

Experimentelle und theoretische Untersuchungen
der Bewegungswiderstände von
Gurtförderanlagen

Vom Fachbereich Maschinenbau
der Universität Hannover
zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor - Ingenieur

genehmigte
D i s s e r t a t i o n

von

Dipl.-Ing. Franz-Otto Geesmann,
geboren am 1. Februar 1968 in Ibbenbüren

2001

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. M. Hager

2. Referen: Prof. Dipl.-Ing. Dr.-Ing. E.h. G. Voß

Tag der Promotion: 15. Mai 2001

Die vorliegende Arbeit entstand in enger Zusammenarbeit mit der RWE Rheinbraun AG während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Fördertechnik der Universität Hannover.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. M. Hager, dem Leiter des Instituts für Fördertechnik, der mir mit der Übertragung der Leitung des Forschungsvorhabens zu dieser Arbeit, dem damit verbundenen Vertrauen sowie mit seinen wertvollen Anregungen die Möglichkeit gab, diese Arbeit zu schreiben.

Des Weiteren möchte ich Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. G.-P. Merker für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes und Herrn Prof. Dipl.-Ing. Dr.-Ing. E.h. G. Voß für die Übernahme des Korreferats recht herzlich Danken.

Für die besondere fachliche und persönliche Unterstützung bei der Durchführung der umfangreichen Feldmessungen und Auswertungen möchte ich besonders Herrn Dr.-Ing. H. Funke danken.

Für Hilfe bei der Realisierung des Versuchsaufbaus und mit der damit verbundenen Unterstützung bei der Produktion der Vielzahl an Messgebern bin ich Herrn H. Freise und Herrn H. Schröder sehr zu Dank verpflichtet.

Des Weiteren möchte ich mich bei der RWE Rheinbraun AG für die umfangreiche finanzielle Unterstützung und bei ihren Mitarbeitern für die großzügige Hilfestellung bei der Realisierung des Projektes im Tagebau Hambach - Fortuna Bergheim bedanken. Stellvertretend möchte ich mich hier bei Herrn Dipl.-Ing. J. Eickemeier, Herrn Dr. rer. nat. U. Leininger, Herrn Dipl.-Ing. H.-J. Dralle sowie bei allen Mitarbeitern der Maschinenabteilung des Tagebaus Hambach und der Versuchsabteilung bedanken.

Allen Kolleginnen und Kollegen des Institutes für Fördertechnik gilt mein besonderer Dank für die Hilfsbereitschaft und das sehr angenehme Arbeitsklima während meiner Beschäftigung am Institut für Fördertechnik. Den zahlreichen studentischen Hilfskräften und Studienarbeitern danke ich für ihren besonderen Einsatz während der Vorbereitungen und der Durchführung der experimentellen und theoretischen Untersuchungen.

Düren, im Mai 2001

Franz-Otto Geesmann

Für meine beiden Kinder

Franziska-Otiliè
Fridolin Jakob

Abstract

Der Bewegungswiderstand von Gurtförderanlagen bestimmt nicht nur die technisch maximal realisierbare Anlagenlänge und beeinflusst damit die Investitionskosten, sondern legt im Wesentlichen auch die Höhe des für den Schüttguttransport benötigten Energiebedarfes fest und beeinflusst damit die Betriebskosten. Der Bewegungswiderstand bestimmt hierdurch maßgeblich die Wirtschaftlichkeit einer Gurtförderanlage.

In der Vergangenheit basierte die Auslegung von Gurtförderanlagen in den meisten Fällen auf der Anwendung der sogenannten Pauschalverfahren. Die Auslegung nach dem Einzelwiderstandsverfahren hatte sich auf Grund der fehlenden Allgemeingültigkeit als nicht tauglich erwiesen. Heutzutage wird zunehmend eine genauere Kenntnis der lokalen an einer Tragrollenstation auftretenden Bewegungswiderstandsanteile angestrebt, um den Hauptwiderstand genau bestimmen und optimal beeinflussen zu können. So finden bei der Auslegung der Anlagen zunehmend die Messung von Tragrollenlaufwiderstand und Eindrückrollwiderstand Berücksichtigung.

Es wurden 15 dreiteilige Tragrollenanordnungen an einer Gurtförderanlage mit einer Fördergurtbreite von 2800 mm und einem Nennmassenstrom von 37500 t/h unter Berücksichtigung verschiedener Fördergurte mit unterschiedlichen laufseitigen Deckplattenqualitäten im Hinblick auf den lokalen Bewegungswiderstand untersucht. Die Untersuchungen dieser Feldmessung sind in vergleichenden Messungen auf einer 120 m langen Messstrecke mit über 120 Messstellen mit umfangreichen Versuchen über einen Zeitraum von 2,5 Jahren durchgeführt worden. Im Rahmen von Laboruntersuchungen wurden Tragrollenlaufwiderstand und Eindrückrollwiderstand von ausgewählten Tragrollen bzw. Gurten ermittelt.

Die untersuchten Tragrollenvarianten zeigten erhebliche Unterschiede im Laufwiderstand. Zum Eindrückrollwiderstand der Gurte wurde festgestellt, dass ihre Bewegungswiderstände erhebliche Differenzen aufwiesen. Spezielle energieverbrauchsoptimierte Gurte im Neuzustand waren nicht günstiger als nicht optimierte Gurte nach mehrjährigem Betriebseinsatz. Alle betrachteten Fördergurtabschnitte zeigten im Leerlauf einen individuellen charakteristischen Normalkraftverlauf in Abhängigkeit von der Abschnittslängenkoordinate. Dieser Normalkraftverlauf führt bei Beladung zu einer Tragrollenbelastung, die derjenigen überlagert ist, die aus dem Schüttgut resultiert.

Messtechnische und rechnerische Untersuchungen der Tragrollenbelastungen zweier betrachteter Muldungsgeometrien zeigten, dass bei der Anordnung mit einer kurzen Mitteltragrolle die Summe der Normalkräfte auf die Tragrollen 130 % der insgesamt wirkenden Vertikalkraft beträgt. Bei der Anordnung mit drei gleich langen Tragrollen liegt dieser Wert bei 108 %. Insbesondere bei der Tragrollenanordnung mit der kurzen Mitteltragrolle wurden Gleiteffekte auf den Seitentragrollen infolge der ungleichförmigen Normalkraftbelastung ermittelt.

Die Untersuchung der Tragrollenanordnungen im Hinblick auf ihren Bewegungswiderstand hat ergeben, dass eine Tragrollenanordnung mit drei gleichlangen Tragrollen den geringsten Bewegungswiderstand verursacht. Eine Durchmesserergrößerung der Mitteltragrolle bewirkt eine weitere Reduzierung des Bewegungswiderstandes, die jedoch hinter den Erwartungen zurückbleibt.

Für den praktischen, energieverbrauchsoptimierten Einsatz wird eine Girlande mit drei Tragrollen gleicher Abmessung mit einer verkürzten Aufhängung empfohlen, die bei gleichem Füllquerschnitt und Muldungswinkel eine im Vergleich zur Girlande mit kurzer Mitteltragrolle geschätzte Reduzierung des Bewegungswiderstandes von bis zu 20 % im oberen Belastungsbereich erreicht.

Schlagworte: Gurtförderanlage, Fördergurt, Muldungsgeometrie, Tragrollenanordnung

Abstract

The resistance to motion of belt conveyor systems not only determines the maximum reachable length and therefore influences the investment cost, but it also determines the energy consumption necessary for the transport of material and therefore influences the operational cost. This makes the resistance to motion a major factor for the economic viability of the belt conveyor system.

In the past the design of belt conveyor systems usually followed so called global methods. The design following the method of single resistances has proven to be not suitable, due to missing universal validity. Nowadays a more exact knowledge of the parts of resistance, which occur at a single idler station, is aimed for, in order to more precisely determine and to optimally influence the main resistance.

15 three part idler configurations were investigated in field tests on a conveyor system with a belt width of 2800 mm and a mass flow of 37500 t/h under consideration of several conveyor belts with different pulley side cover rubber compounds with respect of the local resistance to motion. The investigations of these field tests were performed in comparative measurements on a test length of 120 m with more than 120 measuring points with quite long measuring times over a period of 2.5 years. In the scope of laboratory investigations the running resistance of idlers and the indentation resistance of belts were measured.

The investigated variations of idler design showed significant differences in resistance to motion. In respect of the indentation resistance of the belts, it was found, that their resistance to motion varied considerably. Special belts, optimized for low energy consumption and newly manufactured, were not more efficient than not optimized belts after several years of operation. Each of the investigated belt sections showed an individually characteristic variation of normal force in dependence of the length coordinate of the belt section in not loaded operation. During loaded operation this variation leads to a load on the idlers which is superimposed on that resulting from the material on the conveyor.

Experimental and calculatory investigations of the load on the idlers of two troughing geometries showed, that for the geometry with a short center roll the sum of the normal forces on the idlers equals 130 % of the total vertical force. For the geometry with three idlers of equal length this value is 108 %. Especially for the geometry with a short center roll slipping effects on the side rolls were found resulting from the variation of the normal force.

The investigation of the idler geometries with respect of their resistance to motion showed that a geometry with three idlers of equal length causes the least resistance to motion. An increase of the diameter of the center roll causes a further reduction of the resistance. However, this reduction falls short of the expectations.

For practical operation, optimized for low energy consumption, an idler configuration with three idlers of equal length and a shortened suspension is recommended. Compared with an idler configuration with the same area in the cross section of the conveyed material and the same troughing angle with a short center roll the idler configuration with three equal length idlers can reach a reduction of the resistance to motion of up to 20 % in operation near maximum load capacity.

