

# Selection procedure Auslegung

## a) According to torque

With a few exceptions all couplings are selected according to the torque. The customary „impact factors“ have been insufficient with these couplings, which are partly subjected with very high peak torques. The following calculation method, for which the nominal torques in the catalogue have been used, has proved to be the most accurate.

The nominal torque  $T_N$  is according to endurance strength, i.e.  $\pm T_N$ , an unlimited number of start/stop cycles can be carried out, without having expect any damage to the coupling. With values in excess of  $T_N$  only limited load alternating cycles are possible. At this torque permanent distortion of the bellows and fatigue fractures can occur.

## b) According to torsional rigidity

For applications where precise motion transfer is required the errors due elastic deformation must be taken into consideration. The next larger coupling size must be selected. The elastic deformation is:

$$\alpha = 3440 \frac{T_N}{C_t} \quad (\text{arc minutes})$$

$T_N$  = torque (Nm)

$C_t$  = torsional rigidity (Nm/rad)

To prevent oscillation and still achieve high acceleration values, high resonance frequencies are usually required. If an oscillation dampening characteristic is required, the use of elastomer couplings is recommended.

## c) According to shaft diameter

The zero backlash shaft-hub connection allows the use of smooth shaft ends. In comparison to shafts with keyways, according to DIN 6885, approximately twice the torque can be transferred with the same shaft diameter, or in reverse, an approximately 20 % smaller shaft diameter is sufficient for the same torque.

If the coupling is installed on an existing shaft with keyway, it can therefore happen, that with selection according to the torque, the maximum coupling bore is smaller than the existing shaft diameter. Then frequently a larger coupling is chosen, simply to accommodate the shaft diameter.

## a) nach dem Drehmoment

Mit wenigen Ausnahmen werden alle Kupplungen nach dem Drehmoment gewählt. Die sonst üblichen „Stoßfaktoren“ haben sich bei diesen Kupplungen, die teilweise mit sehr hohen Spitzenmomenten belastet werden, als unzureichend erwiesen. Bewährt hat sich die folgende Berechnungsmethode, auf welche die im Katalog angegebenen Nennmomente abgestimmt sind.

Das Nennmoment  $T_N$  entspricht der

Dauerwechselfestigkeit, d.h. bei  $\pm T_N$  können unendlich viele Start/Stop Vorgänge ausgeführt werden, ohne daß ein Brechen der Kupplung zu erwarten ist. Bei Werten über  $T_N$  sind nur noch begrenzte Lastwechselzahlen möglich. In diesem Drehmomentbereich kann es zu bleibenden Verformungen des Balges und zu Bildung von Dauerbrüchen kommen.

## b) nach der Torsionssteife

Bei hohen Genauigkeitsansprüchen können die Übertragungsfehler durch elastische Verformung ein Auswahlkriterium darstellen und zur Wahl einer größeren Kupplung führen. Die elastische Verformung beträgt:

$$\alpha = 3440 \frac{T_N}{C_t} \quad (\text{Bogenminuten})$$

$T_N$  = Drehmoment (Nm)

$C_t$  = Torsionssteife (Nm/rad)

Um Schwingungserregung zu vermeiden und hohe Beschleunigungswerte zu ermöglichen, werden meist hohe Resonanzfrequenzen verlangt. Ist ein schwingungsdämpfendes Verhalten gefordert, empfiehlt sich der Einsatz von Elastomerkupplungen.

## c) nach dem Wellendurchmesser

Die kraftschlüssige Welle-Nabe-Verbindung erlaubt die Verwendung glatter Wellenzapfen. Im Vergleich zu Wellen mit Paßfedernut nach DIN 6885 können bei gleichem Wellendurchmesser etwa die doppelten Drehmomente übertragen werden, oder umgekehrt für das gleiche Drehmoment reicht ein etwa 20 % geringerer Durchmesser.

Wird die Kupplung an eine vorhandene Welle mit Nut angepaßt, kann es daher vorkommen, daß bei Auslegung nach dem Drehmoment die maximale Kupplungsbohrung kleiner ist als der vorhandene Wellendurchmesser. Es wird dann oft nur aufgrund des Wellendurchmessers eine größere Kupplung gewählt.