

Untersuchungen zur Spannkraft als Faktor für den Energieverlust im Kettentrieb

In der Gruppe der Hülltriebe besteht ein großer Vorteil der Kettentriebe gegenüber den technisch äquivalenten Synchronriemengetrieben im höheren Wirkungsgrad.

Der Wirkungsgrad η der Kettengetriebe (0,97 bis 0,98) ist durchschnittlich höher als bei Riementrieben (0,93 bis 0,97).

Soweit die Lehre.

Denn, wenn aus den verschiedensten, in der Praxis vorkommenden Gründen („Summenfehler, AT10/2000) Spannvorrichtungen für die Kette notwendig werden, stellt sich eine andere Situation dar.

Auch die zunächst korrekt dimensionierten und montierten Kettentriebe haben bereits innerhalb der ersten Betriebsstunden eine Einlaufängung. Danach verschleifen sie zeit- und belastungsabhängig.

In jedem Fall verläuft der Verschleiß mehrfach langsamer, wenn der Kettentrieb gegen Leertrumdurchhang, Schwingungen und Laststöße gespannt und gedämpft wird.

Ketten mit höchster Qualität werden gespannt, um komplexe Funktionsvorteile hinsichtlich Zweckbestimmung zur Momentübertragung ohne Energieverluste, mit hoher Zuverlässigkeit, Lebensdauer und geringster Umweltbelastung, insbesondere Laufgeräusch, zu erreichen.

Aber mit der Zunahme der von außen auf die Kette einwirkenden Spannkraft verschlechtert sich der Wirkungsgrad des Kettengetriebes. Der an der getriebenen Welle ankommende Energieanteil wird immer kleiner.

Insbesondere, wenn eine Vielzahl von Kettentrieben in einer Maschine läuft, wie z.B. in Rollengängen, rückt neben dem Verschleiß- und dem Schmierzustand der Kettentriebe zunehmend die auf sie wirkende, vom Spannprinzip bedingte Verlustenergie in den Fokus.

Die Gelenke von Rollenketten sind mehrstufige Radial-Gleitlager.

Beim Durchlaufen des Umschlingungsbogens der Kettenradumschlingung oder von Kettenspannern oder Umlenkungen treten auf nur wenige Sektoren begrenzte Schwenkbewegungen zwischen Bolzen, Buchse und Rolle ähnlich eines mehrstufigen Radial-Gleitlagers auf.

Im Unterschied zu üblichen Gleitlagern mit umlaufenden Reibungsflächen liegen in den Kettengelenken sich wiederholende und auf nur wenige Grad durch den Schwenkwinkel beim Kettenradumlauf begrenzte Kontaktflächen zwischen Bolzen und Buchse vor.

Zwischen Buchse und Rolle besteht zwar Verdrehfähigkeit, jedoch ebenfalls auf den Schwenkwinkel begrenzte Kontaktflächen. Das Kettenschmiermittel wird ständig aus diesen Kontaktflächen verdrängt und meistens nur teilweise durch die Schwenkbewegung ersetzt. Bei hand- und tropfgeschmierten Ketten tritt dann der Schmiermittelmangel ein, wenn die Schmierintervalle zu groß sind.

Durch die Kontaktflächen der Kettengelenke ist der hauptsächliche Einflussfaktor für Verlustarbeit, Verschleiß und Laufgeräusch gegeben.

Mit einer in der Praxis relativ leicht herzustellenden Versuchsvorrichtung wurde untersucht, welchen Einfluss die auf den Kettentrieb wirkende Spannkraft auf Energieverluste im Leertrum hat. Anhand eines häufig in der Maschinenbaupraxis vorkommenden Kettentriebes, im weiteren als Referenzkettentrieb betrachtet, soll gezeigt werden, welche Entwicklungsrichtung Vorteile hinsichtlich des Wirkungsgrades realer Kettentriebe erwarten lässt.

Der Referenzkettentrieb ist mit folgenden Parametern charakterisiert:

Kette 08B-1, Zähnezahlen $Z_1=19$; $Z_2=19$; Achsabstand $A=501$ mm, Umgebungstemperatur 21°C ; herstellerseitig erstgeschmiert.

Die Kette wurde mit der notwendigen Einbaulängung montiert. Über dem Schnittpunkt der inneren Tangenten des Kettentriebes ist eine pneumatisch verstellbare Spanneinheit, wirkend gegen den Leertrum, angeordnet. Die getriebenen Welle ist mit einer Schwungscheibe starr gekoppelt.

