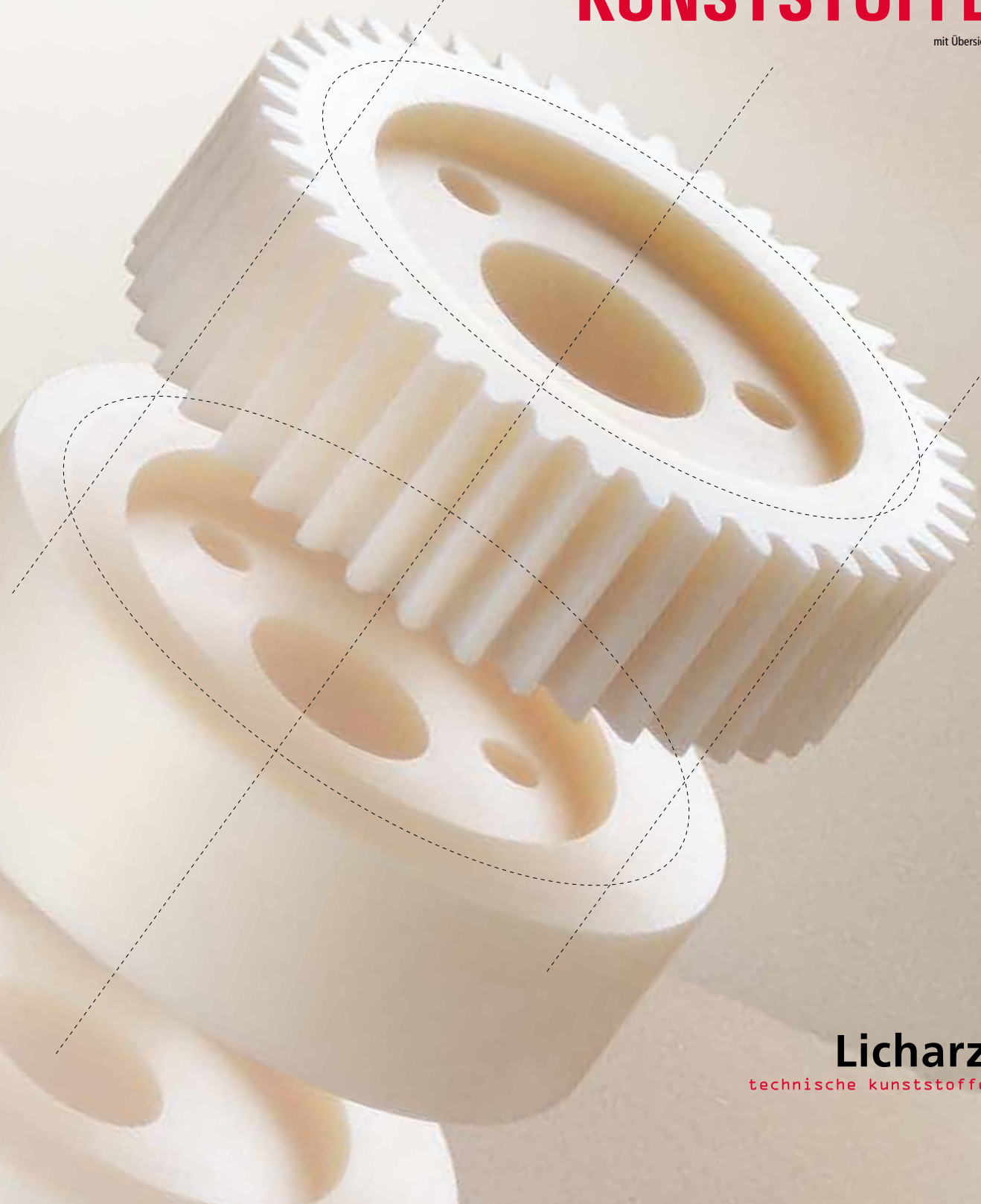


KONSTRUIEREN MIT TECHNISCHEN

KUNSTSTOFFEN

mit Übersichtstabellen





LICHARZ

ZAHNRÄDER AUS KUNSTSTOFF

Vorsprung durch Konstruktionsteile aus Kunststoff

1. Einsatz von Kunststoffen als Zahnradwerkstoff

Obwohl sich Zahnräder aus thermoplastischen Kunststoffen nicht für die Anwendung in Hochleistungsgetrieben und für die Übertragung von hohen Leistungen eignen, haben sie sich ein breites Anwendungsfeld erschlossen. Die spezifischen Werkstoffeigenschaften gestatten einen Einsatz unter Bedingungen, wo selbst hochwertige metallische Werkstoffe versagen. So sind Zahnräder aus Kunststoff besonders dann unumgänglich, wenn:

- wartungsfreier Einsatz,
- hohe Verschleißfestigkeit bei Trockenlauf,
- geräuscharmer Lauf,
- Schwingungsdämpfung,
- Korrosionsbeständigkeit,
- niedriges Massenträgheitsmoment durch geringes Gewicht,
- preisgünstige Herstellung

zentrale Forderungen des Anwendungsfalls darstellen. Damit Kunststoff diesen Forderungen gerecht werden kann, ist eine werkstoffgerechte Konstruktion und die Auswahl des richtigen Kunststoffs zwingend notwendig.

1.1 Werkstoffe

Nur wenige thermoplastische Kunststoffe sind für die Zahnradherstellung von Bedeutung. Die Kunststoffe sind in den vorangegangenen Kapiteln bereits einschlägig beschrieben worden, sodass an dieser Stelle nur noch eine Beschreibung mit Sicht auf die Verzahnung folgt.

- **PA 6**: universeller Zahnradwerkstoff für den Maschinenbau, auch bei rauhem Betrieb verschleißfest und stoßmindernd, weniger geeignet für kleine Zahnräder mit hohen Maßanforderungen.
- **PA 66** übertrifft PA 6 in der Verschleißfestigkeit, mit Ausnahme bei sehr glatten Gleitpartnern ist, maßstabiler als PA 6 durch geringere Feuchteaufnahme und ebenfalls weniger für kleine Zahnräder mit hohen Maßanforderungen geeignet.
- **LINNOTAM (PA 6 C)**: im Wesentlichen wie PA 6 und PA 66, jedoch im Vergleich durch hohen Kristallinitätsgrad besonders verschleißfest.
- **LINNOTAM^{HIPERFORMANCE 612}/LINNOTAM^{DRIVE 612 Fe} (PA 6/12 G)**: zäh eingestelltes Polyamid, geeignet für den Einsatz bei stoßartigen Belastungsspitzen, Verschleißfestigkeit vergleichbar mit der von **LINNOTAM**.
- **LINNOTAM^{HIPERFORMANCE 1200}/LINNOTAM^{DRIVE 1200 Fe} (PA 12 G)**: zähhartes Polyamid mit vergleichsweise niedriger Neigung zur Wasseraufnahme, dadurch bessere Dimensionsstabilität gegenüber anderen Polyamiden; besonders geeignet für den Einsatz bei stoßartigen Belastungsspitzen; hervorragende Verschleißfestigkeit.
- **LINNOTAM^{GLIDE} (PA 6 C + Öl)**: selbstschmierende Eigenschaft durch im Kunststoff enthaltenes Öl, dadurch hervorragend für Trockenlauf geeignet und besonders verschleißfest.
- **LINNOTAM^{GLIDE PRO T} (PA 6 C + Festschmierstoff)**: selbstschmierende Eigenschaft durch im Kunststoff enthaltene Festschmierstoffe, dadurch hervorragend für Trockenlauf geeignet und verschleißfest.
- **POM-C**: durch geringe Feuchteaufnahme besonders geeignet für kleine Zahnräder mit hohen Anforderungen an die Dimensionsstabilität; wegen seiner Härte im Trockenlauf nicht so belastbar, bei Dauerschmierung jedoch etwas höher belastbar als Zahnräder aus Polyamid.

