prinzipiell positiv oder negativ hinsichtlich der Dauerfestigkeit am Lager 3 auswirkt.

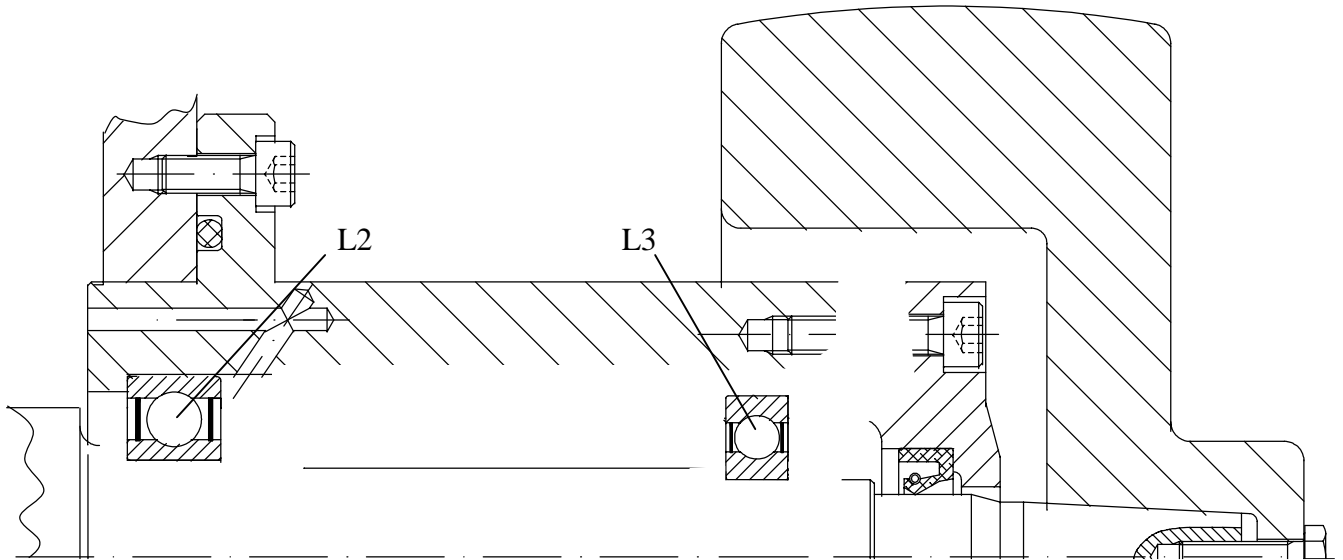
15x1P

| <u>Maßnahmen</u>  | Auswirkung auf |            |       |      |      |
|---|----------------|------------|-------|------|------|
|   | $\sigma_G$     | $\sigma_v$ | keine | pos. | neg. |
| <b>Hinweis:</b> Das Ankreuzen von $\sigma_G$ und $\sigma_v$ ist möglich.        |                |            |       |      |      |
| Zugrichtung des Riemens aus der z- in die <b>positive</b> y-Richtung verlagern. |                |            |       |      |      |
| Die Schwungradmasse bei konst. Massenträgheitsmoment verringern.                |                |            |       |      |      |
| Wellenmasse bei gleicher Geometrie durch Aluminiumwerkstoff senken.             |                |            |       |      |      |
| Lager L3 durch ein Zylinderrollenlager mit höherer Tragzahl ersetzen.           |                |            |       |      |      |
| Die Formziffer durch Umgestaltung der Sicherungsringnut vergrößern              |                |            |       |      |      |
| Die Kerbwirkzahl durch Umgestaltung der Sicherungsringnut vergrößern            |                |            |       |      |      |
| Die Nut des Sicherungsringes mit einer Entlastungsbohrung versehen              |                |            |       |      |      |
| Den Oberflächenbeiwert des gefährdeten Wellenabschnittes verkleinern            |                |            |       |      |      |
| Widerstandsmoment (Biegung) am gefährdeten Wellenabschnitt erhöhen              |                |            |       |      |      |
| Den Aussendurchmesser des Radialwellendichtrings vergrößern                     |                |            |       |      |      |
| Sicherungsringe auf beiden Seiten des Lagers vorsehen                           |                |            |       |      |      |
| Die Nennleistung bei höherer Drehzahl übertragen bzw. abgeben.                  |                |            |       |      |      |
| Anstelle von Sicherungsring und Nut eine Spannhülse vorsehen.                   |                |            |       |      |      |
| Abstand c (vgl. Seite 2) kleiner gestalten                                      |                |            |       |      |      |
| Abstand d (vgl. Seite 2) kleiner gestalten                                      |                |            |       |      |      |