Die Vorrichtung und ihre Varianten mit den Kettenspannern zeigen die Bilder 1 bis 3.

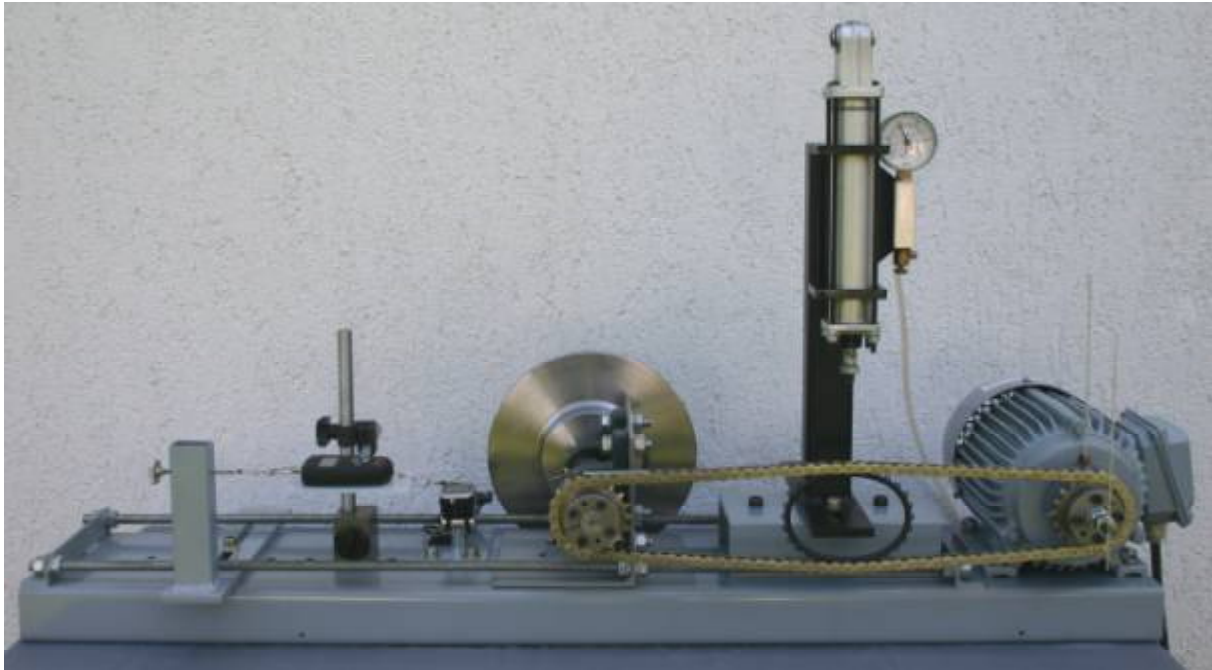


Bild 1: Versuchsvorrichtung zur Messung von Kraft- und Leistungsverlusten mit ROLL-RING