Key words: belt conveyor system, conveyor belt, troughing geometry, idler configuration

	Seite
0	Formelzeichen und Anlagenkenndaten V
1	Einleitung 1
1.1	Stand der Gurtfördertechnik 1
1.2	Ziel der Arbeit 2
2	Berechnungsansätze für Bewegungswiderstände von Gurtförderanlagen 3
2.1	Pauschalverfahren nach DIN 22101 (1982) 5
2.2	Einzelwiderstandsverfahren 6
2.2.1	Tragrollenlaufwiderstand 7
2.2.2	Walkwiderstand 10
2.2.2.1	Eindrückrollwiderstand 12
2.2.2.2	Schwingbiegewiderstand 15
2.2.2.3	Fördergutwalkwiderstand 16
2.2.3	Sturzwiderstand 18
2.3	Erweiterter pauschaler Berechnungsansatz 20
3	Theoretische Betrachtungen zur Geometrie der Tragrollenstationen 21
3.1	Entwurf eines Rechenmodells für dreiteilige Girlanden 23
3.1.1	Auflast durch den Fördergurt 26
3.1.2	Auflast durch das Fördergut 29
3.2	Die Geometrie zweier Girlandenbauformen 33
3.2.1	Berechnung der Geometrie ohne Auflast 33
3.2.2	Berechnung der Geometrie mit Auflast durch Fördergurt 34
3.2.3	Berechnung der Geometrie mit Auflast durch Fördergurt und Fördergut 35
3.3	Die Geometrie einer Tragrollengirlande beeinflussende Größen 36
3.3.1	Toleranzen der Abmessungen der Girlandenelemente 36
3.3.2	Abweichungen der Maße der Aufhängepunkte 37
4	Laborversuche 39
4.1	Prüfstände zur Ermittlung des Tragrollenlaufwiderstandes 39
4.2	Ergebnisse zum Tragrollenlaufwiderstand 42
4.2.1	Tragrollenlaufwiderstand bei mittig angreifender radialer Belastung 43
4.2.2	Tragrollenlaufwiderstand bei außermittig angreifender radialer Belastung 45
4.2.3	Temperatureinfluss auf den Tragrollenlaufwiderstand 46
4.2.4	Zusammenfassung der gemessenen Tragrollenlaufwiderstände 48
4.3	Prüfstand zur Ermittlung des Eindrückrollwiderstandes 49
4.4	Darstellung der Ergebnisse zum Eindrückrollwiderstand 50
4.4.1	Veränderung nach Betriebseinsatz 51
4.4.2	Vergleich von Gurten nach Betriebseinsatz 52
4.4.3	Einfluß des Tragrollendurchmessers 53
4.4.4	Einfluß der Tragrollenanordnung 54
4.4.5	Einfluß einer gummierten Stützringrolle 55

5	Experimentelle Untersuchungen an einer Gurtförderanlage	56
5.1	Versuchsanlage mit Messstationen und Messgrößen	56
5.1.1	Freihängende Girlande im Obertrum	62
5.1.2	Gefesselte Girlande im Obertrum	64
5.1.3	Tragrollenstuhl im Obertrum	65
5.1.4	Freihängende Girlande im Untertrum	67
5.1.5	Sonstige Messstellen	68
5.2	Messwerterfassung und -verarbeitung	70
5.2.1	Kräfte an den Girlanden	72
5.2.2	Kräfte an den Tragrollenstühlen	72
5.2.3	Auslenkung an den freihängenden Girlanden	74
5.2.4	Wirkleistung des Hauptantriebes	74
5.2.5	Drehzahlmessung an den Tragrollen	75
5.3	Auswerteverfahren	76
5.3.1	Organisation der Versuchsreihen in einer Access-Datenbank	76
5.3.2	Aufarbeitung der Messdaten	78
5.3.3	Verarbeitung der Einzelsignale	79
6	Vergleich der experimentellen Ergebnisse mit den theoretischen Berechnungsansätzen	82
6.1	Belastungen der Tragrollen infolge der Normal- und Axialkräfte	84
6.1.1	Tragrollenbelastungen infolge des Fördergurtes	84
6.1.2	Tragrollenbelastungen infolge des Fördergutes	90
6.1.3	Lagerbelastungen an den Tragrollen	94
6.1.4	Vergleich verschiedener, aus der Literatur bekannter Muldungsgeometrien	99
6.2	Einflüsse auf den Bewegungswiderstand	101
6.2.1	Umgebungstemperatur, Schüttgut, zeitlicher Auslastungsgrad	101
6.2.2	Gurtabschnitte mit abweichenden laufseitigen Deckplattenqualitäten	104
6.2.2.1	Bewegungswiderstand an der Girlande OG-600-eT (M01)	104
6.2.2.2	Bewegungswiderstand an der Girlande OG-1000-eT (M16)	108
6.2.2.3	Bewegungswiderstand an der Girlande OG-600-vG (M22)	110
6.2.2.4	Vergleichende Zusammenstellung der Ergebnisse zu den Untersuchungen an den Gurten	111
6.2.3	Örtliche Gurtzugkraft	112
6.3	Betrachtung der Vorgänge beim Lauf des Gurtes über die Seitentragrolle	113
6.3.1	Horizontalkräfte der gefesselten Girlande OG-600-eT	113
6.3.2	Drehzahlmessungen an einer geteilten Seitentragrolle	115
6.3.3	Erklärungsansätze zu den Vorgängen auf den Seitentragrollen	116
6.4	Vergleich unterschiedlicher Tragrollenanordnungen	117
6.4.1	Bewegungswiderstand der freihängenden Girlanden	117
6.4.1.1	Vergleich der Girlande OG-600-eT mit der Girlande OG-1000-eT	117
6.4.1.2	Vergleich der Girlande OG-600-eT mit der Girlande OG-600-vM	119
6.4.1.3	Vergleich der Girlande OG-600-eT mit der Girlande OG-600-dM	121
6.4.1.4	Vergleich der Girlande OG-600-eT und Girlande OG-1000-eT mit der Girlande OG-600-vG	123

6.4.1.5	Vergleich der Girlande UG-1120-eT mit der Girlande UG-1120-vM	125
6.4.2	Bewegungswiderstand der gefesselten Girlanden	126
6.4.3	Bewegungswiderstand der Tragrollenstühle	127
6.4.3.1	Vergleich der Tragrollenstühle OT-600-eT und OT-600-4M	127
6.4.3.2	Vergleich der Tragrollenstühle OT-1000-eT und OT-1000-4M	128
6.4.4	Auslenkung der freihängenden Girlanden	130
6.4.4.1	Vergleich der Girlande OG-600-eT mit der Girlande OG-1000-eT	130
6.4.4.2	Vergleich der Girlande OG-600-eT mit der Girlande OG-600-vM	131
6.4.4.3	Vergleich der Girlande OG-600-eT mit der Girlande OG-600-dM	133
6.4.5	Gegenüberstellung der Ergebnisse zu den untersuchten Tragrollenanordnungen	134
7	Zusammenstellung der Ergebnisse	139
8	Zusammenfassung	143
9	Schrifttum	145
10	Anhang	149
10.1	Tabellarische Zusammenstellung der Messstationen (Faltblatt)	149
10.2	Tabellarische Zusammenstellung der Fördergurtabschnitte (Faltblatt)	150
10.3	Ergänzungen zur Gleitwinkelberechnung	151
10.4	Girlande mit geteilter Seitentragrolle	153

0 Formelzeichen und Anlagenkenndaten

Formelzeichen	Bedeutung	Einheit
A	Füllquerschnitt	m^2
A_{th}	theoretischer Füllquerschnitt	m^2
$A_{1, th}$	oberer theoretischer Teilfüllquerschnitt	m^2
A_{45}	Füllquerschnitt senkrecht über Mitteltragrolle 45	m^2
B	Gurtbreite	mm
C	Integrationskonstante	N/m
\bar{C}	Kosinusmatrix	-
C_G	Messgeberkonstante	N/‰
C_K	Kabelfaktor	-
C_V	Verstärkerkonstante	V/‰
E	Erddruckkraft	N
E'	längenbezogene Erddruckkraft	N/m
E_B	Elastizitätsmodul des Biegestabs	N/mm ²
E_G	Elastizitätsmodul des Gurtwerkstoffes	N/mm ²
E_Z	Elastizitätsmodul des Zugstabs	N/mm ²
F	Gesamtheit der Bewegungswiderstände	N
F_{Auf}	Trägheitswiderstand und Reibungswiderstand zwischen Fördergut und Gurt im Bereich einer Aufgabestelle	N
F_{Gb}	Gurtbiegewiderstand	N
F_{Gr}	Reibungswiderstand infolge Gurtreiniger	N
F_H	Gesamtheit der Hauptwiderstände im Ober- und Untertrum	N
F_m	mittlere Lagerkraftbelastung	N
F_N	Gesamtheit der Nebenwiderstände	N
F_{NR}	radiale Normalkraftbelastung auf einer Tragrolle	N
\vec{F}_Q	Querkraftvektor am freigeschnittenen Gurt	N
F_R	Reibkraft	N
F_{Rst}	Sturzwiderstand	N
F_S	Gesamtheit der Sonderwiderstände	N
F_{Sch}	Reibungswiderstand zwischen Fördergut und seitlichen Schurren außerhalb des Beschleunigungsbereichs von Aufgabestellen	N

Formelzeichen	Bedeutung	Einheit
F_{Schb}	Reibungswiderstand zwischen Fördergut und seitlichen Schurren im Beschleunigungsbereich einer Aufgabestelle	N
F_{St}	Gesamtheit des Steigungswiderstandes der Förderlast	N
F_{s2}	Gurtzugkraft vor der zweiten Antriebstrommel	N
F_T	örtliche Gurtzugkraft (Trumkraft)	N
F_{Trl}	Lagerwiderstand nicht angetriebener Trommeln	N
F_{TZ}	Gurtzugkraft zwischen den Antriebstrommeln	N
F_U	Umfangskraft an der Antriebstrommel	N
F_V	Vertikalkomponente von F_{NR}	N
G	Gewichtskraft	N
$G(\vartheta)$	Gewichtskraft des Erdkeils	N
$G'(\vartheta)$	längenbezogene Gewichtskraft des Erdkeils	N/m
G_{Q23}	Normalkraft infolge der Biegesteifigkeit des Gurtes durch die erzwungene Muldung auf der Seitentragrolle 23	N
G_{Q45}	Normalkraft infolge der Biegesteifigkeit des Gurtes durch die erzwungene Muldung auf der Mitteltragrolle 45	N
G_{Q67}	Normalkraft infolge der Biegesteifigkeit des Gurtes durch die erzwungene Muldung auf der Seitentragrolle 67	N
I_B	Flächenträgheitsmoment des Biegestabs	m ⁴
I_m	Massenstrom	kg/s
I_{mN}	Nennmassenstrom	kg/s
I_Z	Flächenträgheitsmoment des Zugstabs	m ⁴
K	Gurtspannung bezogen auf die Nenn-Bruchspannung	%
K_1	Koeffizient zur Berechnung der Beladebreite b_L	-
K_2	Koeffizient zur Berechnung der Beladebreite b_L	m
K_3	Koeffizient zur Berechnung der Beladebreite b_L	m ²
L	Achsabstand	m
L_B	Länge des Biegestabs	m
L_N	90%-Lagerlebensdauer in 10 ⁶ Umdrehungen	-
L_{NJ}	90%-Lagerlebensdauer in Jahren	a
L_{RN}	90%-Tragrollenlebensdauer in 10 ⁶ Umdrehungen	-
L_{RJ}	90%-Tragrollenlebensdauer in Jahren	a
L_Z	Länge des Zugstabs	m