Zahnräder aus Kunststoff

- **PE-UHMW:** aufgrund der niedrigen Festigkeit nur für wenig belastete Zahnräder verwendbar; gute Dämpfungseigenschaften und chemische Beständigkeit, daher vorwiegend für den Einsatz bei mechanischen Schwingungen und in chemisch aggressiver Umgebung geeignet.

1.2 Gegenlaufpartner

Die Verwendung von flankengehärtetem Stahl ist hinsichtlich der Ausnutzung der Tragfähigkeit und des Verschleißes der am besten geeignete Gegenlaufpartner, da dieser für eine besonders gute Abfuhr der Reibungswärme sorgt. Hinsichtlich der Oberflächenbeschaffenheit gilt, wie auch bei einem Gleitlager: je härter der Stahl, umso niedriger der Verschleiß bei Rad und Ritzel. Als Richtwert empfehlen wir, sowohl im geschmierten Betrieb als auch bei Trockenlauf, eine größte zulässige Rautiefe von $R_a = 8$ bis $10 \mu\text{m}$.

Für niedrig belastete Zahnräder ist eine Paarung Kunststoff/Kunststoff möglich. Dabei spielen die Oberflächenrauheiten für den Verschleiß keine Rolle. Bei der Auswahl der Werkstoffe ist zu beachten, dass das treibende Ritzel immer einer höheren Verschleißbeanspruchung ausgesetzt ist. Demzufolge sollte für das Ritzel stets der verschleißfestere Werkstoff gewählt werden (→ Ritzel: Stahl, Rad: Kunststoff oder Ritzel: PA, Rad: POM).

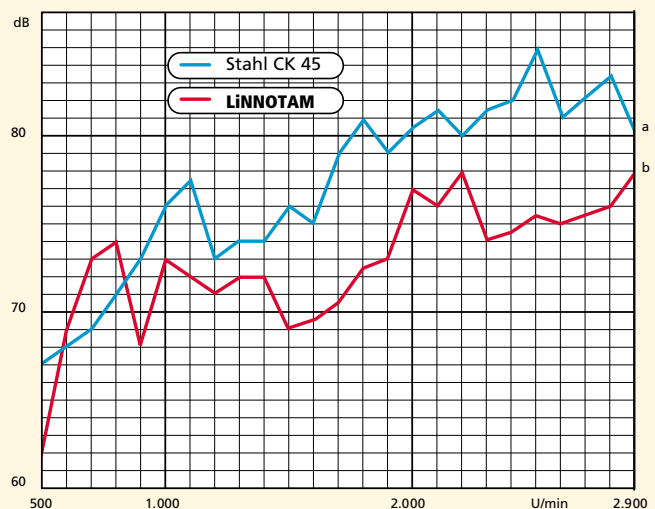
1.3 Schmierung

Auch hier gelten die im Kapitel „Gleitlager“ gemachten Aussagen bezüglich Trockenlauf und Verwendung von Schmierstoffen. Grundsätzlich ist anzumerken, dass eine Einbauschmierung die Standzeit und das Einlaufverhalten beträchtlich verbessert. Die mit Schmierstoff modifizierten Werkstoffe, wie z. B. **LINNOTAM GLIDE**, zeigen gegenüber allen anderen Kunststoffen auch ohne Schmierung bedeutend längere Standzeiten. Eine kontinuierliche Ölschmierung führt zu besserer Wärmeabfuhr und damit zu längerer Lebensdauer bzw. höheren übertragbaren Leistungen. Bei Fettschmierung soll die Umfangsgeschwindigkeit 5 m/s nicht überschreiten, da sonst die Gefahr besteht, dass das Fett weggeschleudert wird. Eine Wasserschmierung ist für Polyamide aufgrund der Neigung zur Feuchtaufnahme nicht zu empfehlen.

1.4 Geräuschentwicklung

Kunststoffe haben im Allgemeinen gute Dämpfungseigenschaften. Dies führt im Vergleich zu Zahnrädern aus metallischen Werkstoffen zur erheblichen Reduzierung der Laufgeräusche. In nebenstehendem Diagramm sind die Schalldruckkurven einer Zahnradpaarung Stahl/Stahl (a) und Stahl/Kunststoff (b) dargestellt. Es zeigen sich Unterschiede von max. 9 dB.

Damit ist die Paarung Stahl/Stahl bis zu dreimal so laut wie die Paarung Stahl/Kunststoff.



1.5 Herstellung

Zahnräder aus Kunststoffen werden in den gleichen spangebenden Verfahren (üblicherweise Wälzstoßen und Abwälfraßen) wie Zahnräder aus metallischen Werkstoffen hergestellt. Da die Schnittkräfte sehr gering sind, kann das Profil mit hohen Vorschüben in einem Arbeitsgang hergestellt werden, was zur Reduzierung der Herstellkosten führt.

Bei der Herstellung mit hohen Vorschüben können wellige Oberflächen entstehen. Zunächst erwecken diese einen unvorteilhaften Eindruck. Im Trockenlauf werden die Zahnflanken jedoch nach kurzer Einlaufphase geglättet. Bei Schmierung wirkt die Wellenform als Schmier tasche, in der sich der Schmierstoff vorteilhaft sammeln kann. Die Wellenbildung stellt also keine Qualitätsminderung der Verzahnung dar.

Grundsätzlich sind bei der spangebenden Herstellung von Kunststoffzahnradern in Abhängigkeit vom Modul die Qualitäten 9 bis 10 erreichbar. Bezüglich der erreichbaren Verzahnungsqualitäten ist anzumerken, dass sich die abwälzenden Zahnflanken von Kunststoffzahnradern leicht anpassen. Darum sind im Vergleich zu Rädern aus Metall größere Verzahnungsfehler zulässig. Dies gilt vor allem bei kraftübertragenden Zahntrieben. Für die ausschließlich am Wälzfehler F_i'' und Wälzprung f_i'' festgemachte Qualität bedeutet das, dass bis zu zwei Qualitäten mehr zugelassen werden als für vergleichbare Räder aus Metall. Das Zahnspiel wird zum Ausgleich von Temperatur- und Feuchteinflüssen im Vergleich zu Stahlrädern um ein bis zwei Qualitäten erhöht.

2. Konstruktionshinweise

Die folgenden Konstruktionshinweise sollen bei der Dimensionierung neuer Getriebekonstruktionen unterstützen. Für im Einsatz befindliche und erprobte Getriebekonstruktionen sind die bereits festliegenden Daten vorzuziehen.

2.1 Zahnbreite

Für Zahnräder aus Kunststoff bestehen grundsätzlich keine Bedenken, die Breite bis in die Größenordnung des Durchmessers auszudehnen. Die Bestimmung des kleinsten Breitenmaßes orientiert sich an der axialen Stabilität des Zahnrads. Untersuchungen hinsichtlich des Zusammenhangs von Lebensdauer und Zahnbreite bzw. zur Ermittlung der optimalen Zahnbreite liegen nicht vor. Erfahrungen aus dem praktischen Einsatz zeigen jedoch, dass die Zahnbreite mindestens dem sechs- bis achtfachen Modul entsprechen sollte.

Für die Paarung Stahl/Kunststoff ist es vorteilhaft, das Kunststoffrad etwas schmaler als das Stahlritzel zu gestalten. Dadurch wird sichergestellt, dass das Kunststoffrad über seine gesamte Zahnbreite belastet wird. Analog gilt bei der Paarung Kunststoff/Kunststoff, dass das Rad, an dem der höhere Verschleiß erwartet wird, etwas schmaler dimensioniert sein sollte. Damit wird vermieden, dass sich auf den Zahnflanken erhabene Ränder eines Verschleißbetts bilden, die die Laufverhältnisse stören können.