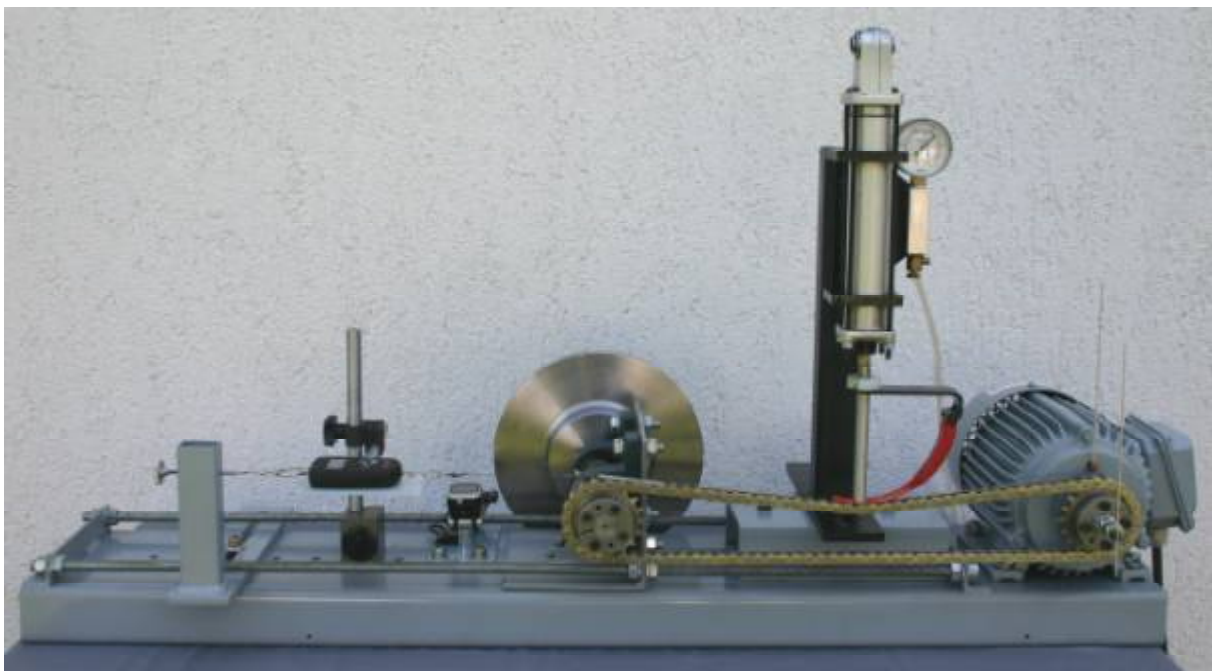


Bild 2: Versuchsvorrichtung zur Messung von Kraft- und Leistungsverlusten mit Polyethylen-Gleit-Kettenspanner

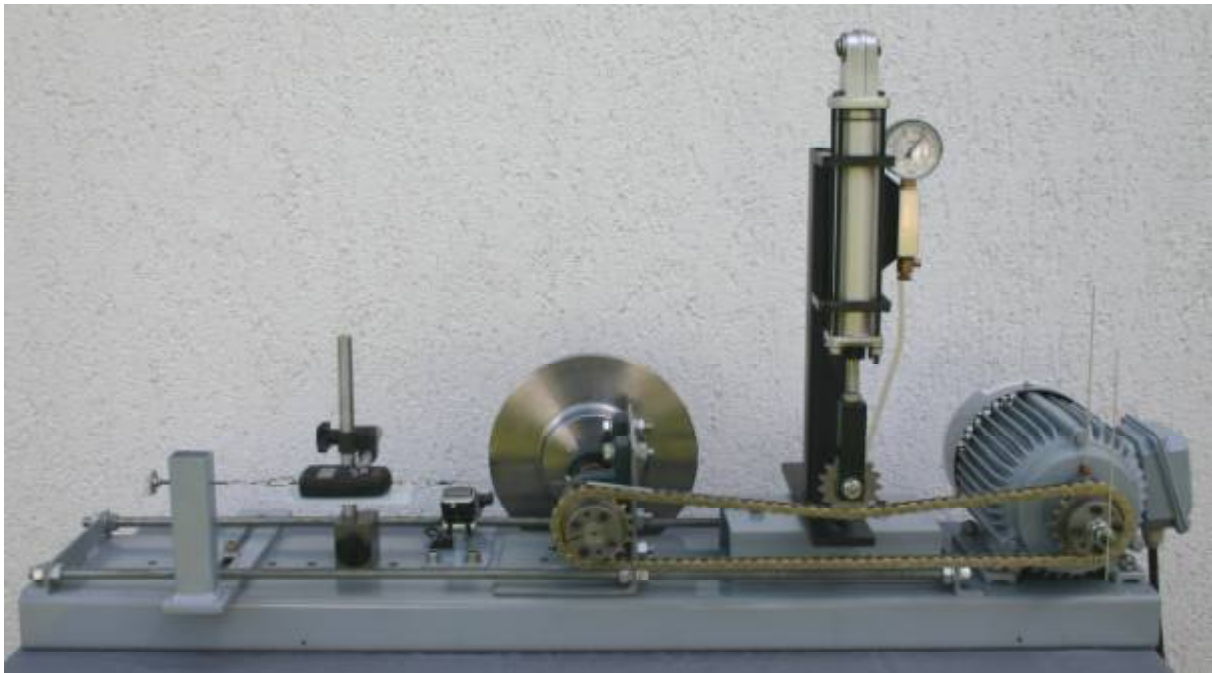


Bild 3: Versuchsvorrichtung zur Messung von Kraft- und Leistungsverlusten mit Spann-Kettenrad auf Rillenkugellager

In einer Messreihe wurden zunächst Kraftwerte für die Phase des Anlaufs des Kettentriebes ermittelt. Bekanntlich wird vor der Momentübertragung durch die Kette zuerst das Gelenkspiel und ggf. ein Lasttrumdurchhang beseitigt. Dabei ist Haftreibung in beiden Trumen zu überwinden.