Formelzeichen	Bedeutung	Einheit
M	Moment	Nm
M_Q	Moment infolge der Quersteifigkeit des Gurtes	Nm
M_R	Reibmoment des Tragrollenlaufwiderstandes	Nm
M_{Tro}	Antriebsmoment	Nm
\vec{M}	Momentenvektor	Nm
N	Anzahl	-
P_{el}	elektrische Antriebsleistung	W
Q	innere Reaktionskraft am Erdkeil	N
R	Radius	m
R_0	Radius	m
R_{Tro}	Trommelradius	m
S_1	Tragseitige Deckplattendicke des Fördergurtes	mm
S_2	Laufseitige Deckplattendicke des Fördergurtes	mm
T	Temperatur	°C
T_U	Umgebungstemperatur	°C
U_ε	Sturzwiderstand als Hauptwiderstandsanteil	N
U'	Laufwiderstand der Tragrollen	N
U''	Walkwiderstand	N
U_B''	Widerstand durch Schwingbiegung des Gurtes	N
U_E''	Eindrückrollwiderstand des Gurtes	N
$U_E''^*$	Eindrückrollwiderstand bezogen auf die Gurtbreite	N/m
U_L''	Widerstand durch Walkung des Fördergutes	N
W_B	Widerstandsmoment des Biegestabs	m ³
W_Z	Widerstandsmoment des Zugestabs	m ³
ΔX	Verschiebungen in x-Richtung	m
ΔY	Verschiebungen in y-Richtung	m
ΔY_G	Verschiebung des Gurtes	m
ΔYZ	Verschiebungen in yz-Richtung	m
ΔZ	Verschiebungen in z-Richtung	m
a	Achsabstand der Tandemrollen	m
b	nutzbare Gurtbreite	m

Formelzeichen	Bedeutung	Einheit
b_L	Beladebreite des Gurtes	m
b_{Gi}	Breite des Gurtabschnitts über Tragrolle i	m
b_{GR}	axiale Berührlinienlänge zwischen Gurt und Tragrolle	m
b_{GRS}	Berührlinienlänge zwischen Gurt und Seitentragrolle	m
d	Seildurchmesser	mm
d_R	Tragrollendurchmesser	mm
e	Basis der natürlichen Logarithmen ($e = 2,71828$)	-
e_a, e_b	Zählimpulse	-
f	fiktiver Reibungsbeiwert	-
f_{Nrel}	Normalkraftverhältnis	-
g	Fallbeschleunigung ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$)	m/s^2
h	Gurtdurchhang	m
h_{rel}	größter Durchhang des Gurtes bezogen auf den Tragrollenabstand	-
Δh_{45}	Höhenänderung an der Tragrolle 45	m
Δh_{MR}	Höhenänderung der Mitteltragrolle	m
k_N	auf die Breite bezogene Nennbruchkraft des Gurtes	N/mm
k'	Grundanteil des Tragrollenlaufwiderstandes	N
k'_N	Lastfaktor des Tragrollenlaufwiderstandes	-
k'_{v1}	Geschwindigkeitsbeiwert des Tragrollenlaufwiderstand bei linearem Geschwindigkeitsanteil	kg/s
k'_{v2}	Geschwindigkeitsbeiwert des Tragrollenlaufwiderstand bei quadratischem Geschwindigkeitsanteil	kg/m
k'_9	Temperaturfaktor des Tragrollenlaufwiderstandes	-
k''_B	Faktor des Schwingbiegewiderstandes	-
k''_{BG}	belastungsunabhängiger Anteil am Schwingbiegewiderstand	-
k''_{BV}	Geschwindigkeitsfaktor des Schwingbiegewiderstandes	kg/s
k''_{BL}	Faktor des Schwingbiege- und Fördergutwalkwiderstandes	-
k''_E	Faktor des Eindrückrollwiderstandes	-
k''_{EN1}	Belastungsfaktor zum Eindrückrollwiderstand	-
k''_{EN2}	Belastungsfaktor zum Eindrückrollwiderstand	-
k''_{Ev}	Faktor zur Fördergeschwindigkeit	-
k''_{LV}	Geschwindigkeitsfaktor des Fördergutwalkwiderstandes	kg/s

Formelzeichen	Bedeutung	Einheit
l	Tragrollenabstand	m
l_i	Länge des i -ten Kettengliedes, Achslänge	m
l_M	Mantellänge der Tragrolle	m
l_{Si}	Abstand zwischen Gelenk und Schwerpunkt	m
m	Masse	kg
m_{Zeit}	Steigungsfaktor der Zeitumrechnung	-
m_G'	längenbezogene Masse infolge Fördergurt	kg/m
m_L'	längenbezogene Masse infolge Fördergut bei gleichmäßiger Verteilung auf der Förderstrecke	kg/m
m_R'	längenbezogene Masse infolge der drehenden Tragrollenteile	kg/m
n_V'	Geschwindigkeitsexponent des Tragrollenlaufwiderstandes	-
n_{Bd}''	Tragrollendurchmesserexponent des Schwingbiegewiderstandes	-
n_{Bl}''	Tragrollenabstandsexponent des Schwingbiegewiderstandes	-
n_{BT}''	Zugkraftexponent des Schwingbiegewiderstandes	-
n_{Bv}''	Geschwindigkeitsexponent des Schwingbiegewiderstandes	-
n_{Ee}''	Exponent der Deckplattendicke	-
n_{Ed}''	Tragrollendurchmesserexponent des Eindrückrollwiderstandes	-
n_{EK}''	Zugkraftexponent des Eindrückrollwiderstandes	-
n_{EN}''	Belastungsexponent des Eindrückrollwiderstandes	-
n_{Ev}''	Geschwindigkeitsexponent des Eindrückrollwiderstandes	-
p	Streufaktor	-
q	Summe von Eindrückroll- und Tragrollenlaufwiderständen zu der Gesamtheit der Hauptwiderstände	
q_{Fm}	Streckenlast des Fördergutes über der mittleren Tragrolle	N/m
q_{Fs}	Streckenlast des Fördergutes über den Seitentragrollen	N/m
q_G	Streckenlast des Fördergurtes	N/m
r	Radius	m
$r(\vartheta)$	Radius	m
Δr	Längenänderung	m
t	Zeit	s
t_{R1}	Zeitachse Rechnereinheit 1	s
t_{R2}	Zeitachse Rechnereinheit 2	s

Formelzeichen	Bedeutung	Einheit
t_G	Gurttemperatur	°C
u	Spannung	V
u_{mess}	Mess-Spannung	V
v	Fördergeschwindigkeit	m/s
β	äquivalenter Böschungswinkel zur Berechnung des Teilquerschnittes A_{1th}	°
γ	Querzahl	-
δ	Neigungswinkel des Förderers ($\delta > 0$ bei Aufwärtsförderung, $\delta < 0$ bei Abwärtsförderung)	°
ε	Sturzwinkel der Tragrollen	°
ε_B	Oberflächendehnung des Biegestabs	-
η_G	Getriebewirkungsgrad	-
η_M	Motorwirkungsgrad	-
ϑ	Richtungswinkel der Gleitebene	°
$\vartheta_{g(grenz)}$	Grenzwinkel des Normschüttgutquerschnittes	°
λ	Muldungswinkel des Fördergurtes im Ober- bzw. Untertrum	°
μ	Reibungsbeiwert zwischen Gurt und Trommel	-
μ_3	Reibungsbeiwert zwischen Gurt und Tragrolle	-
μ_{Rst}	Reibungsbeiwert in Rollenachsrichtung zwischen Gurt und Tragrolle	-
ρ_0	Winkel	°
ϱ_L	Schüttdichte des Fördergutes	kg/m ³
φ	effektiver Füllungsgrad	-
φ_B	Betriebsfaktor	-
φ_W	Reibungswinkel	-
χ	Verhältnis zwischen dem aktiven und dem passiven Zustand	-
ψ	Eindrückdämpfung	-
ψ'	Biegedämpfungsfaktor	-
$\psi^\#$	Dämpfungsfaktor	-
ω	Winkelgeschwindigkeit	1/s

Indizes

Formelzeichen	Bedeutung
0	Aufhängepunkt 0
9	Aufhängepunkt 9
$0, \dots, 9$	Kettengliedgelenknummer
i	Kettengliednummer (1 - 9)
i, j	Gelenknummer (0 - 9)
$23, 45, 67$	Kettenglied zwischen den Gelenken 23; 45; 67 (rechte Seitenträgrolle, Mittelträgrolle, linke Seitenträgrolle)
M, S	Mittelträgrolle bzw. Seitenträgrolle
$P1, P2, P3$	Kraftangriffspunkt auf Kettenglied
a, p	im Bereich des Profilschließens bzw. Profilöffnens während des aktiven (a) bzw. passiven (p) Gleitens zwischen den Trägrollenstationen
O, U	Obertrum bzw. Untertrum
l, r	links bzw. rechts
x, y, z	Komponente eines Vektors in x, y bzw. z-Koordinatenrichtung
N, Q	Einfluß von Normalkraft bzw. Quersteifigkeit
G	infolge des Fördergurtgewichtes
L	infolge des Fördergutgewichtes (Last)
ref	Referenzgröße
$'$	beschrieben im $'$ -Koordinatensystem
$''$	beschrieben im $''$ -Koordinatensystem

Hauptanlagenkenndaten der Versuchsgurttörderanlage

Geometrische Daten

Achsabstand	L	1 140	m
Gurtbreite	B	2 800	mm
Trommeldurchmesser	d_{Tro}	1 500	mm
Installierte Antriebsleistung	P_{elN}	3 x 1 500	kW

Gurtvorspannung über Spannwinde

Tragrollenabstand im Obertrum	l_O	1 875	mm
Tragrollenabstand im Untertrum	l_U	7 500	mm

Füllquerschnitt bei Nennmassenstrom	A	0,763	m ²
-------------------------------------	-----	-------	----------------

3-teilige Tragrollengirlande Obertrum

Mitteltragrolle

Tragrollendurchmesser	d_R	219	mm
Mantellänge	l_M	600	mm

Seitentragrolle

Tragrollendurchmesser	d_R	219	mm
Mantellänge	l_M	1160	mm

Muldungswinkel im Obertrum	λ_O	40 - 52	°
----------------------------	-------------	---------	---

3-teilige Tragrollengirlande Untertrum

Mitteltragrolle

Tragrollendurchmesser	d_R	250	mm
Mantellänge	l_M	1120	mm

Seitentragrolle

Tragrollendurchmesser	d_R	250	mm
Mantellänge	l_M	900	mm

Muldungswinkel im Untertrum	λ_U	21	°
-----------------------------	-------------	----	---

Anzahl der Standardbandträgerüste (mit je 4 Girlanden im Obertrum, mit je 1 Girlande im Untertrum)	$n_{Gerüste}$	135	-
--	---------------	-----	---

Betriebskennzahlen

Fördergeschwindigkeit	v	7,5	m/s
Nennmassenstrom	I_{mN}	37 500	t/h
Dichte des Fördergutes	ρ	1 820	kg/m ³

