Einzüge Übung 1

**Aufgabe** Formatieren Sie die roten Textteile so, dass sie dem Muster in Blau entsprechen (ohne die Farben zu ändern).

*Sie können auch in den blauen Textteil klicken und die entsprechenden Einzüge direkt ab Lineal oder aus der Dialogbox Format Absatz … ablesen!*

Transglobal Technische Nachrichten
Band 4, Ausgabe. 63, Januar 1990
Printed in Austria

Transglobal Technische Nachrichten
Band 4, Ausgabe. 63, Januar 1990
Printed in Austria

**AUFGABENSTELLUNG**

Konstruktion eines Reduziergetriebes mit folgenden Leistungsmerkmalen:

Drehstrom-Asynchronmotor: 30 PS

Motordrehzahl: 1750 UpM

Abtrieb: externer Kettentrieb und Kettenrad

Gesamtuntersetzung: 2,05:1

Voraussichtliche Lebensdauer: 10 Jahre bei Vollast, 80 Stunden pro Woche, 50 Wochen pro Jahr

**AUFGABENSTELLUNG**

Konstruktion eines Reduziergetriebes mit folgenden Leistungsmerkmalen:

Drehstrom-Asynchronmotor: 30 PS

Motordrehzahl: 1750 UpM

Abtrieb: externer Kettentrieb und Kettenrad

Gesamtuntersetzung: 2,05:1

Voraussichtliche Lebensdauer: 10 Jahre bei Vollast, 80 Stunden pro Woche, 50 Wochen pro Jahr

**WAHL DES GETRIEBES**Zur Vereinfachung der Fertigung werden eine Standard-Zahnflanke und ein Standard-Eingriffswinkel vorgesehen. Bei dieser Konstruktion wurde ein Eingriffswinkel von 20° gewählt. Der Teilkreisdurchmesser und die Zähnezahl für die Gruppe aus Getriebe und Ritzel werden nach Gleichung 1 ermittelt.1

**WAHL DES GETRIEBES**Zur Vereinfachung der Fertigung werden eine Standard-Zahnflanke und ein Standard-Eingriffswinkel vorgesehen. Bei dieser Konstruktion wurde ein Eingriffswinkel von 20° gewählt. Der Teilkreisdurchmesser und die Zähnezahl für die Gruppe aus Getriebe und Ritzel werden nach Gleichung 1 ermittelt.1

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.

Zur Überprüfung der gewählten Teilung sechs wird der Überdeckungsfaktor mit der folgenden Formel berechnet.

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.

Zur Überprüfung der gewählten Teilung sechs wird der Überdeckungsfaktor mit der folgenden Formel berechnet.

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.

Deshalb wird Gleichung 4 nach der zur Aufrechterhaltung eines bestimmten Beanspruchungsgrades erforderlichen Zahnbreite aufgelöst.

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.

Deshalb wird Gleichung 4 nach der zur Aufrechterhaltung eines bestimmten Beanspruchungsgrades erforderlichen Zahnbreite aufgelöst.

Unter Annahme einer Druckbeanspruchung der Oberfläche von 180'000 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 180'000 psi ergibt sich bei dieser Teilung eine Zahnbreite von ca. 1,7 Zoll. Die Biegebeanspruchung dieser Breite wird gemäss Gleichung 6 überprüft.

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).

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).
Vorausgesetzt, dass die Spannung in der Kette auf eine Seite des Kettenrades konzentriert wird, ist die zur Übertragung des Drehmoments erforderliche Kraft (F) gleich 800 pounds. Diese Kraft kann in jede beliebige Richtung ausgeübt werden.

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).

Vorausgesetzt, dass die Spannung in der Kette auf eine Seite des Kettenrades konzentriert wird, ist die zur Übertragung des Drehmoments erforderliche Kraft (F) gleich 800 pounds. Diese Kraft kann in jede beliebige Richtung ausgeübt 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.

Dies geschieht, indem die durch das Kettenrad bewirkte Belastung aufgehoben und nach der Aktionsebene, in die sich die verbleibenden Belastungen aufteilen, aufgelöst wird.Bei diesem Getriebe liegt die sich ergebende Ebene bei 20° von der Horizontalen. Dieser Winkel wird durch den Eingriffswinkel bestimmt.

Dadurch, dass die Kettenradbelastung in dieser Ebene in zwei mögliche Richtungen wirken kann, erhält man die ungünstigste Bedingung für jedes Lager. Diese Belastungen werden in Abbildung 2 gezeigt.

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.

Dies geschieht, indem die durch das Kettenrad bewirkte Belastung aufgehoben und nach der Aktionsebene, in die sich die verbleibenden Belastungen aufteilen, aufgelöst wird.Bei diesem Getriebe liegt die sich ergebende Ebene bei 20° von der Horizontalen. Dieser Winkel wird durch den Eingriffswinkel bestimmt.

Dadurch, dass die Kettenradbelastung in dieser Ebene in zwei mögliche Richtungen wirken kann, erhält man die ungünstigste Bedingung für jedes Lager. Diese Belastungen werden in Abbildung 2 gezeigt.

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 40'000 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.

Dieser Nennwert wird bei einer voraussichtlichen Lebensdauer von 40'000 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.

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.