2.2 Modul, Eingriffswinkel und Zähnezahl

Die Tragfähigkeit von Kunststoffzahnradern ist mit der Wahl von Modul und Eingriffswinkel direkt beeinflussbar. Wird bei gleicher Umfangskraft der Modul/Eingriffswinkel vergrößert, nimmt die Zahnfußfestigkeit zu. Im Vergleich zu Stahlrädern ist der tatsächliche Zuwachs jedoch weniger groß, da der wirksame Überdeckungsgrad abnimmt und nicht mehr mehrere Zähne gleichzeitig in Eingriff kommen können. Ein hoher Überdeckungsgrad kann jedoch mitunter für die Tragfähigkeit besser sein als die Steigerung der Zahnfußfestigkeit eines einzelnen Zahns. Daraus lässt sich folgender Zusammenhang ableiten (Anwendung für hauptsächlich langsam laufende oder stoßbeanspruchte Zahnräder):

- Bevorzugung eines kleinen Moduls bei zäh-elastischen Thermoplasten (Steigerung des Überdeckungsgrades, → mehrere Zähne gleichzeitig im Eingriff).
- Bevorzugung eines großen Moduls bei harten Thermoplasten (Steigerung der Zahnfußfestigkeit, da höherer Überdeckungsgrad infolge schlechterem Verformungsverhalten nicht möglich).

Bei Getrieben mit hohen Umfangsgeschwindigkeiten muss beachtet werden, dass durch den wirksamen Überdeckungsgrad der Lauf nicht gestört wird.

Zahnräder aus Kunststoff

Der Eingriffswinkel ist für die Evolventenverzahnung mit 20° festgelegt. Trotzdem kann es gelegentlich notwendig sein, den Eingriffswinkel zu verändern (z. B. zur Herabsetzung der Grenzzähnezahl oder Verminderung von Laufgeräuschen). Eingriffswinkel $< 20^\circ$ führen dabei zu dünnen und damit weniger belastbaren Zähnen mit steilen Zahnflanken, aber niedrigen Laufgeräuschen. Eingriffswinkel $> 20^\circ$ erzeugen spitzere, dicke Zähne mit größeren Zahnfußfestigkeiten und flacheren Zahnflanken. Hinsichtlich der Zähnezahl ist für Getriebe mit hohen Umfangsgeschwindigkeiten anzumerken, dass das Verhältnis der Zähnezahl kein ganzzahliges Vielfaches sein darf. Ist dies der Fall, kommen stets die gleichen Zähne zum Eingriff, was den Verschleiß begünstigt.

2.3 Schrägverzahnung

Erfahrungen haben gezeigt, dass schrägverzahnte Kunststoffzahnräder bei kleinem Schrägungswinkel geräuschärmer laufen als geradzahnte. Jedoch ist der zu erwartende Tragfähigkeitszuwachs geringer als es bei Stahlrädern der Fall ist. Die Länge der Flankenberührungslinie nimmt zwar zu und die Belastung wird auf mehrere Zähne verteilt, aber gleichzeitig wirkt die Last ungleichmäßig und die Zähne werden verformt. Der Vorteil der Schrägverzahnung wird dadurch teilweise wieder aufgehoben. Die Berechnung von schrägverzahnten Kunststoffzahnrädern erfolgt, wie auch bei Metallrädern üblich, über ein geradzahntes Ersatzrad. Als günstiger Schrägungswinkel gilt $\beta \approx 10^\circ\text{-}20^\circ$.

2.4 Profilverschiebung

Profilverschiebungen werden in der Regel dann notwendig, wenn:

- ein Radpaar einem vorgegebenen Achsabstand angepasst werden muss (positive oder negative Profilverschiebung),
- die Grenzzähnezahl unterschritten wird und dadurch Zahnunterschnitt entsteht (positive Profilverschiebung).

Bei der Anwendung ist darauf zu achten, dass im Fall der negativen Profilverschiebung der Unterschnitt nicht zu groß wird. Die Folge davon wäre eine stark minimierte Zahnfußfestigkeit, die die Lebensdauer und Belastbarkeit des Zahnrad herabsetzen könnte.

Umgekehrt kann es bei positiver Profilverschiebung durch den dickeren Zahnfuß zu Verlust des Verformungsvermögens und damit zur Minderung des Überdeckungsgrads kommen.

2.5 Flankenspiel und Kopfspiel

Aufgrund der hohen thermischen Ausdehnungsfaktoren von Kunststoffen ist bei der Dimensionierung von Zahnrädern auf die werkstoffgerechte Anpassung des Flanken- und Kopfspiels zu achten, damit ein Mindestflankenspiel erhalten bleibt. Beim Einsatz von Kunststoffzahnrädern hat es sich bewährt, ein Mindestflankenspiel von $\approx 0,04 \cdot \text{Modul}$ einzuhalten. Das Einbauflankenspiel ergibt sich somit aus:

$$S_e = S_{e0} + 2 \cdot l \cdot \sin \alpha (k\alpha + k_F) \quad [\text{mm}]$$

mit

S_{e0} = Mindestflankenspiel in mm

l = Summe der aus Kunststoff bestehenden Strecke zwischen den beiden Drehachsen in mm

α = Eingriffswinkel

$k\alpha$ = thermische Längenausdehnung

k_F = Korrekturfaktor für Feuchteaufnahme

Für das Einbaukopfspiel hat sich ein Maß von $0,3 \cdot \text{Modul}$ bewährt. Dieses berücksichtigt Temperaturschwankungen bis $\pm 20 \text{ }^\circ\text{C}$ sowie auch in ausreichendem Maß eventuell auftretende Verzahnungsungenauigkeiten.

2.6 Kraftübertragung

Die im Maschinenbau übliche Verbindungsart mit Passfeder und Nut findet auch bei Kunststoffzahnradern Anwendung. Für eine solche Verbindung muss die Keilnutflanke auf Überschreiten der zulässigen Flächenpressung überprüft werden. Die Flächenpressung ergibt sich aus:

$$p_f = \frac{M_d \cdot 10^3}{i \cdot r_m \cdot h \cdot b} \quad [\text{MPa}]$$

mit

M_d = übertragenes Drehmoment in Nm

i = Anzahl der Nutflanken

r_m = Radius von Wellenmitte bis Flankenmitte der tragenden Flanke in mm

h = Höhe der tragenden Flanke in mm

b = Breite der tragenden Flanke in mm

Der aus der Rechnung erhaltene Wert wird mit Diagramm 1 verglichen und darf nicht über den maximal zulässigen Werten liegen. Zu beachten ist jedoch, dass dieser Wert noch keine Sicherheiten für stoßartige Beanspruchung oder Sicherheitsreserven beinhaltet. Je nach Einsatzfall empfehlen wir, einen Sicherheitsfaktor von 1,5 bis 4 zu berücksichtigen.

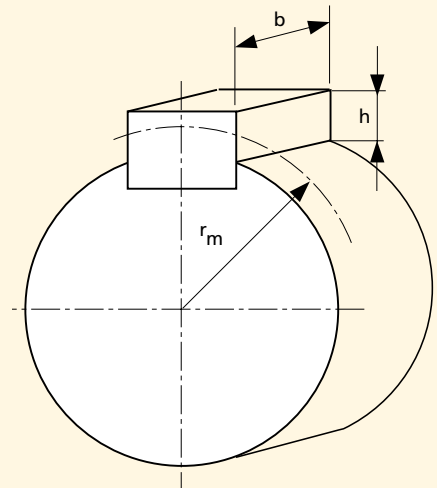
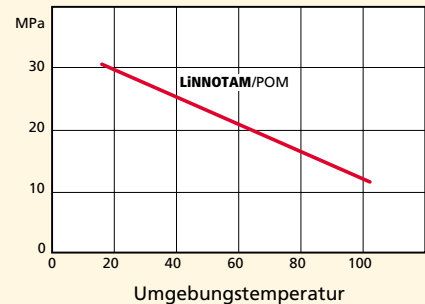
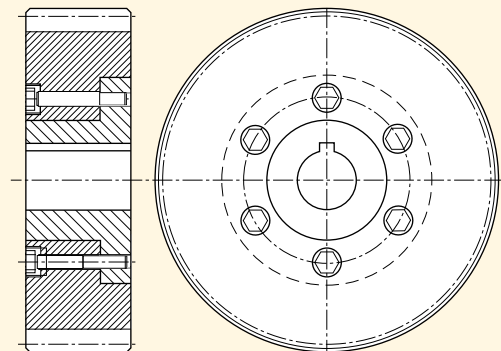


Diagramm 1: Richtwert für zul. Flächenpressung



Wegen der Kerbempfindlichkeit von Kunststoffen ist bei Fertigung der Keilnuten darauf zu achten, dass die Kanten mit einem Radius ausgeführt werden. Dies scheidet jedoch im Allgemeinen daran, dass die üblichen Räumwerkzeuge und Passfedern scharfkantig sind. Bei großen zu übertragenden Drehmomenten kann es zusätzlich zu Verformungen der Nabe kommen.