Girlandenbelastung

Streckenlast infolge Fördergurt	m'_G	162,4	kg/m
Streckenlast infolge Fördergut (Nennbeladung)	m'_L	1 389	kg/m
Streckenlast infolge drehender Tragrollenteile			
Obertrum	m'_{RO}	84,3	kg/m
Untertrum	m'_{RU}	17,3	kg/m

1 Einleitung

1.1 Stand der Gurtfördertechnik

Weltweit gelangen Gurtförderanlagen zum Transport von großen Schüttgutmen gen über große Entfernungen, hauptsächlich bei Gewinnung, Umschlag und Ferntransport von Bodenschätzen, zum Einsatz. In der Bundesrepublik Deutschland werden die schwersten und längsten Anlagen im rheinischen Braunkohlenbergbau eingesetzt /1/. Abbaugeräte mit einer maximalen Tagesförderkapazität von 240000 m³ gewachsenen Bodens stellen auch an die nachgestellten Gurtförderanlagen mit Massenströmen von 40000 t/h und installierten Antriebsleistungen bis zu 6 x 2000 kW höchste Anforderungen. Diese Gurtförderer sind mit 2,8 m breiten Stahlseilgurten der Nennfestigkeit 4500 N/mm ausgerüstet und werden mit einer Geschwindigkeit von 7,5 m/s betrieben /2/. Weitere Höchstleistungen im Gurtförderanlagenbau stellen z. B. der Bandberg Prosper mit der Hubhöhe 783 m, Ober- und Untertrumförderung und einem Stahlseilgurt der Nennfestigkeit 7500 N/mm oder der Channar Langstreckengurtförderer im Westen Australiens mit 20 km Gesamtlänge und einem bemerkenswert geringen Energieverbrauch dar /3/, /4/.

Die Entwicklung der Gurtförderanlagen bis zum heutigen Zeitpunkt ist im Wesentlichen durch drei unterschiedliche Ziele geprägt, die auch zeitlich nacheinander erreicht wurden. Bis zur Mitte der siebziger Jahre stand ein sicherer Anlagenbetrieb bei möglichst geringen Investitionskosten im Vordergrund. Die damals gesetzten, von Hager /5/ beschriebenen Maßstäbe haben bis heute Bestand. Auf diesem Gebiet wurden die Methoden zur Bestimmung des Leistungsbedarfs der Gurtförderanlagen ständig verbessert. Mit dem Bundesimmissionsschutzgesetz wurde von den Konstrukteuren zusätzlich eine Minimierung der Staub- und Geräuschemission der Anlagen gefordert. Hierzu war Anfang der achtziger Jahre ein hoher Stand der Technik erreicht /6/, /8/, der es erlaubt, Gurtförderanlagen in der Nähe von bewohntem Gebiet betreiben zu können. Infolge der wachsenden Bedeutung des Umweltschutzes folgte 1990 der Beschluss der Bundesregierung, den CO₂-Ausstoß von 1987 bis 2005 um 25 % zu senken. Dies betrifft auch die Stromerzeugung durch das Verbrennen fester Rohstoffe wie Braun- und Steinkohle. Es lässt sich jedoch nicht nur die Verbrennung selbst optimal gestalten, sondern es kann auch der Energieverbrauch für den Transport dieser Massengüter minimiert werden. Dabei gehört zur Eigenart der Geologie und der Gewinnung dieser festen Energieträger, dass außer ihnen selbst auch noch ein Vielfaches an Abraum bzw. Bergen, also nicht verwertbarem Lockergestein, gefördert werden muß.

Für die Zukunft werden die Anforderungen an Gurtförderanlagen weiter gesteigert werden. So werden die technischen Anforderungen infolge der Öffnung neuer Märkte mit dem damit verbundenen Wettbewerb und dem Angleich von Standards z.B. zur Gewährleistung von sicherheitstechnischen Einrichtungen durch die internationale Normung vorgegeben /9/. Entwicklungsmöglichkeiten für Gurtförderanlagen werden von Hager /10/ angegeben.

Im rheinischen Revier ist der Einsatz von Gurtförderanlagen für den Transport von Kohle und Abraum für die Braunkohlegewinnung zur Verstromung langfristig gesichert. Im Jahre 1998 wurde eine Fördermenge von 96,6 Mio. t bei einem Abraum - Kohleverhältnis 4,9 : 1 erreicht /11/, /12/, /13/. Für den Transport der Massen werden Gurtförderanlagen der Größe B2800 mit einer Gesamtlänge von rund 120 km und der Größe B2200 mit einer Gesamtlänge von rund 100 km betrieben, die insgesamt ca. 440000 Tragrollen benötigen. An den gesamten Betriebskosten der eingesetzten Gurtförderanlagen hat der Energiebedarf einen Anteil von rund 40 % und hat somit im Vergleich zu den Instandhaltungskosten, den Reinigungskosten sowie den Überwachungskosten den größten Anteil /1/. Die Reduzierung des Energieverbrauches der Gurtförderanlagen ist somit ein notwendiges Ziel der Anlagenbetreiber, um im Zuge der

Öffnung des europäischen Strommarktes und dem damit verbundenen stärkeren Wettbewerb die Betriebskosten ihrer Gurtförderanlagen senken zu können.

Seit Jahren wird weltweit das Ziel verfolgt, Gurtförderanlagen weiter zu entwickeln und ihre Betriebseigenschaften weiter zu optimieren. Neben aktueller Forschungsarbeiten z. B. zur Auslegung von Förderbandtrommeln unter besonderer Berücksichtigung selbsttragender Mantelsegmente /14/ oder auch der Optimierung hochfester Fördergurtverbindungen /15/ befasst sich diese Arbeit mit der Verringerung des Bewegungswiderstandes an Tragrollenstationen.

1.2 Ziel der Arbeit

Der Energieverbrauch von langen, horizontal verlegten Gurtförderanlagen im stationären Betriebszustand wird durch die Bewegungswiderstände im Ober- und Untertrum bestimmt. Diese bestehen aus dem Laufwiderstand der den Gurt tragenden Rollen sowie dem Walkwiderstand von Fördergut und -gurt beim Lauf über die Tragrollen. Die zur Überwindung dieser Widerstände erforderliche Energie wird von verschiedenen betrieblichen und konstruktiven Kenngrößen bestimmt.

Obwohl besonders bei der Überwindung größerer Höhenunterschiede ein großer Energiebedarf besteht, ergeben sich nur geringere Möglichkeiten zu Einsparungen. Das Heben von Massen auf ein anderes Niveau bestimmt hier primär die aufzuwendende Energie und ist daher nicht beeinflussbar. Effektive Möglichkeiten liegen nur bei der Reduzierung der Bewegungswiderstände. Bei weitgehend horizontal geführten Anlagen werden Verbesserungen besonders deutlich, aber auch bei ansteigenden Anlagen großer Länge sind absolut betrachtet hohe Einsparungen erzielt worden /16, 17/.

Mit den ständig weiter verfeinerten Methoden zur Berechnung der Bewegungswiderstände sind alle konstruktiven Mittel zur Energieeinsparung zumindest qualitativ weitgehend bekannt. Größere Unsicherheiten bestehen nach wie vor beim Eindrückrollwiderstand zwischen Tragrolle und Fördergurt, dem größten Walkwiderstandsanteil, weil dieser besonders von den Gurteigenschaften beeinflusst wird. Im Rahmen dieser Arbeit am Institut für Fördertechnik der Universität Hannover wurden daher im Auftrage von der RWE Rheinbraun AG experimentelle Untersuchungen zur Größe des lokalen Bewegungswiderstandes im Tagebau Hambach an ihrer Gurtförderanlage F 26 mit 2,8 m breitem Gurt der Konfektion ST 4500 durchgeführt. Für unterschiedliche Abmessungen und Anordnungen der Tragrollen waren im stationären Anlagenzustand simultan im Wesentlichen die sich bei unterschiedlichen Massenströmen ergebenden Belastungskräfte der Tragrollen und die zugeordneten Bewegungswiderstände für diverse Fördergurte mit unterschiedlichen Deckplattenqualitäten zu ermitteln. In Verbindung mit Labormessungen im Institut für Fördertechnik zum Laufwiderstand der bei den Feldmessungen verwendeten Tragrollen waren für die untersuchten Tragrollenanordnungen detaillierte Aussagen zur Größe des Walkwiderstandes zu erarbeiten.

Auf der Grundlage von Voruntersuchungen der Versuchsabteilung der RWE-Rheinbraun AG sind diese messtechnischen Untersuchungen an einer 120 m langen Messstrecke im normalen Betrieb durchgeführt worden, um insbesondere die bei den Voruntersuchungen beobachteten besonderen Effekte genauer zu untersuchen. So waren besondere Ziele der Arbeit, den Einfluss einer Durchmesserergrößerung der Mitteltragrolle zu quantifizieren, den Einfluss sturzoptimierter Girlanden zu untersuchen sowie zwei unterschiedliche Tragrollenanordnungen im Hinblick auf besondere Effekte auf der Seitentragrolle sowie Fördergurte mit unterschiedlichen Deckplattenqualitäten zu untersuchen. Außerdem konnte ein betriebliches Versuchsprogramm zur Verbesserung der Deckplatten-Gummiwerkstoffe in die Zielvorgaben mit einbezogen werden.

2 Berechnungsansätze für Bewegungswiderstände von Gurtförderanlagen

Als Bewegungswiderstände werden alle auf den Gurt längs der Förderrichtung wirkenden Kräfte bezeichnet, die beim Betrieb der Anlage überwunden werden müssen. Sie werden entsprechend der heute für die Berechnung und Auslegung von Gurtförderern für Schüttgüter gültigen Norm DIN 22101 /50/ aufgeteilt in Haupt-, Neben-, Steigungs- und Sonderwiderstände. Zur Ergänzung zu DIN 22101 ist der Hauptwiderstand in Tabelle 1 in die aufgelisteten Einzelwiderstandskomponenten aufgeteilt.