Die Haftreibungskräfte des Kettentriebes bei unterschiedlichen Kettenspannkraften stellen ein Relationsmaß für den Anlaufwiderstand der Kette bis zur Überwindung der Haftreibung, ohne Betriebslast, dar.

Dazu wurde ein über eine Kraftmeseinheit zu einer Spannschraube mit Feingewinde (0,75 mm Steigung) verlaufendes feines Stahlseil in die Kette eingehakt.

Die Kettenräder wurden auf das Polygonminimum eingestellt.

Durch langsames Drehen an der Spannschraube, wobei dynamische Einflussgrößen vernachlässigbar klein blieben, wurde eine Zugkraft auf die Kette vermittelt, bis die Kette die Haftreibung überwunden hatte.

An der Kraftmeseinheit wurde dann der zur Überwindung der Haftreibung automatisch angezeigte Maximalwert abgelesen.

Der im Versuch verwendete Referenzkettentrieb benötigte zur Überwindung der Haftreibung eine Zugkraft von 4,75 N.

In Fortsetzung der Versuche wurde nunmehr in die Kette ein handelsübliches ROLL-RING-Spann- und Dämpfungselement, Typ 108 030 01, entsprechend der Einbauvorschrift eingesetzt. Bei der Anordnung des Spann- und Dämpfungselementes - im Schnittpunkt der inneren Tangenten der Kettenräder - wirkte eine Kettenspannkraft von 14,2 N.

Die bei dieser Spannkraft gemessene Kraft zur Überwindung der Haftreibung betrug 6,94 N; das ist im Vergleich zum Referenzkettentrieb eine um 2,19 N, bzw. um den Faktor 1,46 erhöhte Kraft.

Ausgehend von dem bekannten Fakt, dass eine gespannte Kette immer schwergängiger als eine nicht gespannte Kette ist, wurde in den weiteren Versuchen nunmehr nacheinander die Kette ohne ROLL-RING- Spann- und Dämpfungselement mit steigender Kettenspannkraft mit einer Schrittweite von 10 N, zunehmend pneumatisch belastet.

Entsprechend der üblichen Kettenspannervarianten wurden am Kolbenstangenkopf des Pneumatikzylinders ein Gleitelement aus Polyethylen bzw. ein auf einem Rillenkugellager sitzendes Kettenspannrad mit der Zähnezahl $Z=15$ befestigt.