Σ35P

**Gestaltung / Konstruktion**

- 12P 10) Um die Kerbwirkung durch den Sicherungsring am Lager 3 zu verringern, soll die Lagerung der Welle zu einer Trag-Stütz-Lagerung in X-Anordnung geändert werden. Finden Sie dazu eine konstruktive Lösung und ergänzen Sie die Zeichnung entsprechend. *Hinweis:* Da der Massenausgleich M (Seite 2) demontierbar ist, kann die Welle mit vormontierten Lagern von rechts in das Wellengehäuse eingeführt werden.



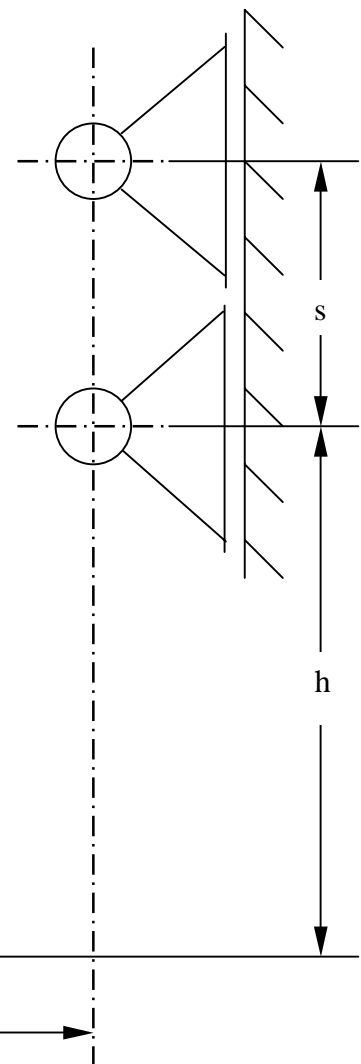
- 10P 11) Die Skizze zeigt die geometrischen Abmessungen eines Kurbeltriebs (Schubkurbel) bestehend aus der Drehachse der Kurbelwelle (Umlauf-Drehgelenk 1) und dem (Schubgelenk 2), das im oberen und unteren Totpunkt eingezeichnet ist. Die relative Lage der Umlauf- bzw. Schwing-Drehgelenke ist durch die rechtwinklig zueinander stehenden Abstände  $e$  und  $h$  vorgegeben. Bestimmen Sie rechnerisch unter Angabe der Berechnungsgleichung oder graphisch mit Darstellung des Lösungswegs den notwendigen Kurbelradius  $r$  für den Hub  $s$ ! *Hinweis:* Für die grafische Lösung sind keine Längenangaben erforderlich. Für die rechnerische Lösung ist vorgegeben:

$$e = 50\text{mm},$$

$$h = 70\text{mm},$$

$$s = 35\text{mm}$$

$$r = \underline{\hspace{2cm}}$$



**Schraube (Gestaltung / Auslegung)**

**12)** In der Zeichnung (Seite 2) wurden Schraubenverbindungen zur Befestigung des Wellengehäuses (Schrauben  $S_W$ ) und des Lagerdeckels (Schrauben  $S_D$ ) und des Schwungrades (Schraube  $S_S$ ) verwendet.