Tabelle 1: Bewegungswiderstände einer Gurtförderanlage

F	Gesamtheit der Bewegungswiderstände einer Gurtförderanlage	
F_H	Hauptwiderstand	
	U'	Laufwiderstand der Tragrollen
	U''	Walkwiderstand
	U''_E	Eindrückrollwiderstand des Gurtes
	U''_B	Widerstand durch Schwingbiegung des Gurtes
	U''_L	Widerstand durch Walkung des Fördergutes
F_N	Nebenwiderstand	
	F_{Auf}	Trägheitswiderstand und Reibungswiderstand zwischen Fördergut und Gurt im Bereich einer Aufgabestelle
	F_{Schb}	Reibungswiderstand zwischen Fördergut und seitlichen Schurren im Beschleunigungsbereich der Aufgabestelle
	F_{Gr}	Reibungswiderstand durch Gurtreiniger
	F_{Gb}	Gurtbiegewiderstand beim Lauf des Gurtes über die Trommeln
	F_{Trl}	Lagerwiderstand nicht angetriebener Trommeln
F_{St}	Steigungswiderstand	
F_S	Sonderwiderstand	
	F_{Rst}	Sturzwiderstand
	F_{Sch}	Reibungswiderstand zwischen Fördergut und seitlichen Schurren außerhalb des Beschleunigungsbereiches von Aufgabestellen
	Widerstände von Einrichtungen zur Gutübergabe in der Förderstrecke	

Zum Hauptwiderstand werden alle entlang der gesamten Anlage auftretenden reibungsbedingten Widerstände mit Ausnahme des Sonderwiderstandes gerechnet. Das sind der Tragrollenlaufwiderstand und der Walkwiderstand; letzterer wird noch einmal aufgeteilt in den Eindrückrollwiderstand und den Schwingbiegewiderstand des Fördergurtes sowie den Fördergutwalkwiderstand. Eine rechnerische Differenzierung des Hauptwiderstandes wird in DIN 22101 nicht vorgenommen. Sie findet sich aber in vielen wissenschaftlichen Arbeiten, wie z.B. in /29, 30, 33, 37, 38, 40/, die sich mit der Berechnung der Hauptwiderstandsanteile beschäftigen.

Die Bewegungswiderstände, die nur an einzelnen Stellen der Anlage auftreten, gehören zum Nebenwiderstand. Mit dem Haupt- und Nebenwiderstand sind alle Bewegungswiderstände erfasst, die normalerweise an allen Gurtförderanlagen auftreten. An Gurtförderanlagen nicht immer vorkommende spezielle Widerstände sind im Sonderwiderstand zusammengefasst. Der Steigungswiderstand wird separat geführt, da er der einzige exakt berechenbare Widerstand einer Gurtförderanlage ist. Die Gesamtheit der Bewegungswiderstände wird durch die Summe ihrer Anteile in den einzelnen Gruppen gebildet:

$$F = F_H + F_N + F_{St} + F_S \quad (1)$$

Er entspricht im stationären Betriebszustand gleich der von den Antriebstrummeln auf den Gurt zu übertragenden Umfangskraft.

Die beschriebene Einteilung der Bewegungswiderstände in Gruppen und einzelne Widerstandsanteile ist seit Jahren beinahe unverändert geblieben. Sie wurde von Vierling schon in den 50iger Jahren eingeführt und zusammenfassend in /19/ im Jahr 1967 behandelt. Diese Einteilung unterscheidet sich von der oben beschriebenen neben der Separierung des Sturzwiderstandes lediglich dadurch, dass die Anteile des Sonderwiderstandes nicht mehr nach ihrem Auftreten auf der gesamten Strecke oder nur an einzelnen Anlagenstellen unterschieden werden und der Reibungswiderstand durch Gurtreiniger jetzt dem Nebenwiderstand zugeordnet wird /22/. Diese Einteilung ist seit der Neufassung der DIN 22101 mit der Ausgabe Februar 1982 üblich. Die Bewegungswiderstände sind im Laufe der Zeit immer wieder theoretisch und messtechnisch untersucht worden, um die Genauigkeit ihrer Bestimmung weiter zu verbessern. Als wichtigster, weil größter reibungsbedingter Bewegungswiderstand für lange sölhliche Gurtförderanlagen hat sich dabei der Eindrückrollwiderstand erwiesen. Sein Anteil am Gesamtwiderstand bei langen horizontal geführten Gurtförderanlagen für einen größeren Massenstrom mit einer Länge von etwa 1000 m beträgt nach Hintz /40/ etwa 60 %. Bei diesem Beispiel wird der Anteil des Fördergutwalkwiderstandes mit etwa 19%, der des Schwingbiegewiderstandes mit 5% und der des Tragrollenlaufwiderstandes mit 6% beziffert, der Anteil der Neben- und Sonderwiderstände liegt nach den dortigen Angaben bei 10%.

Da die Anteile des Hauptwiderstandes den überwiegenden Teil der Bewegungswiderstände langer sölhlicher Gurtförderanlagen ausmachen, wurden sie im Rahmen einer Feldmessung weiteren Untersuchungen unterzogen. Insbesondere diente diese Feldmessung der Untersuchung des Einflusses einiger Parameter im Hinblick auf eine Senkung der Bewegungswiderstände. Im Folgenden wird zunächst das Berechnungsverfahren nach DIN 22101 beschrieben, und im Anschluss daran werden die Bestandteile des Hauptwiderstands von Gurtförderanlagen näher erläutert.

2.1 Pauschalverfahren nach DIN 22101 (1982)

Mit der DIN 22101 werden die Grundlagen für die Berechnung und Auslegung von Gurtförderanlagen für Schüttgüter zur Verfügung gestellt. Mit der gegebenen Berechnungsmethode wird eine überschlägige Berechnung des Hauptwiderstandes vorgenommen. Es wird vereinfachend ein linearer Zusammenhang zwischen Widerstand und bewegter Last angenommen. Der Hauptwiderstand F_H wird pauschal für Ober- und Untertrum zusammen bestimmt:

$$F_H = L f g \left[m'_R + (2 m'_G + m'_L) \cos \delta \right] . \quad (2)$$

Dabei ist f ein fiktiver Reibungsbeiwert von Ober- und Untertrum gemeinsam. Mit δ wird der mittlere Neigungswinkel der Anlage berücksichtigt. Gleichung (2) besitzt für den Nennbeladungsbereich (Füllungsgrade φ im Bereich zwischen 0,7 und 1,1), einen relativen Gurtdurchhang $h_{rel} \leq 1 \%$ und Tragrollen mit Wälzlagerung und Labyrinthdichtung Gültigkeit. Der fiktive Reibungsbeiwert wird anhand der Richtwerte aus Tabelle 2 in Abhängigkeit von den Betriebsverhältnissen und konstruktiven Eigenschaften gewählt.

Die Auswahl eines Reibungsbeiwertes ist mit hoher Unsicherheit für die Anlagendimensionierung behaftet. Er gilt für eng begrenzte Betriebsbedingungen. Neben der in Tabelle 2 ausgewiesenen Parametern ist der Hauptwiderstand noch abhängig von der Gurtzugkraft sowie von Beladungsart, Breite, Muldung und Laufeigenschaften des Gurtes. Darüber hinaus sind Durchmesser und Abstand der Tragrollen sowie Umgebungsbedingungen der Gurtförderanlage von Einfluss. Alle vorstehend genannten Einflüsse müssen bei der Auswahl des Reibungsbeiwertes f mit berücksichtigt werden. Speziell werden Einschränkungen genannt, die für die Gurtförderanlage, an der im Rahmen dieser Arbeit die Feldmessung zur Bestimmung der Größen ihrer Bewegungswiderstände durchgeführt wurde, zutreffen: Bei Umgebungstemperaturen $T_U < 20^\circ\text{C}$, Muldungswinkeln $\lambda > 35^\circ$ sowie Gurtgeschwindigkeiten $v > 5 \text{ m/s}$ kann der Reibungsbeiwert höhere Werte annehmen.

Untersuchungen z.B. von Könnecker /34/ und Limberg /37/ haben gezeigt, dass sich die f -Werte verschiedenster untersuchter Gurtförderanlagen erheblich voneinander unterscheiden. Es konnten keine allgemeingültigen Berechnungsansätze zur Bestimmung des f -Wertes mit einer größeren Genauigkeit des f -Wertes angegeben werden.

Tabelle 2: Richtwerte für den Reibungsbeiwert f bei Gurtförderanlagen mit Füllungsgraden φ im Bereich 0,7 bis 1,1 /50/

Horizontale, ansteigende und geringfügig abwärts fördernde Anlagen (motorischer Betrieb der Antriebe):	
• günstige Betriebsbedingungen: z.B. gute Ausrichtung, leicht laufende Tragrollen und Fördergut mit geringer innerer Reibung, niedrige Geschwindigkeiten	0,017
• normal (standardgemäß) ausgeführte und betriebene Anlagen	0,020
• ungünstige Betriebsbedingungen: z.B. staubiger Betrieb, niedrige Temperaturen, Fördergut mit großer innerer Reibung, Überladungen, hohe Geschwindigkeiten	0,023 - 0,027
• bei extrem niedrigen Temperaturen und sonst normal ausgeführten und betriebenen Anlagen	bis zu 0,035
Stark abwärts fördernde Anlagen (generatorischer Betrieb der Antriebe)	0,012 - 0,016

2.2 Einzelwiderstandsverfahren

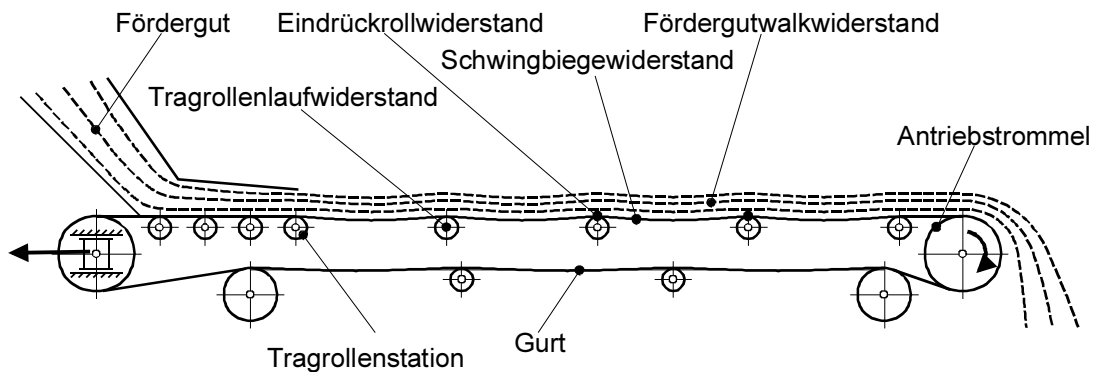


Bild 2.1: Hauptwiderstände an einer Gurtförderanlage /20/

Das sogenannte Einzelwiderstandsverfahren geht auf die Untersuchungen von Lachmann /28/, Schwarz /30/, Thormann /31/, Winterberg /32/, Behrens /33/ und Barbey /36/ zurück und hat zum Ziel, den Hauptbewegungswiderstand aus den Einzelwiderständen, dem Tragrollenlaufwiderstand und den einzelnen Walkwiderständen, zu bestimmen. Die Ermittlung der Einzelwiderstände zur Bestimmung des Hauptbewegungswiderstandes hat sich aufgrund des komplizierten Einflusses der konstruktiven, technologischen und betrieblichen Kenngrößen auf die Größe des Walkwiderstandes in der Vergangenheit nicht durchgesetzt /18/. Erst mit der Einführung der neuen DIN 22101 im Jahr 2001 findet die Ermittlung der Einzelwiderstände Berücksichtigung bei der Auslegung von Gurtförderanlagen /7/, /51/. Mit steigenden Anforderungen an Gurtförderanlagen bezüglich der Senkung ihrer Investitionskosten und ihrer Betriebskosten sowie der Realisierbarkeit großer Achsabstände mit besonderen Anlagengeometrien in Anlagenverlauf und Muldungsgeometrie, bis hin zum Schlauchgurtförderer, rückt das Einzelwiderstandsverfahren wieder verstärkt in das Blickfeld von Anlagenbauern und