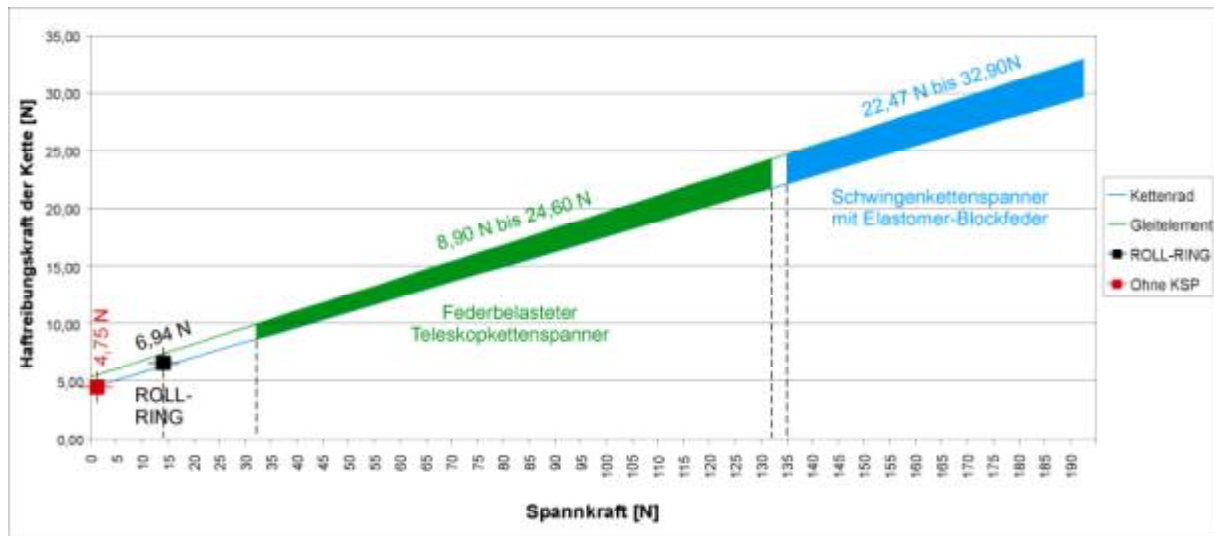


Bild 4: Haftreibungskraft der Kette in Abhängigkeit von der über Kettenspanner vermittelten Spannkraft.

Das zusammenfassende Diagramm aus diesen Versuchen zeigt eine lineare Abhängigkeit der Haftkraft der Kette von der Spannkraft des Referenzkettentriebes.

Die untere Diagrammlinie steht für Vermittlung der Spannkraft durch das Kettenspannrad, die obere Diagrammlinie steht für die Vermittlung der Spannkraft durch das Gleitelement. Die Differenz aus den beiden Linien ist zwar erkennbar, dürfte jedoch für die praktische Anwendung weniger ausschlaggebend sein, als die zulässige Kettengeschwindigkeit im Dauerbetrieb.

Eine Verallgemeinerung der Funktion erscheint insofern zulässig, dass die Energieverluste von Kettentrieben mit steigender Spannkraft steigen. Der Referenzkettentrieb ist ein nach unseren Erfahrungen durchschnittlicher Kettentrieb im Maschinenbau. Beachtenswert wären die Ergebnisse besonders bei reversierenden Kettentrieben und Kettentrieben im Intervallbetrieb, welche mit jedem Richtungswechsel bzw. Anlauf die Phase der vollen Haftreibung durchlaufen.

In das Diagramm wurden zusätzlich die Spannkraftbereiche handelsüblicher Kettenspannertypen entsprechend deren Katalogangaben eingetragen.

Danach gibt es eine grundsätzliche Wertung bezüglich der Energieverluste:

Der lastfreie Kettentrieb ohne Kettenspanner läuft nicht ideal an, jedoch energetisch optimal.

Energetisch nahe des Optimums (Faktor 1,46) läuft ein mit ROLL-RING-Kettenspanner gespannter Kettentrieb an.

Federbelastete Teleskopkettenspanner (Faktor 1,88 bis 5,18) und Schwingsenkettenspanner mit Elastomerblock (Faktor 4,72 bis 6,92) laufen entsprechend der höheren Spannkraft mit z.T. mehrfach höheren spannkraftbezogenen Energieverlusten an.

Um die dynamischen Wirkungen der Kettenspannkraft zu untersuchen, wurde mit der in den Abbildungen 1 bis 3 gezeigten Vorrichtung eine weitere Versuchsreihe durchgeführt. Dazu wurde der Kettentrieb mit einem Drehstrommotor jeweils auf eine Kettengeschwindigkeit von 2,65 m/s beschleunigt. Nach dem Abschalten des Motors wurde der Kettennachlauf [m] als Relationsmaß für die Bremsleistung im Kettentrieb bei schrittweise erhöhten Spannkraften ermittelt.

Die Massenträgheit des Systems durch die unterschiedlichen Spannkraftvermittler wird als gering und vernachlässigbar betrachtet. Ebenso werden, da es sich bei den Versuchen, ausgenommen die Spannkraftvermittlung, stets um die gleiche Vorrichtung handelt und die Abbremsung immer aus gleicher Kettengeschwindigkeit bis zum Stillstand erfolgt, die Massen und ihre kinetische Energie vor und nach der Abbremsung gleich gesetzt. Je kleiner der Kettennachlauf, desto größer ist auf die durch die Spannkraft bewirkten Energieverluste zu folgern.

In den weiteren Versuchen wurde erneut nacheinander die Kette über ein Gleitelement aus Polyethylen bzw. über ein auf einem Rillenkugellager sitzendes Kettenspannrad mit der Zähnezahl $Z=15$ mit steigender Kettenspannkraft und mit einer Schrittweite von 10 N, zunehmend pneumatisch belastet.

