Rahmen, Linien und Schattierungen

**Aufgabe** Die **schwarzen** Textteile sind so zu formatieren, dass sie das Format der untenstehenden **blauen** Textteile besitzen.
Bei manchen Textteilen sind auch die **Einzüge** entsprechend zu wählen

© Jürg Lippuner

Transglobal Technische Nachrichten

Band 4, Ausgabe. 63, Januar 1990

Transglobal Technische Nachrichten

Band 4, Ausgabe. 63, Januar 1990

**AUFGABENSTELLUNG**

Konstruktion eines Reduziergetriebes mit folgenden Leistungsmerkmalen:

Drehstrom-Asynchronmotor: 30 PS

Motordrehzahl: 1750 UpM

**AUFGABENSTELLUNG**

Konstruktion eines Reduziergetriebes mit folgenden Leistungsmerkmalen:

**12 Pt. Rahmenabstand vom Text
von allen Seiten**

Drehstrom-Asynchronmotor: 30 PS

Motordrehzahl: 1750 UpM

**WAHL DES GETRIEBES**Zur Vereinfachung der Fertigung werden eine Standard-Zahnflanke und ein Standard-Eingriffswinkel vorgesehen.

**WAHL DES GETRIEBES**Zur Vereinfachung der Fertigung werden eine Standard-Zahnflanke und ein Standard-Eingriffswinkel vorgesehen.

Wie die Gleichung zeigt, muss die Zähnezahl für Getriebe und Ritzel eine ganze Zahl sein. Die kleinstmögliche Zahl zur Erzielung des gewünschten Verhältnisses sind 20 Zähne beim Ritzel und 41 Zähne beim Getriebe.

Jeder Zahn muss eine Spitzenlast entsprechend Gleichung 2 übertragen. Unter Annahme einer Teilung von sechs Zähnen pro Zoll (muss später überprüft werden) wird jeder Zahn maximal mit 640 pound belastet.

Wie die Gleichung zeigt, muss die Zähnezahl für Getriebe und Ritzel eine ganze Zahl sein. Die kleinstmögliche Zahl zur Erzielung des gewünschten Verhältnisses sind 20 Zähne beim Ritzel und 41 Zähne beim Getriebe.

Jeder Zahn muss eine Spitzenlast entsprechend Gleichung 2 übertragen. Unter Annahme einer Teilung von sechs Zähnen pro Zoll (muss später überprüft werden) wird jeder Zahn maximal mit 640 pound belastet.

Bei Verwendung von sechs Zähnen pro Zoll ergibt sich ein Überdeckungsfaktor von 1,97; dieser Wert ist akzeptabel.

Erfahrungsgemäss ist in diesem Fall die in der folgenden Gleichung ausgedrückte Druckbeanspruchung der Oberfläche der Begrenzungsfaktor für die Konstruktion.

Bei Verwendung von sechs Zähnen pro Zoll ergibt sich ein Überdeckungsfaktor von 1,97; dieser Wert ist akzeptabel.

Erfahrungsgemäss ist in diesem Fall die in der folgenden Gleichung ausgedrückte Druckbeanspruchung der Oberfläche der Begrenzungsfaktor für die Konstruktion.

Unter Annahme einer Druckbeanspruchung der Oberfläche von 180000 psi ergibt sich bei dieser Teilung eine Zahnbreite von ca. 1,7 Zoll. Die Biegebeanspruchung dieser Breite wird gemäss Gleichung 6 überprüft.

Unter Annahme einer Druckbeanspruchung der Oberfläche von 180000 psi ergibt sich bei dieser Teilung eine Zahnbreite von ca. 1,7 Zoll. Die Biegebeanspruchung dieser Breite wird gemäss Gleichung 6 überprüft.

**10 Pt. Rahmenabstand vom Text (oben/unten)**

Die Biegebeanspruchung wird mit 11500 psi berechnet; dieser Wert liegt im akzeptablen Bereich.

Bei der obengenannten Teilung und Zähnezahl beträgt der Teilkreisdurchmesser des Ritzels 3,33 Zoll und der Durchmesser 6,83 Zoll. Unter Einhaltung der akzeptierten Normen ist die Kopfhöhe 1,00/P (0,167 Zoll) und die Fusshöhe 1,25/P (0,208 Zoll).

Die Biegebeanspruchung wird mit 11500 psi berechnet; dieser Wert liegt im akzeptablen Bereich.