Ergeben sich aus der Berechnung der Flankenpressung unzulässig hohe Pressungswerte oder ist zu befürchten, dass Nabenverformungen auftreten, stehen mehrere Möglichkeiten der Kraftübertragung zur Verfügung: Eine Möglichkeit stellt die kraftschlüssige Verbindung des Radkörpers mit einem Stahleinsatz dar. Dieser wird mit dem Radkörper verschraubt. Eine mögliche konstruktive Lösung zeigt die nebenstehende Abbildung.



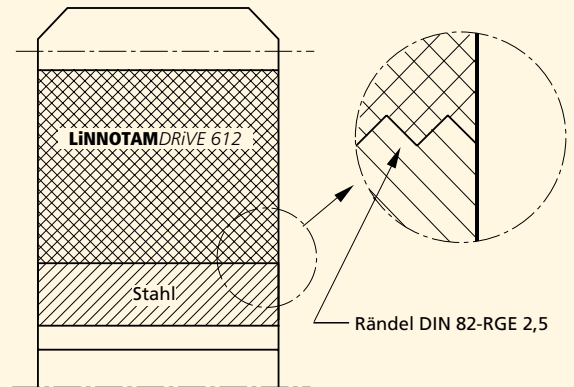
Für die Befestigung des Stahleinsatzes empfehlen wir Zylinderschrauben mit Innensechskant nach DIN 912, Festigkeitsklasse 8.8 oder besser in den nachfolgend genannten Größen.

Kopfkreis-durchmesser	Anzahl der Schrauben	Schraubengröße
bis 100 mm	3	M6
bis 200 mm	4	M8
über 200 mm	6	M8/M10

Zahnräder aus Kunststoff

Bei Zahnrädern, die relativ dünnwandig sind, empfiehlt sich die Verwendung von Zylinderschrauben mit Innensechskant und niedrigem Kopf nach DIN 6912, Festigkeitsklasse 8.8 oder besser.

Eine Alternative zur Verwendung eines geschraubten Stahleinsatzes stellt die Ausführung des Zahnrads in **LiNNOTAMDRIVE 612** oder **LiNNOTAMDRIVE 1200 Fe** dar. Der mit dem Kunststoff form- und kraftschlüssig verbundene metallische Kern ermöglicht, die Wellen-Naben-Verbindung wie gewohnt als metallisches Bauteil zu berechnen und zu dimensionieren. Die form- und kraftschlüssige Verbindung des Kunststoffmantels mit dem metallischen Kern wird dabei durch eine Rändelung hergestellt.



3. Berechnung von Zahnrädern aus thermoplastischen Kunststoffen

Ursache für den vorzeitigen Ausfall von Zahnrädern aus thermoplastischem Kunststoff sind im Wesentlichen die gleichen Schadensbilder und Prinzipien, wie sie auch bei Rädern aus metallischen Werkstoffen auftreten. Die Berechnung von Kunststoffzahnrädern unterscheidet sich deswegen grundsätzlich nicht von den bekannten Methoden. Lediglich die werkstoffspezifischen Eigenschaften von Kunststoffen werden in Form von Korrekturfaktoren in die Berechnungen eingeführt.

3.1 Drehmoment M_d , Umfangskraft F_u und Umfangsgeschwindigkeit v

Das Drehmoment ergibt sich aus:

Die Umfangskraft wird aus:

Die Umfangsgeschwindigkeit errechnet sich aus:

$$M_d = 9.550 \cdot \frac{P}{n} \quad [\text{Nm}]$$

$$F_u = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{M_d}{d_0} \quad [\text{N}]$$

$$v = \frac{d_0 \cdot \pi \cdot n}{60 \cdot 10^3} \quad [\text{m/s}]$$

mit

P = Leistung in kW

n = Drehzahl in min^{-1}

mit

M_d = Drehmoment in Nm

d_0 = Teilkreisdurchmesser
in mm

mit

d_0 = Teilkreisdurchmesser in mm

n = Drehzahl in min^{-1}

3.2 Zahnkörpertemperatur ϑ_z und Zahnflankentemperatur ϑ_f im Dauerbetrieb

Wie bei allen Konstruktionen aus thermoplastischen Kunststoffen spielt auch bei Zahnrädern die Temperatur eine für die Belastbarkeit des Bauteils entscheidende Rolle. Es wird zwischen der Zahnkörpertemperatur ϑ_z und der Zahnflankentemperatur ϑ_f unterschieden.

Die Zahnkörpertemperatur ist für die zulässige Zahnfußbeanspruchung und die Zahnverformung verantwortlich, wohingegen die Zahnflankentemperatur für die überschlägige Abschätzung des Verschleißes herangezogen wird.

Die genaue Ermittlung dieser beiden Temperaturen ist jedoch mit Schwierigkeiten behaftet, da am rotierenden Zahnrad die Wärmeübergangszahl nur grob abgeschätzt werden kann. Demzufolge kann die rechnerische Ermittlung der Temperaturen nicht fehlerfrei sein. Besonders bei der Berechnung der Zahnflankentemperatur kommt es häufiger zu hohen Werten, die mitunter über den Schmelztemperaturen der Kunststoffe liegen. In der Praxis wurde ein Anschmelzen der Zahnflanken jedoch noch nicht beobachtet. Trotzdem können die Werte als Temperaturkenn- und Vergleichswert angesehen werden. Es kann davon ausgegangen werden, dass die überhöhten Rechenwerte eine Konstruktion gewährleisten, die sich in jedem Fall auf der sicheren Seite befindet.

Für die thermische Berechnung der Zahnräder sind die entstehende Reibungswärme, die vom Zahnrad in den Getrieberaum abgeführte Wärmemenge und die vom Getrieberaum nach außen abgeführte Wärmemenge zu betrachten. Unter diesen Voraussetzungen wird

$$\vartheta_{1,2} = \vartheta_U + P \cdot \mu \cdot 136 \cdot \frac{i + 1}{z_{1,2} + 5i} \cdot \left(\frac{k_2 \cdot 17100}{b \cdot z_{1,2} \cdot (v \cdot m)^{\frac{3}{4}}} + 7,33 \cdot \frac{k_3}{A} \right) \text{ [}^\circ\text{C]}$$

mit

Index 1 für das Ritzel

Index 2 für das Rad

ϑ_U = Umgebungstemperatur in $^\circ\text{C}$

P = Leistung in kW

μ = Reibungszahl

z = Zähne

i = Übersetzungsverhältnis z_1/z_2 mit

z_1 = Zähnezahln Kleinrad

b = Zahnbreite in mm

v = Umfangsgeschwindigkeit in m/s

m = Modul in mm

A = Oberfläche des Getriebegehäuses in m^2

k_2 = werkstoffabhängiger Faktor

k_3 = getriebeabhängiger Faktor in $\text{m}^2 \text{K/W}$

Für Faktor k_2 ist je nach zu berechnender Temperatur einzusetzen:

Berechnung der Flankentemperatur:

$k_2 = 7$ für Paarung Stahl/Kunststoff

$k_2 = 10$ für Paarung Kunststoff/Kunststoff

$k_2 = 0$ bei Ölschmierung

$k_2 = 0$ bei $\leq 1 \text{ m/s}$

Berechnung der Fußtemperatur:

$k_2 = 1,0$ für Paarung Stahl/Kunststoff

$k_2 = 2,4$ für Paarung Kunststoff/Kunststoff

$k_2 = 0$ bei Ölschmierung

$k_2 = 0$ bei $\leq 1 \text{ m/s}$

Für Faktor k_3 und die Reibungszahl μ sind unabhängig von der zu berechnenden Temperatur einzusetzen:

$k_3 = 0$ für vollkommen offenes Getriebe in $\text{m}^2 \text{K/W}$

$k_3 = 0,043$ bis $0,129$ für teilweise offenes Getriebe in $\text{m}^2 \text{K/W}$

$k_3 = 0,172$ für geschlossenes Getriebe in $\text{m}^2 \text{K/W}$

$\mu = 0,04$ für Getriebe mit Dauerschmierung

$\mu = 0,07$ für Getriebe mit Ölnebelschmierung

$\mu = 0,09$ für Getriebe mit Montageschmierung

$\mu = 0,2$ PA/Stahl

$\mu = 0,4$ PA/PA

$\mu = 0,25$ PA/POM

$\mu = 0,18$ POM/Stahl

$\mu = 0,2$ POM/POM

3.2.1 Zahnkörpertemperatur ϑ_z und Zahnflankentemperatur ϑ_f im Aussetzbetrieb

Analog zu Gleitlagern sind auch Zahnräder im Aussetzbetrieb wegen der geringeren entstehenden Wärmemenge durch Reibung mit abnehmender Einschaltdauer zunehmend belastbar. Die relative Einschaltdauer ED wird durch Einführung eines Korrekturfaktors f in der unter 3.2 genannten Gleichung berücksichtigt. Dabei wird die relative Einschaltdauer als Verhältnis der Belastungsdauer t zur gesamten Spieldauer T in Prozent definiert.

$$ED = \frac{t}{T} \cdot 100 \text{ [%]}$$

mit

t = Summe aller Belastungszeiten innerhalb der Spieldauer T in min

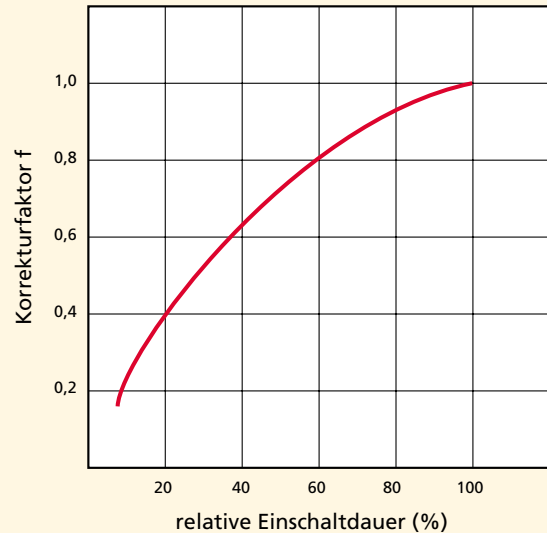
T = Spieldauer in min

Zahnräder aus Kunststoff

Für Zahnräder aus thermoplastischen Kunststoffen ist die Gesamtspielperiode $T = 75$ min festgelegt. Die Summe aller während dieser 75 min auftretenden Einzelbelastungszeiten ist die Belastungsdauer.

Mit dem so errechneten Wert kann nun aus dem Diagramm 2 der Korrekturfaktor f bestimmt werden. Dabei ist zu beachten, dass jede Belastungsdauer, die über 75 min hinausgeht (unabhängig davon, ob dies eventuell nur einmal auftritt), als Dauerbelastung zu bewerten ist.

Diagramm 2: Korrekturfaktor für ED



Unter Berücksichtigung des Korrekturfaktors wird die Zahnflankentemperatur bzw. die Zahnkörpertemperatur zu:

$$\vartheta_{1,2} = \vartheta_U + P \cdot f \cdot \mu \cdot 136 \cdot \frac{i + 1}{z_{1,2} + 5i} \cdot \left(\frac{k_2 \cdot 17.100}{b \cdot z_{1,2} \cdot (v \cdot m)^{\frac{3}{4}}} + 7,33 \cdot \frac{k_3}{A} \right) \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Für die Faktoren k_2 , k_3 und die Reibungszahl μ können die unter 3.2 genannten Werte verwendet werden.

3.3 Berechnung der Zahnfußtragfähigkeit

Liegt die unter Belastung auftretende Zahnfußspannung σ_F über der zulässigen Spannung σ_{Fzul} , muss mit Bruch der Zähne gerechnet werden. Aus diesem Grund muss die auftretende Zahnfußspannung errechnet und mit den zulässigen Werten verglichen werden. Wenn Ritzel und Rad aus Kunststoff hergestellt werden, ist die Berechnung für beide getrennt durchzuführen.

Die Zahnfußspannung ergibt sich aus:

$$\sigma_F = \frac{F_U}{b \cdot m} \cdot K_B \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon \text{ [MPa]}$$

mit

F_U = Umfangskraft in N

b = Zahnradbreite in mm (bei unterschiedlicher Breite von Ritzel und Rad: als Rechenwert für das breitere Rad die kleinere Breite + m verwenden)

m = Modul in mm

K_B = Betriebsfaktor für unterschiedliche Arbeitsweisen des Antriebs, zu entnehmen aus Tabelle 2

Y_F = Zahnformfaktor aus Diagramm 3

Y_β = Schrägungsfaktor zur Berücksichtigung des Tragfähigkeitszuwachses bei Schrägverzahnung; da dieser bei Zahnrädern aus Kunststoff in Frage steht, ist dieser Wert = 1,0 zu setzen

Y_ϵ = Überdeckungsfaktor aus Tabelle 1, wobei $Y_\epsilon = 1/\epsilon_\alpha$ und $\epsilon_\alpha = \epsilon_{\alpha 1} + \epsilon_{\alpha 2}$

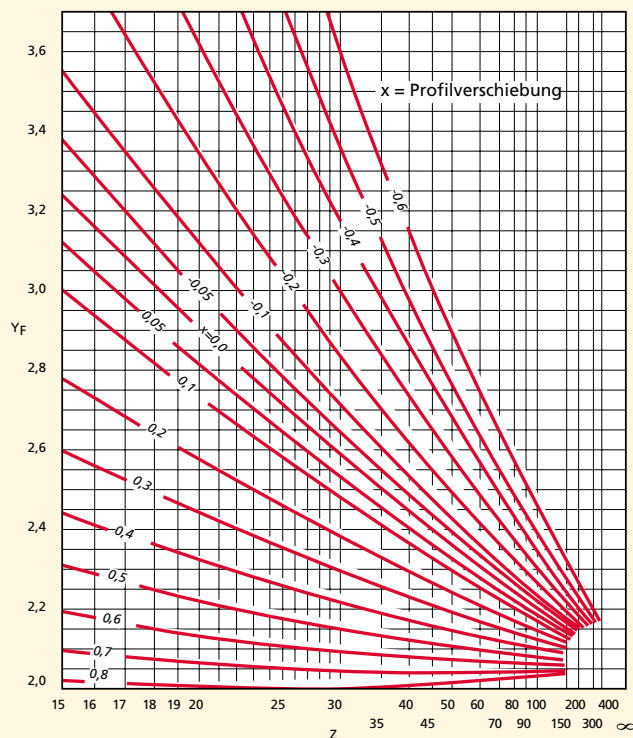
Tabelle 1: Teilprofilüberdeckung für Verzahnungen ohne Profilverschiebung

z	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
$\epsilon_{\alpha z}$	0,731	0,740	0,749	0,757	0,765	0,771	0,778	0,784	0,790	0,796	0,801
z	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35
$\epsilon_{\alpha z}$	0,805	0,810	0,815	0,819	0,822	0,827	0,830	0,833	0,837	0,840	0,843
z	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46
$\epsilon_{\alpha z}$	0,846	0,849	0,851	0,854	0,857	0,859	0,861	0,863	0,866	0,868	0,870
z	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57
$\epsilon_{\alpha z}$	0,872	0,873	0,875	0,877	0,879	0,880	0,882	0,883	0,885	0,887	0,888
z	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68
$\epsilon_{\alpha z}$	0,889	0,891	0,892	0,893	0,895	0,896	0,897	0,989	0,899	0,900	0,901
z	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79
$\epsilon_{\alpha z}$	0,903	0,903	0,904	0,906	0,906	0,907	0,909	0,909	0,910	0,911	0,912
z	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90
$\epsilon_{\alpha z}$	0,913	0,913	0,914	0,915	0,916	0,917	0,917	0,918	0,919	0,919	0,920
z	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100	101
$\epsilon_{\alpha z}$	0,920	0,921	0,922	0,922	0,923	0,924	0,924	0,925	0,925	0,926	0,927