Zur Erstellung eines Diagramms wurde der mit ungespannter Kette erreichte Kettennachlauf des Referenzkettetriebes von 28,92 m als Ausgangswert gesetzt und die Differenz aus diesem Ausgangswert und den bei jeweils schrittweise erhöhten Spannkraften gemessenen verkürzten Werten für den Kettennachlauf als Relationsmaß ermittelt.

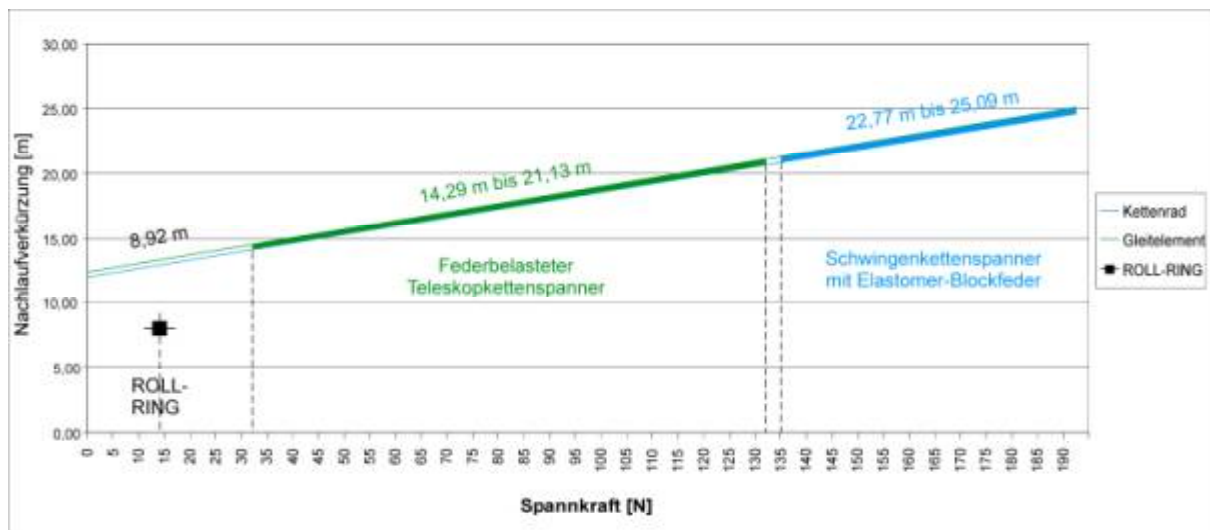


Bild 4: Diagramm zum Vergleich der Nachlaufverkürzung als Differenz vom Referenzkettentrieb in Abhängigkeit von der Spannkraft.

Das Diagramm zeigt eine lineare Abhängigkeit der Nachlaufverkürzung von der Spannkraft des Referenzkettetriebes.

Die untere Diagrammlinie steht für Vermittlung der Spannkraft durch das Kettenspannrad, die obere Diagrammlinie steht für die Vermittlung der Spannkraft durch das Gleitelement.

Eine Verallgemeinerung der Funktion erscheint hier ebenso zulässig, dass die Energieverluste von Kettentrieben im Dauerbetrieb mit steigender Spannkraft steigen. Für Anlagen, die über mehrere Jahre und im Dauerbetrieb oder mit hoher Schichtauslastung betrieben werden, ist

das sicherlich ein beachtenswerter Energiefaktor. Und auch hinsichtlich des Verschleißes sind unnötig hohe Kettenspannkraften als nachteiliger Kostenfaktor zu berücksichtigen. In das Diagramm wurden zusätzlich die Spannkraftbereiche handelsüblicher Kettenspannertypen entsprechend deren Katalogangaben eingetragen.

Danach gibt es eine weitere grundsätzliche Wertung bezüglich der Energieverluste durch Kettenspannen im Dauerbetrieb:

Der lastfreie Kettentrieb läuft nicht ideal, jedoch energetisch optimal ist ein Kettentrieb ohne Kettenspanner.

Energetisch nahe des Optimums ist ein Kettentrieb mit ROLL-RING-Kettenspanner.

Federbelastete Teleskopkettenspanner und Schwingenkettenspanner mit

Elastomerblock sind entsprechend der herstellerseitig höheren Spannkraftangaben mit

z.T. mehrfach höheren spannkraftbezogenen Energieverlusten im Vergleich zu einem

Kettentrieb ohne Kettenspanner, verbunden.