2P **a)** Zeichnen Sie die Klemmlängen der Schrauben  $S_W$ ,  $S_D$  und  $S_S$  in die Zeichnung auf Seite 2 ein.

2P **b)** Für  $S_W$  wurde der Typ DIN 912 – M6×15 – 12.9 und für  $S_D$  der Typ DIN 912-M6×30 – 8.8 gewählt. Die Anzahl über dem Umfang ist jeweils gleich. Kreuzen Sie die Schrauben an, die aufgrund der Betriebskräfte höher beansprucht sind.

Schrauben:

|       |       |
|-------|-------|
| $S_W$ | $S_D$ |
|-------|-------|

2P **c)** Geben Sie die Schraube an, für die die Nachgiebigkeit der verspannten Teile größer ist.

Schrauben:

|       |       |
|-------|-------|
| $S_W$ | $S_D$ |
|-------|-------|

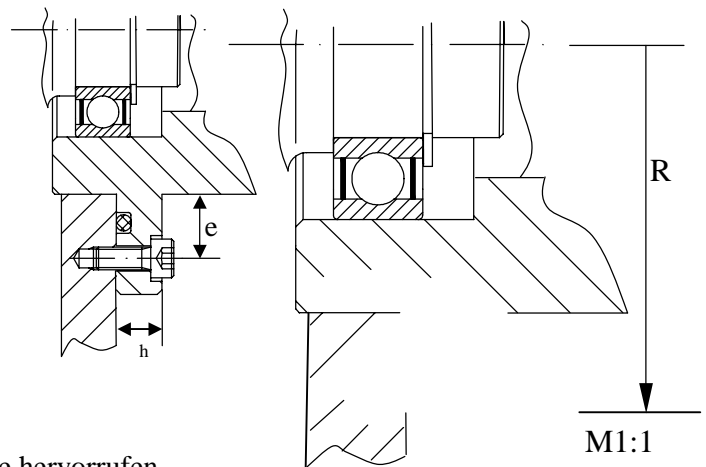
4P **d)** Berechnen Sie die Betriebskraft  $F_B$  aufgrund des Innendrucks im Gehäuse, welche auf die Schrauben D wirken. (Siehe techn. Daten S.1)

$F_B =$

|         |
|---------|
| $F_B =$ |
|---------|

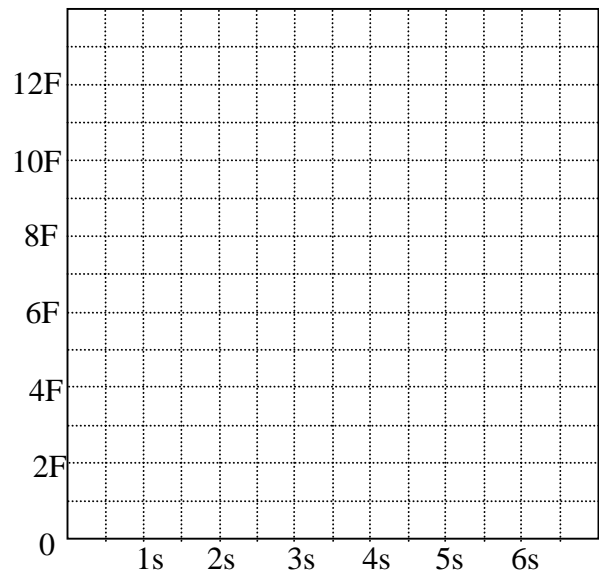
1+2+4  
=8P

**13)** Die Flanschblatthöhe  $h$  der Schraubenverbindung  $S_W$  ist kleiner als die Exzentrizität  $e$ . Nach den Richtlinien für die Gestaltung von Mehrschraubenverbindungen sollte mindestens  $h \approx e$  sein. Gestalten Sie den Flansch nach der Richtlinie so um, dass zugleich ein Halbzug mit dem Radius  $R$  und weiterhin die Schraube M6 (Kopf  $\varnothing 10$ ) verwendet werden kann. Ergreifen Sie dabei eine Maßnahme, so dass die dynamischen Betriebskräfte durch Druckschwankungen im Gehäuse geringere maximale Schraubenkräfte hervorrufen.