Bei der obengenannten Teilung und Zähnezahl beträgt der Teilkreisdurchmesser des Ritzels 3,33 Zoll und der Durchmesser 6,83 Zoll. Unter Einhaltung der akzeptierten Normen ist die Kopfhöhe 1,00/P (0,167 Zoll) und die Fusshöhe 1,25/P (0,208 Zoll).

**20 Pt. Rahmenabstand vom Text (links/rechts)**

Da die Konstruktion der Wellen und die Wahl der Lager eng miteinander verbunden sind, werden diese hier zusammen behandelt.

Die Grösse der auf das Kettenrad ausgeübten Belastung hängt von der Grösse des Kettenrades ab.
Ein kleineres Kettenrad erfordert eine grössere Kettenspannung und folglich eine grössere Belastung zur Übertragung eines bestimmten Drehmoments.
Im Katalog Nr. 1050 (Gliederriemen) hat das kleinste Kettenrad für diese PS-Leistung einen Durchmesser von ca. 5,5 Zoll (siehe Abbildung 1).

Da die Konstruktion der Wellen und die Wahl der Lager eng miteinander verbunden sind, werden diese hier zusammen behandelt.

Die Grösse der auf das Kettenrad ausgeübten Belastung hängt von der Grösse des Kettenrades ab.
Ein kleineres Kettenrad erfordert eine grössere Kettenspannung und folglich eine grössere Belastung zur Übertragung eines bestimmten Drehmoments.
Im Katalog Nr. 1050 (Gliederriemen) hat das kleinste Kettenrad für diese PS-Leistung einen Durchmesser von ca. 5,5 Zoll (siehe Abbildung 1).

Als nächstes müssen Lager gewählt werden, welche die ausgeübte Kraft auf das Kettenrad sowie die Kraft zwischen den Getrieben übertragen können. Da die Kettenradkraft in jeder Richtung ausgeübt werden kann, müssen Lagerbelastungen für Extremfälle gefunden werden.

Als nächstes müssen Lager gewählt werden, welche die ausgeübte Kraft auf das Kettenrad sowie die Kraft zwischen den Getrieben übertragen können. Da die Kettenradkraft in jeder Richtung ausgeübt werden kann, müssen Lagerbelastungen für Extremfälle gefunden werden.

Die eigentliche Lagerwahl hängt von der Nennbelastung des Lagers für die Sollebensdauer und -haltbarkeit ab. Diese Belastungen werden nach Gleichung 7 berechnet.

Die eigentliche Lagerwahl hängt von der Nennbelastung des Lagers für die Sollebensdauer und -haltbarkeit ab. Diese Belastungen werden nach Gleichung 7 berechnet.

Dieser Nennwert wird bei einer voraussichtlichen Lebensdauer von 40000 Stunden und einer Haltbarkeit von 99,9% für drei Lagertypen ermittelt: Kugellager, Zylinderrollenlager und Kegelrollenlager.

Dieser Nennwert wird bei einer voraussichtlichen Lebensdauer von 40000 Stunden und einer Haltbarkeit von 99,9% für drei Lagertypen ermittelt: Kugellager, Zylinderrollenlager und Kegelrollenlager.

Bei der hier beschriebenen Konstruktion haben Kegelrollenlager die sinnvollsten Bohrungsgrössen. In Tabelle 1 werden die entsprechenden Werte gezeigt.

Bei der hier beschriebenen Konstruktion haben Kegelrollenlager die sinnvollsten Bohrungsgrössen. In Tabelle 1 werden die entsprechenden Werte gezeigt.

1. Kegelrollenlager festgelegt wurden, muss für eine axiale Anpassung gesorgt werden.

2. Minimierung von Materialverbrauch und Teiletransport sollte das rechte abtriebsseitige Lager mit dem linken Lager identisch sein.

3. Dauerfestigkeitsfaktor für die Wellen wird über Gleichung 8 ermittelt; hierbei kann die Wellengrösse gleich dem Mindestdurchmesser der Lagerbohrung mit der erforderlichen Verstärkungsschulter sein.

1. Kegelrollenlager festgelegt wurden, muss für eine axiale Anpassung gesorgt werden.

2. Minimierung von Materialverbrauch und Teiletransport sollte das rechte abtriebsseitige Lager mit dem linken Lager identisch sein.

3. Dauerfestigkeitsfaktor für die Wellen wird über Gleichung 8 ermittelt; hierbei kann die Wellengrösse gleich dem Mindestdurchmesser der Lagerbohrung mit der erforderlichen Verstärkungsschulter sein.