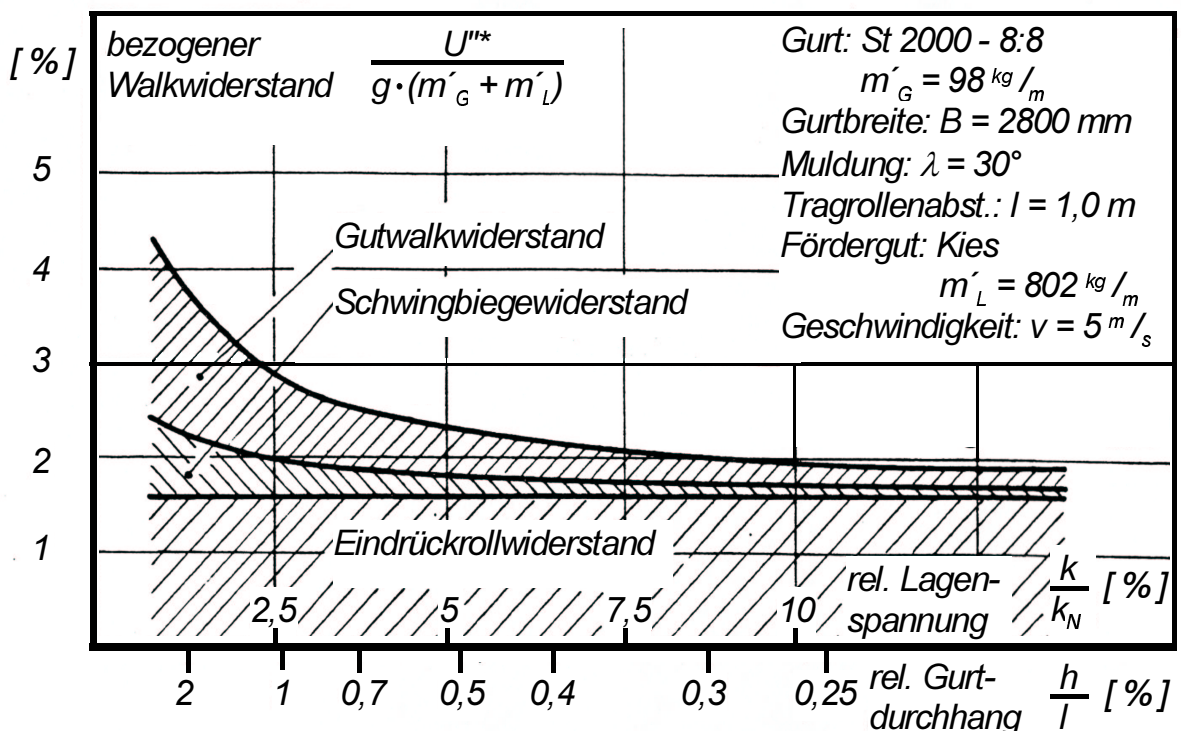


Bild 2.2: Abhängigkeit des bezogenen Obertrum-Walkwiderstandes und seiner Komponenten von relativer Lagen- und relativer Durchhang des Gurtes gem. Gleichung (3) bei Nennbelastung nach Behrens /33/, überarbeitet von Funke /18/

Anlagenbetreibern. So wird nicht nur der Energieverbrauch sondern auch die benötigte installierte Antriebsleistung, die maximal mögliche Anlagenlänge und das Betriebsverhalten bei Teillast direkt von der Höhe des Bewegungswiderstandes an einer jeden Station auf der Strecke bestimmt.

Im Folgenden werden nun auch einige bekannte Berechnungsmethoden für die einzelnen Anteile des Hauptwiderstandes vorgestellt werden. Die Stellen, an denen die Widerstände auftreten, sind in Bild 2.1 exemplarisch dargestellt. Der Tragrollenlaufwiderstand und der Eindrückrollwiderstand entstehen direkt im Bereich der Tragrollen, der Schwingbiegewiderstand und der Fördergutwalkwiderstand auch in dem Bereich zwischen den benachbarten Tragrollenstationen. Der Walkwiderstand ist nach bisherigem Stand der Wissenschaft für Gurtförderanlagen, die mit geringem Gurtdurchhang betrieben werden, maßgeblich durch den gurtzugkraftunabhängigen Eindrückrollwiderstand gem. Bild 2.2 bestimmt. Der Schwingbiege- und Gutwalkwiderstand nehmen mit zunehmender Gurtzugkraft, d.h. abnehmendem Gurt-durchhang ab und würden bei einem idealem Gurtdurchhang $\frac{h}{l} = 0$ verschwinden /50/, /51/.

$$\frac{h}{L_{O/U}} = \frac{1}{8} \frac{(m'_G + m'_L) L_{O/U} g}{F_T} \quad (3)$$

Bei den Untersuchungen, die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführt wurden, hat sich aber herausgestellt, dass sich der Walkwiderstand in Abhängigkeit des Gurtdurchhangs nicht in der eindeutigen Weise, wie sie in Bild 2.2 dargestellt ist, in die drei Anteile Eindrückrollwiderstand, Gutwalkwiderstand und Schwingbiegewiderstand aufteilen lässt.

Mit der Betrachtung der einzelnen Anteile des Hauptwiderstandes sollen die Haupteinflussgrößen, die in den bisherigen Untersuchungen zu den Hauptwiderständen gefunden wurden, benannt werden. Einige dieser Einflussgrößen sind im Rahmen der Feldmessungen variiert worden. Der Sturzwiderstand an den Seitentragrollen der Girlanden kommt bei der Betrachtung der Bewegungswiderstände an einer Tragrollenstation als Sonderwiderstand noch hinzu.

2.2.1 Tragrollenlaufwiderstand

Der Tragrollenlaufwiderstand entsteht durch Reibung in den Lagern und den Dichtungen der Tragrollen. Die in DIN 22101 zugrunde gelegten Tragrollen sind mit Wälzlagerung und Labyrinthdichtungen ausgestattet, die jeweils nur eine geringe Reibung verursachen. In Bild 2.3 sind idealisiert die am Tragrollenlaufwiderstand beteiligten Kräfte und Momente dargestellt. Der mit der Geschwindigkeit v über die Tragrolle laufende Gurt überträgt durch Reibungschluss die als Tragrollenlaufwiderstand bezeichnete Kraft U' auf die Rolle. Der Gurt liegt durch sein Eigengewicht und durch das Gewicht des Fördergutes sowie mit dem Gewicht der drehenden Teile mit der Normalkraft F_{NR} auf den Wälzlagern der Rolle auf. In der Tragrolle wirkt ein Reibmoment M_R , das der Drehbewegung der Rolle mit der Winkelgeschwindigkeit ω entgegen gerichtet ist.

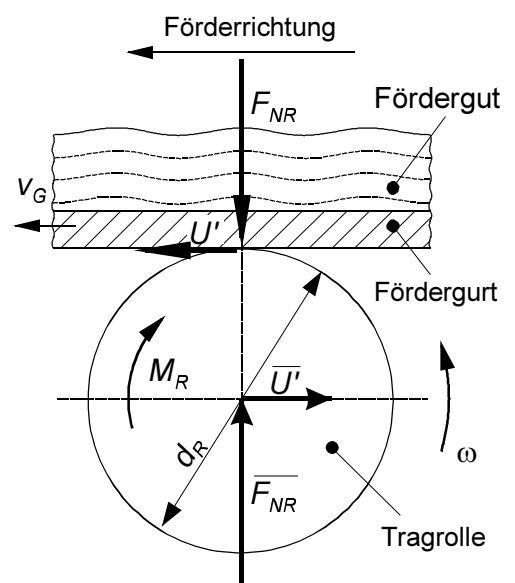


Bild 2.3: Idealisierte Darstellung der Kraft- und Bewegungsverhältnisse zur Definition des Tragrollenlaufwiderstands nach /38/

Im stationären Betriebszustand stehen das durch die am Tragrollenumfang angreifende Kraft U' wirkende Antriebsmoment und das in der Tragrolle wirkende Reibmoment M_R im Gleichgewicht. Auf die Lagerung der Tragrolle wirken die Reaktionskräfte $\overline{U'}$ durch den Laufwiderstand und $\overline{F_{NR}}$ als Gegenkraft zu F_{NR} .

Zur Berechnung des Tragrollenlaufwiderstandes sind verschiedene Ansätze gefunden worden. Nach Vierling /20/ steigen die gemessenen Werte für den Tragrollenlaufwiderstand nur geringfügig mit zunehmender Belastung, also zunehmender Normalkraft auf die Rolle, an, so dass der Einfluss der Tragrollenbelastung auf den Laufwiderstand vernachlässigbar ist. Eine deutliche Abhängigkeit stellt Vierling von der Fördergeschwindigkeit fest. Er kommt zu dem Ansatz:

$$U' = k' + k'_{v1} v \quad (4)$$

Für unterschiedliche Tragrollenkonstruktionen findet er unterschiedliche Werte k'_1 und k'_{v1} , die der Tabelle 3 zu entnehmen sind. Die Werte sind vom damals gültigen (m kp s)-Einheitensystem ins heute gültige SI-Einheitensystem umgerechnet. Die Messungen des Tragrollenlaufwiderstandes sind an Tragrollen unterschiedlicher Durchmesser durchgeführt worden, die ebenfalls in der Tabelle angegeben sind.