Tabelle 2: Betriebsfaktor K_B

Arbeitsweise der Antriebsmaschine	Arbeitsweise der getriebenen Maschine			
	gleichmäßig	mäßige Stöße	mittlere Stöße	starke Stöße
gleichmäßig	1,0	1,25	1,5	1,75
mäßige Stöße	1,1	1,35	1,6	1,85
mittlere Stöße	1,25	1,5	1,75	2,0
starke Stöße	1,5	1,75	2,0	2,25

Diagramm 3: Zahnformfaktor Y_F als Funktion der Zähnezahl



Zahnräder aus Kunststoff

Bei profilverschobenen Verzahnungen muss der Faktor Y_ϵ entsprechend angepasst werden. Es gilt

$$\epsilon_\alpha = \frac{z_1}{2 \cdot \pi} \cdot (\tan \alpha_{E1} - \tan \alpha_{A1}) \quad \text{sowie}$$

$$\tan \alpha_{A1} = \tan \alpha_{tw} \cdot \left(1 + \frac{z_2}{z_1} \right) - \frac{z_2}{z_1} \tan \alpha_{A2}$$

Der Wert $\tan \alpha_{E1}$ ist abhängig vom Hilfwert:

$$D_1 = \frac{d_{K1}}{d_{G2}}$$

Der Wert $\tan \alpha_{A2}$ ist abhängig vom Hilfwert:

$$D_2 = \frac{d_{K2}}{d_{G1}}$$

mit

d_{K1} = Kopfkreisdurchmesser Kleinrad

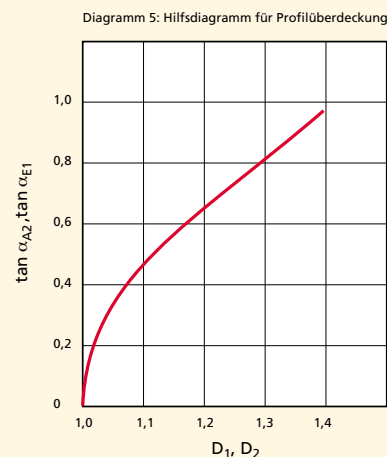
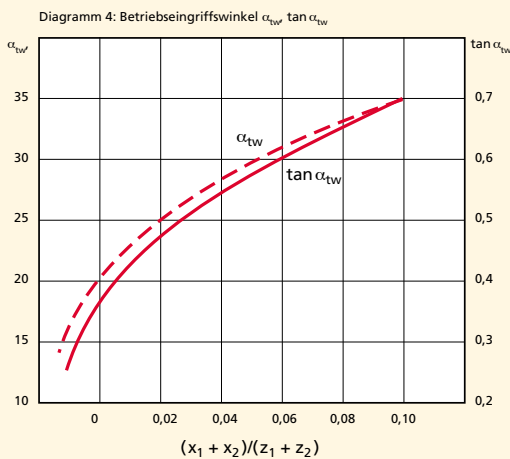
mit

d_{K2} = Kopfkreisdurchmesser Großrad

d_{G2} = Grundkreisdurchmesser Großrad

d_{G1} = Grundkreisdurchmesser Kleinrad

Die Werte für $\tan \alpha_{E1}$ und $\tan \alpha_{A2}$ können aus Diagramm 5 entnommen werden. Der Betriebseingriffswinkel α_{tw} und $\tan \alpha_{tw}$ errechnet sich aus der Profilverschiebung $x_{1,2}$ und der Zahnzahl $z_{1,2}$, wobei Index 1 für das Kleinrad und Index 2 für das Großrad steht. Die Betriebseingriffswinkel für Geradstirnräder sind in Diagramm 4 aufgetragen.



3.4 Berechnung der Zahnflankentragfähigkeit

Infolge von zu hohen Zahnflankenpressungen kann es zu Grübchenbildung (Pittings) oder übermäßigem Verschleiß kommen. Der Verschleiß tritt vor allem an Zahnfuß und Zahnkopf auf, was zur Änderung der Zahnform und bedingt dadurch zu ungleichmäßiger Bewegungsübertragung führt.

Um einem vorzeitigen Ausfall durch übermäßigem Verschleiß oder Grübchenbildung vorzubeugen, ist die auftretende Zahnflankenpressung σ_H zu ermitteln. Die an den Zahnflanken auftretende Pressung wird zu:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_U \cdot (z_1 + z_2)}{b \cdot d_0 \cdot z_2}} \cdot K_B \cdot Z_\epsilon \cdot Z_H \cdot Z_M \quad [\text{MPa}]$$

mit

F_U = Umfangskraft in N

d_0 = Teilkreisdurchmesser in mm

z_1 = Zahnzahl Kleinrad

K_B = Betriebsfaktor für unterschiedliche Arbeitsweise des Antriebs, zu entnehmen aus Tabelle 2

z_2 = Zahnzahl Großrad

b = Zahnradbreite in mm (bei unterschiedlicher Breite von Ritzel und

Z_ϵ = Überdeckungsfaktor

Rad: als Rechenwert für das breitere

Z_H = Flankenformfaktor

Rad die kleinere Breite + m verwenden)

Z_M = Materialfaktor

Die Überdeckung mehrerer Zähne wirkt sich wie eine Verbreiterung des Zahns aus. Diese scheinbare Verbreiterung wird durch den Überdeckungsfaktor Z_ε berücksichtigt und bei gerad- und schrägverzahnten Rädern gleichgesetzt. Der Überdeckungsfaktor wird zu:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - (\varepsilon_{\alpha z1} + \varepsilon_{\alpha z2})}{3}}$$

mit

$\varepsilon_{\alpha z1}$ = Teilprofilüberdeckung Kleinrad aus Tabelle 1

$\varepsilon_{\alpha z2}$ = Teilprofilüberdeckung Großrad aus Tabelle 1

Der Zahnformfaktor Z_H berücksichtigt die Zahnflankenkrümmung. Bei nicht-profilverschobenen Geradzahnungen mit einem Eingriffswinkel von $\alpha = 20^\circ$ kann der Flankenformfaktor näherungsweise mit $Z_H = 1,76$ eingesetzt werden. Für profilverschobene Geradzahnungen kann Z_H aus dem nebenstehenden Diagramm abgelesen werden. Für andere Eingriffswinkel als 20° gilt:

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha} \cdot \sqrt{\frac{1}{\tan \alpha_{tw}}}$$

mit

α = Eingriffswinkel im Normalschnitt

$\tan \alpha_{tw}$ = Betriebseingriffswinkel aus Diagramm 4

Die Elastizität des Kunststoffs und damit die effektive Berührungsfläche der Zahnflanken wird durch den Materialfaktor Z_M berücksichtigt. Es gilt mit ausreichender Genauigkeit:

$$Z_M = \sqrt{0,38 \cdot E'} \quad \text{und} \quad E' = \frac{E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$$

mit

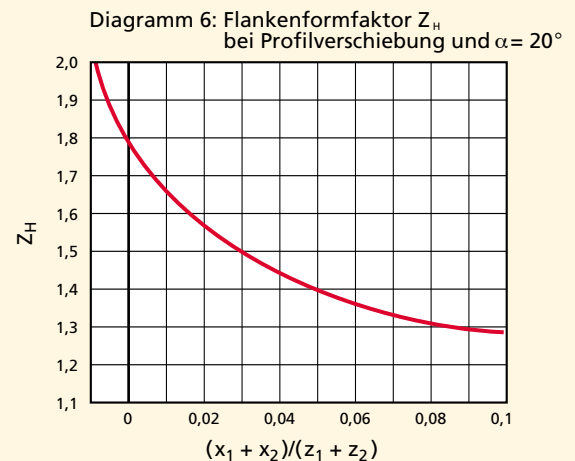
E_1 = dynamischer E-Modul Ritzel

E_2 = dynamischer E-Modul Rad,

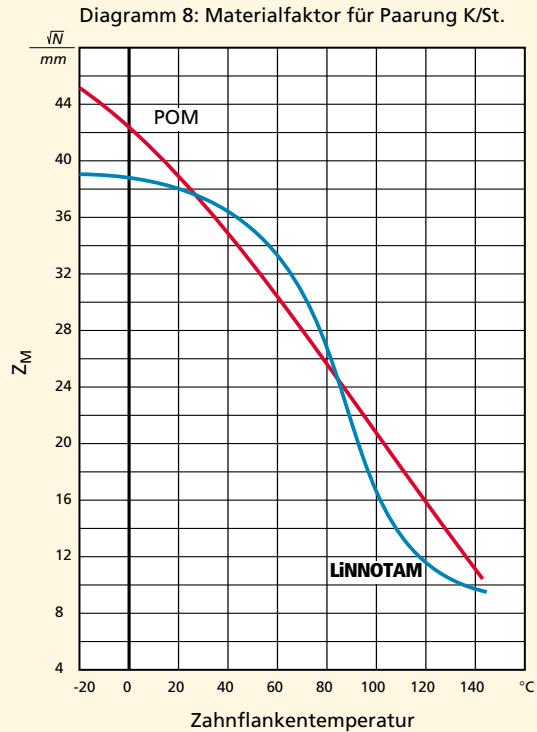
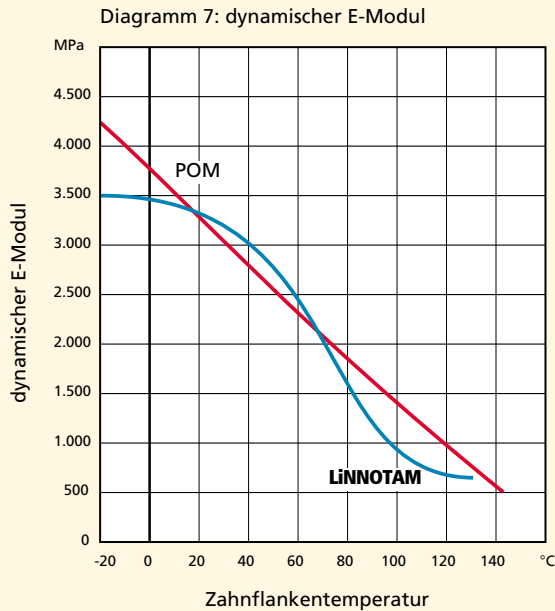
womit die Modulunterschiede von verschiedenen Werkstoffen für Ritzel und Rad berücksichtigt werden. Für die Paarung Kunststoff/Stahl kann der entsprechende Faktor für Z_M aus Diagramm 8 entnommen werden. Für die Paarung von Rädern aus gleichem Kunststoff gilt:

$$Z_{M(K/K)} = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot Z_{M(K/St)}$$

Werden Rad und Ritzel aus unterschiedlichen Kunststoffen gefertigt, ist der für den weicheren Kunststoff gültige Faktor $Z_{M(K/St)}$ einzusetzen. Die Zahnflankentemperatur wird mit Hilfe der in Abschnitt 3.2 bzw. 3.2.1 angegebenen Formel ermittelt.



Zahnräder aus Kunststoff



3.5 Sicherheitsfaktor S

Die Ergebnisse für σ_F und σ_H aus den Berechnungen sind mit den zulässigen Werten zu vergleichen. Dabei ist in der Regel ein Mindestsicherheitsfaktor von 1,2 bis 2 anzustreben. Es gilt:

$$\sigma_{Fzul} = \frac{\sigma_{Fmax}}{S} \quad \text{sowie} \quad \sigma_{Hzul} = \frac{\sigma_{Hmax}}{S}$$

mit

S = angestrebter Sicherheitsfaktor

σ_{Fmax} = zulässige Zahnfußspannung aus Diagramm 9 und 10 in Verbindung mit der Zahntemperatur

bzw.

S = angestrebter Sicherheitsfaktor

σ_{Hmax} = zulässige Grenzflächenpressung aus Diagramm 11 bis 14 in Verbindung mit der Zahntemperatur

Die nachstehende Tabelle enthält einige Mindestsicherheitsfaktoren in Abhängigkeit vom Betriebszustand.

Betriebsart	Mindestsicherheit
Normalbetrieb	1,2
hohe Schalthäufigkeit	1,4
Dauerbetrieb mit Lastspielzahl $\geq 10^8$	≥ 2

Die zulässigen Zahnfußspannungen bzw. Grenzflächenpressungen sind in den nachfolgenden Diagrammen dargestellt