3+3=6P

**14)** Die notwendige Axialkraft für die Kegelverbindung zwischen Welle und Schwungrad (Zeichnung S.2) wird durch eine Schraube erzeugt. Die Nachgiebigkeit der Schraube ist  $\delta_Z = (1s)/(4F)$ . Die Nachgiebigkeit der verspannten Teile ist  $\delta_P = 1/2 \delta_Z$ . Zur Übertragung des Drehmomentes muss die Schraube eine Axialkraft  $F_x = 4F$  erzeugen. Der Setzbetrag soll mit  $2F$  und die Streuung durch das Anziehverfahren mit maximal  $\pm 1.5F$  veranschlagt werden. Zeichnen Sie die Schraubendiagramme für den Fall der maximal und der minimal verbleibenden Vorspannung  $F_V$  und tragen Sie  $F_{Vmin}$  und  $F_{Vmax}$  ein.



4+1=5P

**15)** Die Nachgiebigkeit des Schraubenkopfs ist  $\delta_K = 0.2 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$ , die von Gewinde und Mutter ist  $\delta_{GM} = 0.8 \cdot 10^{-6} \text{ mm/N}$ . Die Länge des nichtingeschraubten Gewindeabschnittes ist 10 mm mit einem Kernquerschnitt des Gewindes von  $A_{Kern} = 12 \text{ mm}^2$ . Der E-Modul des Schraubenwerkstoffes ist  $E = 205 \text{ kN/mm}^2$ . Geben Sie die Nachgiebigkeit  $\delta_Z$  der Schraube an.

$\Sigma 29P$

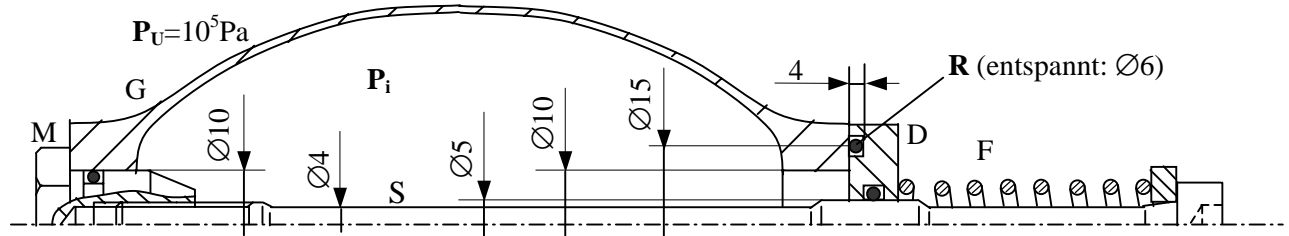
$\delta_Z =$

$=$

|              |     |
|--------------|-----|
| $\delta_Z =$ | $=$ |
|--------------|-----|

**Federn**

16) Ein Gehäuse **G** soll gegen überhöhten Innendruck gesichert werden. Ein Deckel **D**, der die Durchgangsbohrung ( $\varnothing 10$ ) verschließt, soll dazu ab einem Differenzdruck  $\Delta p$  vom Gehäuse abheben, so dass Gas entweichen kann. Der Deckel wird mittels eines speziellen Zugankers **S** über die Feder **F** durch die Mutter **M** vorgespannt. Die Nachgiebigkeit von Gehäuse, Deckel und Zuganker sowie Hystereseeffekte sind zu vernachlässigen. Die Steifigkeit des axial dichtenden O-Rings **R** und der Feder **F** ist linear.