Tabelle 3: Werte für die Konstanten der verschiedenen Ansätze zur Berechnung des Tragrollenlaufwiderstandes bei unterschiedlichen Tragrollenkonstruktionen

Tragrollen- konstruktion	d_R	k'	k'_{v1}	k'_{v2}	k'_N	k'_9	n'_v	Verfasser
	mm	N	kg/s	kg/m	-	-	-	
feste Achse, elastische Dichtung	89	3,92	0,59	-	-	-	-	Vierling
	108	2,65	0,03	-	-	1	-	Hettler
	108	2,06	0,25	-0,020	-	1	-	Hettler
	159	4,51	0,26	-	-	1	-	Hettler
	159	1,47	1,28	-0,078	-	1	-	Hettler
feste Achse, Labyrinthdichtung	89, 108, 130	0,98	0,29	-	-	-	-	Vierling
		1,47	0,49	-	-	-	-	van Leyen
	89	0,53	0,05	-	-	1	-	Hettler
	89	0,330	-	-	0,327	-	0,346	Greune
	89	0,37	0,13	-0,007	-	1	-	Hettler
	133	0,206	-	-	0,308	-	0,293	Greune
	159	1,13	0,10	-	-	1	-	Hettler
	159	1,035	-	-	0,406	-	0,282	Greune
	159	0,49	0,25	-0,010	-	1	-	Hettler
219	0,775	-	-	0,191	-	0,461	Greune	
Kappenlagerung, Labyrinthdichtung	159	2,45	0,49	-	-	-	-	Vierling
	190	2,06	0,42	-	10^{-4}	-	-	Behrens

Van Leyen /29/ kommt nach der Auswertung seiner Messungen zum Tragrollenlaufwiderstand ebenfalls zu dem in Gleichung (4) genannten Ansatz. Eine Abhängigkeit von der Belastung hat van Leyen durch Vorversuche mit Belastungen bis 1 kN nicht festgestellt. Der Laufwiderstand wurde bis zu einer Geschwindigkeit von 4,5 m/s gemessen. Mit den gefundenen in Tabelle 3 eingetragenen Werten wird eine Gerade dargestellt, die durch Mittelung über sechs gefundene Geraden entstanden ist. Die Zahlenwerte für den konstanten Anteil k' der sechs Geraden liegen nach dem in /29/ gegebenen Diagramm zwischen 0,98 und 1,96, die Zahlenwerte für die

Steigung der sechs Geraden zwischen 0,25 und 0,98. Damit enthält die von Vierling gefundene Gerade für die vergleichbare Konstruktion die kleinsten von van Leyen gefundenen Konstanten. Van Leyen stellte fest, dass der Lagerreibungswiderstand stark von der Fetttemperatur im Lager abhängt. Daraus zog er die Konsequenz, erst nachdem die Tragrollen bei hoher Geschwindigkeit eingelaufen gewesen waren, seine Messungen durchzuführen.

Schwarz nennt in /30/ keine Formel zur Bestimmung des Tragrollenlaufwiderstandes, sondern stellt lediglich als Ergebnis seiner Messungen fest, dass der Laufwiderstand innerhalb eines schmalen Streubereiches von der Belastung unabhängig und von der Geschwindigkeit abhängig ist. Außerdem wurde ein dem Tragrollendurchmesser umgekehrt proportionaler Tragrollenlaufwiderstand, d.h. ein vom Durchmesser unabhängiges Reibmoment festgestellt.

Behrens /33/ nahm Messungen des Tragrollenlaufwiderstandes für drei Tragrollen mit Kappenlagerung der Länge 800 mm mit einem Durchmesser von 190 mm vor. Er kommt zu dem erweiterten Ansatz

$$U' = k' + k'_{v1} v + k'_N F_{NR} , \quad (5)$$

in dem auch der Einfluss der Tragrollenbelastung berücksichtigt wird. Dieser Einfluss wird von Behrens als zwar sehr gering, aber eindeutig ermittelbar bezeichnet. Außerdem wird festgestellt, dass die Geschwindigkeitsabhängigkeit über den untersuchten Bereich von 1 bis 6 m/s nicht linear ist, was auf Erwärmung und damit verbundener Abnahme der Zähigkeit des Fettes im Lager bei höheren Umfangsgeschwindigkeiten zurückzuführen ist. Die in Tabelle 3 angegebenen Werte gelten deshalb nur für den Geschwindigkeitsbereich von 3 bis 6 m/s.

Hettler /42/ führte umfangreiche Messungen zum Tragrollenlaufwiderstand durch, in denen er jeweils fünf bzw. zehn Rollen vier verschiedener Tragrollenkonstruktionen in fabrikneuem und in eingelaufenem Zustand untersucht hat. Dabei wurde durch die Messungen ein Temperaturbereich von -20°C bis +30°C abgedeckt und ein Geschwindigkeitsbereich von 1 bis 10 m/s. Die Abhängigkeit von der Tragrollenbelastung wurde von Hettler nicht untersucht. Er ermittelt für die untersuchten Tragrollenkonstruktionen einen quadratischen Ansatz, da einige Laufwiderstände eindeutig nicht linear von der Geschwindigkeit abhängen:

$$U' = \left(k' + k'_{v1} v + k'_{v2} v^2 \right) k'_g . \quad (6)$$

Der Temperatureinfluss wird mit dem Temperaturfaktor k'_g berücksichtigt, der für jede Tragrollenkonstruktion unterschiedlich ist und von der Gurtgeschwindigkeit abhängt. Hettler stellt für die untersuchten Konstruktionen gefundene Werte der Konstanten für den linearen Ansatz nach Gleichung (4) und den quadratischen Ansatz nach Gleichung (6) einander gegenüber. Der Temperatureinfluss wird dabei außer acht gelassen. Die gefundenen Konstanten sind in Tabelle 3 jeweils für den linearen und den quadratischen Ansatz eingetragen.

Greune /38/ ermittelte den Tragrollenlaufwiderstand wieder unter Variation der Geschwindigkeit und der Belastung bei Raumtemperatur, also ohne Berücksichtigung eines Temperatureinflusses. Die Geschwindigkeit wurde im Bereich 1 bis 6 m/s, die Belastung im Bereich 1 bis 4 kN variiert. Es wird ein mit der Geschwindigkeit degressiv ansteigender Verlauf des Laufwiderstandes festgestellt und eine lineare Abhängigkeit von der Belastung. Der entsprechende Ansatz lautet deshalb:

$$U' = \left(k' + k'_N F_{NR} \right) v^{n'_v} . \quad (7)$$

Es wurde zu den Konstanten angemerkt, dass sich selbst für baugleiche Tragrollen sehr unterschiedliche Werte ergaben, wie in Tabelle 4 ersichtlich ist. Die Mittelwerte der Konstanten für die einzelnen Tragrollendurchmesser sind Tabelle 3 zu entnehmen.

Tabelle 4: Werte der drei Konstanten zu Gleichung (7) für die untersuchten Tragrollendurchmesser aus Messungen für einzelne Tragrollen (nach /38/)

d_R	89			133			159			219		
Rolle Nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
k'	0,348	0,398	0,246	0,057	0,255	0,307	0,729	0,582	1,795	0,523	0,932	0,870
k'_N	0,313	0,356	0,312	0,431	0,220	0,272	0,384	0,398	0,435	0,186	0,131	0,256
k'_V	0,340	0,362	0,335	0,277	0,325	0,276	0,281	0,380	0,185	0,456	0,489	0,438

Es gibt bisher keine Formel zur allgemeingültigen einfachen Berechnung des Tragrollenlaufwiderstandes. Die Ermittlung der Gleichungen aus Messwerten geschah entweder mit dem Bemühen um Allgemeingültigkeit aus der Mittelung u. U. sehr weit voneinander abweichender Messwerte für verschiedene Rollendurchmesser wie z.B. bei van Leyen, womit die Genauigkeit der Bestimmung gering ist. Oder die Berechnungsgleichungen liefern mit dem Bemühen um größtmögliche Genauigkeit lediglich auf eine ganz bestimmte Tragrollenkonstruktion zutreffende Werte wie z.B. bei Hettler. Hinzu kommt, dass sich selbst für baugleiche Tragrollen sehr unterschiedliche Konstanten ergeben, wie Greune festgestellt hat.

Selbst Barbey /36/, der einen systematischen Berechnungsansatz des Tragrollenlaufwiderstandes entwickelt hat, bei dem er die in den Tragrollen wirkenden Lagerwiderstände und Labyrinthwiderstände mit theoretischen Berechnungsansätzen beschrieb, konnte keine allgemeingültige Berechnung des Tragrollenlaufwiderstandes angeben. Barbey hat jedoch festgestellt, dass der Laufwiderstand im Wesentlichen durch die verwendete Fettsorte sowie die Fettmenge in den Labyrinth und Wälzlagern bestimmt ist. Des weiteren bemerkt er, dass der Temperatureinfluss auf die Höhe des Laufwiderstandes erheblich sein kann. Soll der Tragrollenlaufwiderstand mit hoher Genauigkeit ermittelt werden, ist nach wie vor eine Messung auf einem Prüfstand unerlässlich.

2.2.2 Walkwiderstand

Die infolge des Walkwiderstandes U'' an der Tragrolle wirkenden Kräfte sind idealisiert in Bild 2.4 dargestellt. Der mit der Geschwindigkeit v über die Tragrolle laufende Gurt ist beim Kontakt mit der Tragrolle einer Verformung unterworfen. Im Vergleich zum Ruhezustand, in dem der Berührungsbogen zwischen Gurt und Tragrolle symmetrisch zur vertikalen Achse verläuft, ist der Berührungsbogen entgegen der Förderrichtung verschoben. Wie in Bild 2.4 gezeigt, wirkt deshalb die Normalkraft F_{NR} nicht senkrecht auf die Tragrolle. Der horizontale Anteil der Normalkraft ist der Walkwiderstand U'' . Auf die Achse der Tragrolle wirkt die Reaktionskraft $\overline{U''}$ infolge des Walkwiderstandes und die Vertikalkomponente \overline{F}_V , die infolge der Gewichtskräfte von Fördergurt und Fördergut hervorgerufen wird.

Die Ursache des Eindrückrollwiderstandes U_E'' als wesentlicher Walkwiderstandsanteil ist die dämpfende Eigenschaft des Gummis, die eine verzögerte Rückformung des Fördergurtes nach der Eindrückung beim Lauf über die Tragrollen bewirkt (Bild 2.5). Die Energie zur Eindrückung des Gurtes durch die Rolle wird durch die Fläche unter dem aufsteigenden Teil der Hystereseschleife dargestellt. Sie kann bei der Entlastung des Gurtes nicht vollständig an die Rolle zurückgegeben werden. Nur der durch die Fläche unter dem absteigenden Teil der Hystereseschleife repräsentierte Anteil der Energie wird vom Gurt wieder abgegeben. Die Differenzfläche ist der Energieverlust, der sich im Eindrückrollwiderstand äußert. Erst nach dem Kontakt mit

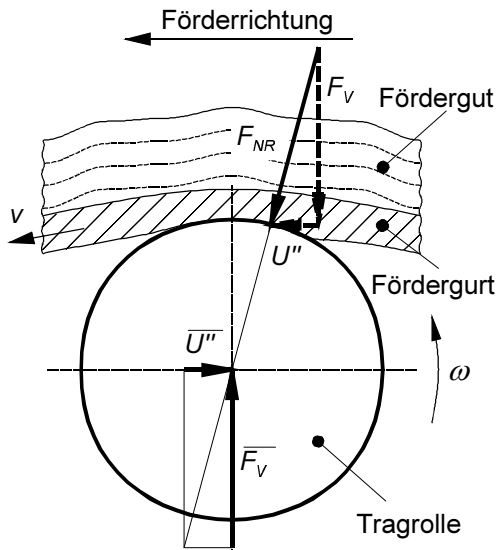


Bild 2.4: Idealisierung der Kräfte infolge Walkwiderstand nach /37/

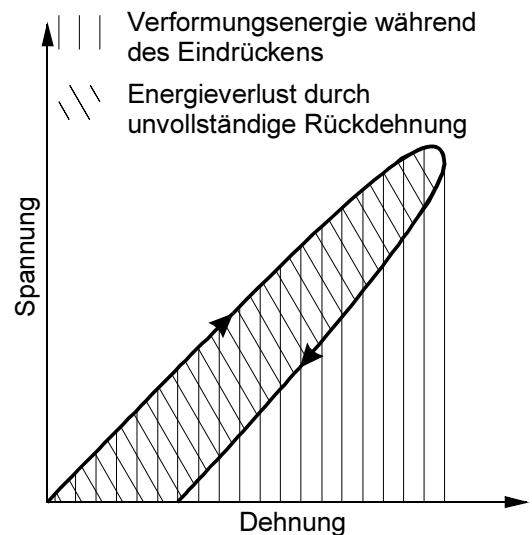


Bild 2.5: Spannungs-Dehnungs-Diagramm /40/

der Rolle entspannt sich der Gurt wieder vollständig.