Diagramm 9: Zahnfußfestigkeit σ_{Fmax} für POM

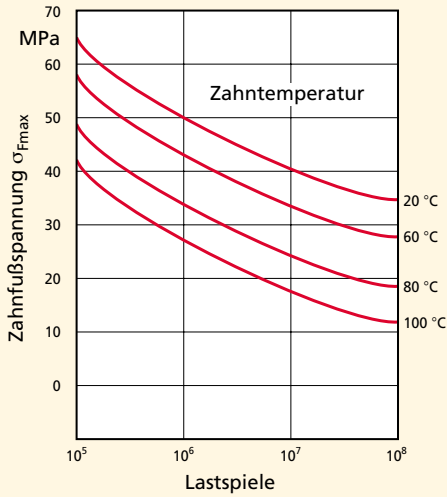


Diagramm 10: Zahnfußfestigkeit σ_{Fmax} für LINNOTAM

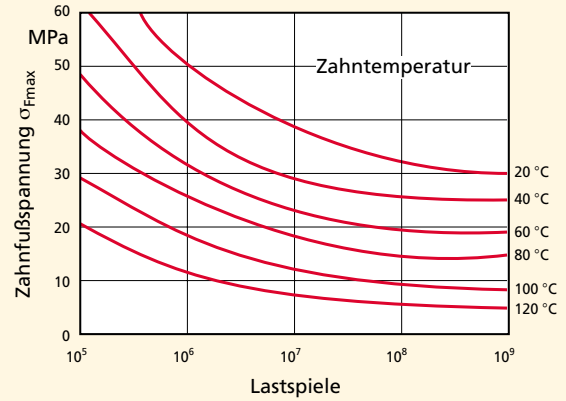


Diagramm 11: Grenzflächenpressung σ_{Hmax} , LINNOTAM, Trockenlauf

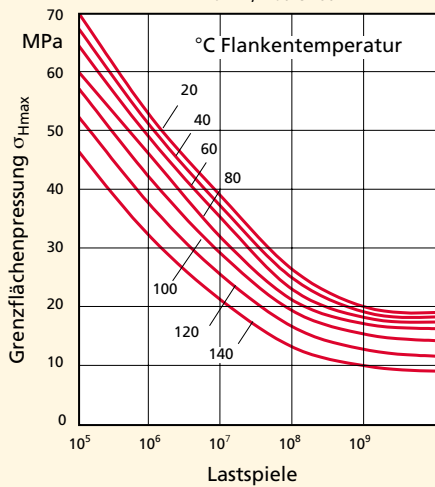


Diagramm 12: Grenzflächenpressung σ_{Hmax} , LINNOTAM, Fettschmierung

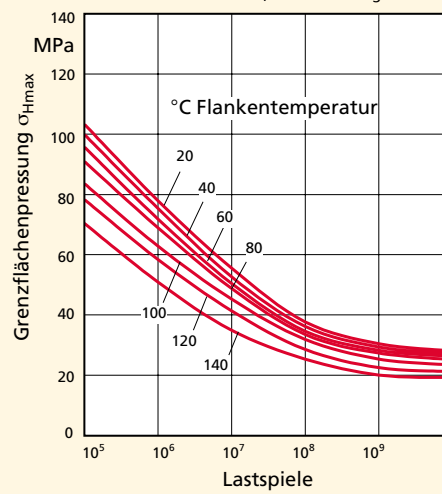


Diagramm 13: Grenzflächenpressung σ_{Hmax} , LINNOTAM, Ölschmierung

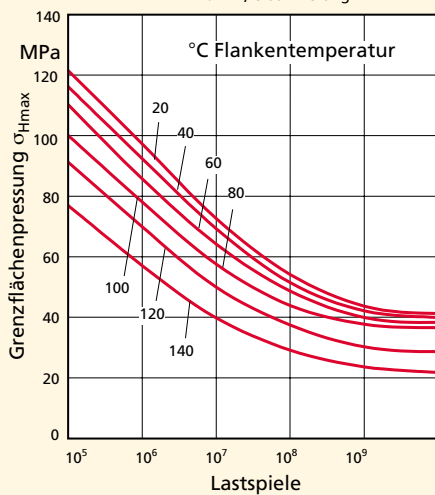
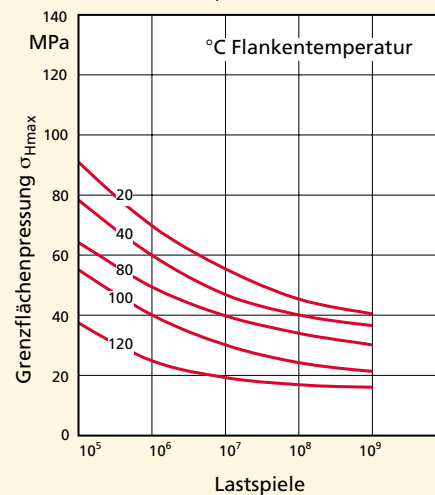


Diagramm 14: Grenzflächenpressung σ_{Hmax} , POM, Trockenlauf



Zahnräder aus Kunststoff

3.6 Berechnung der Zahnverformung

Die bei der Belastung der Zähne auftretende Zahnverformung wirkt während des Übergangs vom belasteten zum unbelasteten Zustand des Zahns wie ein Teilungsfehler. Da eine übermäßige Verformung zum Versagen des Zahnrads führen kann, müssen Zahnräder aus Kunststoff auf Einhaltung der maximal zulässigen Zahnverformung überprüft werden.

Die Zahnverformung f_k wird als Verschiebung des Zahnkopfes in Umfangsrichtung zu:

$$f_k = \frac{3 \cdot F_u}{2 \cdot b \cdot \cos \alpha_0} \cdot \varphi \cdot \left(\frac{\psi_1}{E_1} + \frac{\psi_2}{E_2} \right) \quad [\text{mm}]$$

mit

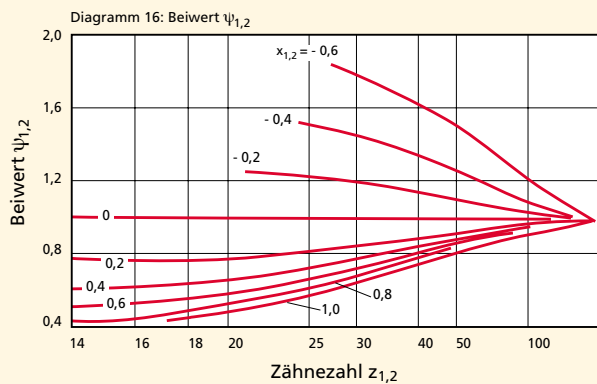
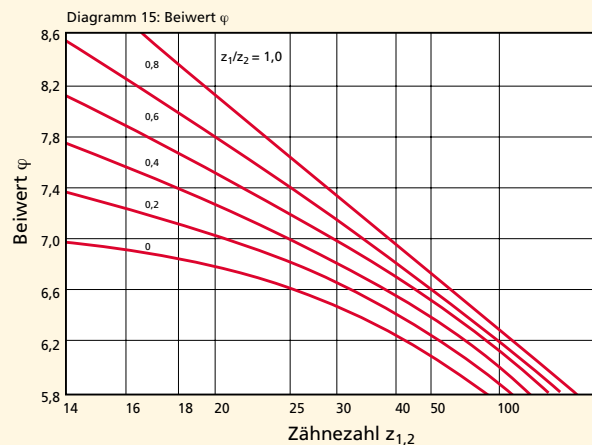
φF = Beiwert aus Diagramm 15

$\psi_{1,2}$ = Beiwerte aus Diagramm 16

$E_{1,2}$ = Elastizitätsmodul aus Diagramm 7

Für die Paarung Kunststoff/Stahl gilt:

$$\frac{\psi_{ST}}{E_{ST}} = 0$$



Die zulässige Zahnverformung wird im Wesentlichen durch die Anforderungen an das Getriebe hinsichtlich Laufgeräusch und Lebensdauer bestimmt. Es hat sich gezeigt, dass die Laufgeräusche ab einer Zahnverformung $f_k = 0,4$ mm deutlich zunehmen. Als weitere Kennzahl wird das Verhältnis von Zahnverformung und Modul genannt.

In Form einer Gleichung werden die zulässigen Grenzwerte zu:

$$f_{Kzul} \leq 0,4 \quad [\text{mm}]$$

bzw.

$$f_{Kzul} \leq 0,1 \cdot m \quad [\text{mm}]$$

Die berechneten Werte sollten die genannten Grenzwerte nicht überschreiten. Ist dies doch der Fall, muss mit erhöhten Laufgeräuschen und verkürzter Lebensdauer gerechnet werden.

Deutschland: Licharz GmbH
Industriepark Nord | D-53567 Buchholz | Germany
Telefon: +49 (0) 2683 - 977 0 | Fax: +49 (0) 2683 - 977 111
Internet: www.licharz.com | E-Mail: info@licharz.com

Frankreich: Licharz eurl.
Z.I. de Leveau – Entrée G | F-38200 Vienne | France
Téléphone: +33 (0) 4 74 31 87 08 | Fax: +33 (0) 4 74 31 87 07
Internet: www.licharz.fr | e-mail: info@licharz.fr

England: Licharz Ltd
34 Lanchester Way | Royal Oak Industrial Estate | Daventry, NN11 8PH | Great Britain
Phone: +44 (0) 1327 877 500 | Fax: +44 (0) 1327 877 333
Internet: www.licharz.co.uk | email: sales@licharz.co.uk

USA: Timco Inc
2 Greentown Rd | Buchanan NY 10511 | USA
Phone: +1 914 - 736 0206 | Fax: +1 914 - 736 0395
Internet: www.timco-eng.com | Email: sales@timco-eng.com

LICHARZ GENAU IHRE LÖSUNG

Wir denken von Anfang an mit!

Wir beraten Sie beim Einsatz von Kunststoffen und entwickeln Ihr Bauteil mit Ihnen gemeinsam:

- Wir prüfen Einsatzbedingungen an Ihrer Maschine vor Ort,
- wir überprüfen Ihre Konstruktionszeichnung,
- wir empfehlen den Werkstoff und das Bearbeitungsverfahren,
- wir fertigen bei Bedarf einen Prototypen für Sie.

Schnell und wirtschaftlich erhalten Sie Ihr Produkt genau so, wie Sie es brauchen!