- 6P a) Die Vorspannung der Feder soll über eine Drehmomentmessung an der Mutter **M** eingestellt werden. Zur Bestimmung der Reibmomente errechnen Sie die Andruckkraft  $F_N$  zwischen Mutter und Gehäuse bei  $10 \cdot 10^5$  Pa!  $F_N =$
- 6P b) Zeichnen Sie qualitativ auf der Rückseite diese Blattes die Vorspannkraft als Funktion des Vorspannweges des Zugankers und markieren Sie den Punkt **A**, an dem der Deckel **D** am dem Gehäuse **G** gerade anliegt.
- 6P c) Zeichnen Sie qualitativ in einem weiteren Diagramm den Innendruck  $P_i$  ab 0 Pa als Funktion des Weges des Deckels **D**. Markieren Sie die Stelle **A**, an dem der Deckel vom Gehäuse abhebt, und die Stelle **B**, ab der Gas entweicht.
- 6P d) In der Stellung **A** des Zugankers nach Aufg. b) hat sich die Feder **F** gegenüber ihrer Länge im entspannten Zustand um 4mm verkürzt. Die Federsteifigkeit der Feder betrage  $c_F=5\text{N/mm}$ . Errechnen Sie die Federsteifigkeit  $c_R$  des O-Rings **R**.  $c_R =$
- 6P e) Welche Längenänderung gegenüber ihrem entspannten Zustand muss die Feder mindestens erfahren, damit der Deckel nicht vor dem Innendruck von  $P_i = 2 \cdot 10^5$  Pa abhebt. Die Federsteifigkeit von Feder und O-Ring betrage  $c_F = c_R = 5\text{N/mm}$ .  $s =$

Σ30P

Formelsammlung

|                        |   |
|------------------------|---|
| Nominelle Lebensdauer: | $L_{10} = L = (C/P)^p$ [ $10^6$ Umdrehungen]                                |
|                        | $L_{10} = L$ nominelle Lebensdauer [ $10^6$ Umdrehungen]                    |
|                        | $C$ dynamische Tragzahl [kN]  |
|                        | $P$ dynamisch äquivalente Belastung [kN]                                    |
|                        | $p$ Lebensdauerexponent ( $p=3$ für Kugellager, $p = 10/3$ für Rollenlager) |
| Lebensdauer in Stunden | $L_{h10} = L_h = (L \cdot 10^6) / (n \cdot 60)$ (konstante Drehzahl)        |
|                        | $L_{h10} = L_h$ nominelle Lebensdauer [h]                                   |
|                        | $n =$ Drehzahl [ $\text{min}^{-1}$ ]  |
| Kreisquerschnitt       | Widerstandsmomente: $W_b = \pi d^3 / 32$ , $W_t = \pi r^3 / 2$              |
|                        | Flächenträgheitsmomente: $I_b = \pi d^4 / 64$ , $I_t = \pi r^4 / 2$         |
|                        | Umfang $U = 2 \pi r$ , Querschnitt: $A = \pi r^2$                           |
| Normalspannung:        | $\sigma_N = F / A$  |
| Biegespannung:         | $\sigma_B = M_b z / I = M_b / W_b$  |
| Schubspannung:         | $\tau = Q / A$ , $\tau = M_t / W_t$   |
| Arbeit:                | $W = \int F ds$ $W = \int M d\varphi$                                       |
| Leistung:              | $P = dW/dt$ , $P = M \omega$  |
|                        | Dehnung: $\epsilon = \Delta l / l_0 = \sigma / E$                           |
|                        | Nachgiebigkeit: $\delta = 1/c = \Delta l / F$                               |
|                        | Gestaltänderungsarbeitshypothese: $\sigma_v = \sqrt{(\sigma^2 + 3\tau^2)}$  |
|                        | Winkelgeschwindigkeit: $\omega = 2 \pi n / 60$                              |
|                        | Erdbeschleunigung $g = 9.81 \text{ m/s}^2$                                  |