Der Schwingbiegewiderstand U_B'' entsteht durch die verlustbehaftete Wechselbiegung des Gurtes in Längsrichtung beim Lauf über die Tragrollen und durch die Täler des durchhängenden Gurtes (Durchhang h), die in Bild 2.6 skizziert ist. Mit der Veränderung des Gurtprofils ist eine ebenfalls verlustbehaftete Wechselbiegung in Querrichtung verbunden. Im unteren Teil des Bildes 2.6 ist schematisch das Öffnen des Profils nach dem Passieren einer Tragrollenstation und das Schließen des Profils während der Annäherung und beim Durchlaufen der nächsten Tragrollenstation gezeigt.

Der dritte Anteil des Walkwiderstandes, der Fördergutwalkwiderstand U_W'' , entsteht beim Lauf über zwei Tragrollenstationen dadurch, dass das Fördergut in Längsrichtung betrachtet zwischen den Tragrollen im durchhängenden Gurt komprimiert wird, während es über den Tragrollen auseinander fließen kann. In Querrichtung gesehen kann es durch die Profilöffnung des Gurtes zwischen den Tragrollen auseinander fließen und wird in der durch die Tragrollen vorgegebenen Gurtmulde komprimiert.

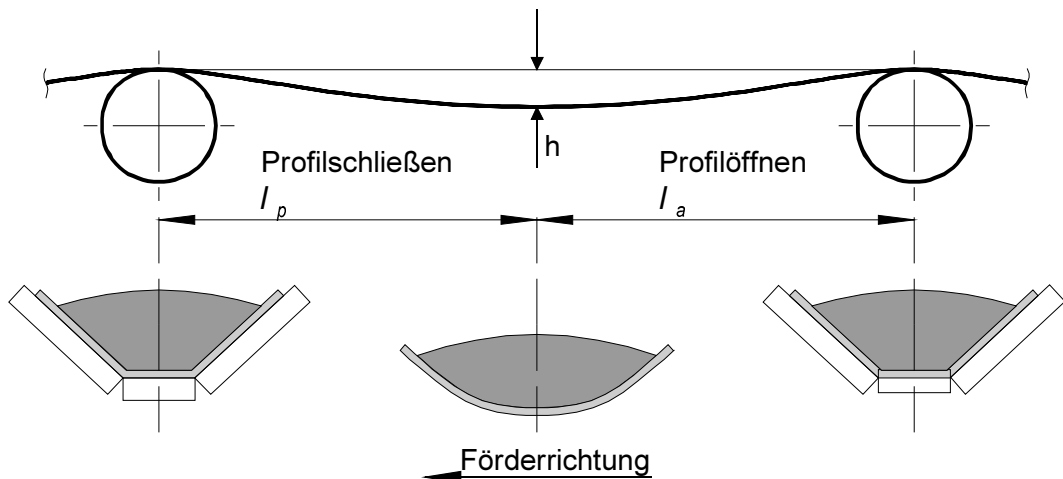


Bild 2.6: Schematische Darstellung der Biegevorgänge des Gurtes und der Veränderung des Füllquerschnittes über und zwischen den Tragrollen nach /38/

2.2.2.1 Eindrückrollwiderstand

Nach Lachmann /28/ ergab sich in guter Übereinstimmung mit den Versuchswerten der aus der Theorie gewonnene Ansatz:

$$U_E'' = 4 \Psi \sqrt{\frac{[(m_G' + m_L') g l]^3 (1 - \gamma_G^2)}{E_G \pi d_R l_M}} + k_{EV}'' v \quad (8)$$

Dabei ist Ψ eine Eindrückdämpfung, die im Versuch für einen Gurt vom Aufbau B 60 / 5 mit 2 mm starken Deckplatten auf Trag- und Laufseite bei normal beladenem Gurt zu $\Psi_o = 0,17$ und bei leerem Gurt zu $\Psi_U = 0,32$ gefunden wurde. Eine Verallgemeinerung dieser Werte hält Vierling bei üblicher Gummiqualität für die Deckplatten der Laufseite des Bandes für möglich. Die Querzahl γ_G weist bei niedrig beanspruchtem Gummi den Wert 0,475 auf. Der Elastizitätsmodul E_G des Gurtwerkstoffes betrug im Versuch 5,4 N/mm². Zu der Übertragung auf Gurte abweichender Einlagenzahl und Deckplattenstärke sollte der Elastizitätsmodul durch einen Druckversuch an einer Gurtprobe ermittelt werden. Die Konstante k_{EV}'' ergab sich aus den Versuchen zu 0,044.

Van Leyen /29/ bezweifelt den mit Gleichung (8) gemachten Ansatz, da er auf der Hertzschen Gleichung bei Anpressung einer Walze an eine Platte beruht, womit die Gültigkeit des Hoo-keschen Gesetzes vorausgesetzt wird. Die Eindrückdämpfung Ψ sei nicht von der Belastung unabhängig, und für γ_G und E_G müssten Durchschnittswerte eingesetzt werden. Bei van Leyen ergibt sich aus den Versuchen eine Unabhängigkeit des Eindrückrollwiderstandes von der Fördergeschwindigkeit. Der Ansatz für den Eindrückrollwiderstand eines beliebigen Förderers lautet nach van Leyen:

$$U_E'' = \frac{k_E''}{B^{(n_{EN}'' - 1)}} [(m_G' + m_L') g l]^{n_{EN}''} \quad (9)$$

Hierbei ist der Wert k_E'' jeweils für einen bestimmten Tragrollendurchmesser angegeben. Dieser Faktor ist kleiner für zunehmende Durchmesser der Tragrollen, er ist also vom Tragrollendurchmesser abhängig. Den Wert von n_{EN}'' hat van Leyen zu 1,4 bestimmt.

Schwarz /30/ setzt in seiner theoretischen Betrachtung des Eindrückrollwiderstandes mit den Hertzschen Gleichungen zur Berührung zweier gewölbter Oberflächen an. Hierbei berücksichtigt er unterschiedliche Elastizitätsmoduli der beiden in Kontakt stehenden Werkstoffe. Er überprüft seine zur Anwendung der Hertzschen Gleichungen getroffenen Voraussetzungen in Vorversuchen und kommt zu dem Schluss, dass die Voraussetzungen für die Paarung Tragrolle-Gurt nicht erfüllt sind. Nach Auswertung einer Messreihe kommt Schwarz zu dem Ergebnis, dass der Eindrückrollwiderstand vom Tragrollendurchmesser, von der Gurtgeschwindigkeit, von der Belastung auf die Tragrolle und von der Gurtspannung abhängig ist. Für einen bestimmten Gurtaufbau konnte außerdem eine Abhängigkeit von der Deckplattenstärke gemessen werden. Aus den gefundenen Abhängigkeiten erstellt Schwarz zunächst einzelne Ansätze als multiplikative Glieder der sich letztendlich ergebenden Gesamtformel zur Berechnung des Eindrückrollwiderstandes:

$$U_E'' = k_E'' \frac{v^{n_{EV}''} F_{NR}^{n_{EN}''} S_2^{n_{Ee}''}}{b_{GR}^{(n_{EN}'' - 1)} d_R^{n_{Ed}''} K^{n_{EK}''}} \quad (10)$$

Für einen Stahlseilgurt der Breite 2200 mm mit einer Nennfestigkeit von 2000 N/mm und 8 mm starken Deckplatten gibt Schwarz die aus den Diagrammen seiner Messungen ermittelten Zahlenwerte in folgender Gleichung an:

$$U_E'' = 0,584 \frac{F_{NR}^{1,34} v^{0,34}}{b_{GR}^{0,34} d_R^{1,02} K^{0,055}} \quad (11)$$

Diese Gleichung ist gültig für einen Geschwindigkeitsbereich von 2 bis 8 m/s, eine Vertikalbelastung von 1 bis 13 kN/m, einen Tragrollendurchmesser von 63 bis 300 mm und eine Gurtspannung von 1,5% bis 10% der Nennfestigkeit. Der Einfluss der Deckplattendicke ist nicht enthalten, da er für diesen Gurt nicht untersucht wurde.

Die Genauigkeit der Gleichung (10) untersucht Schwarz durch Vergleich der einzelnen gemessenen Werte mit den für die jeweiligen Versuchsbedingungen berechneten Werten. Als Ergebnis dieser Vergleiche wird eine Häufigkeitsverteilung des Auftretens von relativen Abweichungen in bestimmten Bereichen angegeben. Für den Gurt mit Stahlseileinlage, für den Gleichung (11) gilt, ergibt sich: 45% der Messwerte wichen um $\pm 5\%$ vom Rechenwert ab, 41% um $\pm 10\%$, 14% über $\pm 10\%$. Die Abweichungen über $\pm 10\%$ sind nach Schwarz jedoch fast ausnahmslos bei kleinen Tragrollenbelastungen bis 2,5 kN/m aufgetreten.

Die Ersparnis an Eindrückrollwiderstand bei Variation des Tragrollendurchmessers von 219,1 mm auf 244,5 mm gibt Schwarz für den Exponenten $n_{Ed}'' = 1,0$, der in etwa dem für den Stahlseilgurt entspricht, einen Wert von 10,5 % an. Allgemein bemerkt er dazu, dass die Einsparungen an Eindrückrollwiderstand umgekehrt proportional zu der Durchmessererhöhung sind. Genauer gesagt, ist der sich mit dem Durchmesser ändernde Widerstand proportional dem reziproken Durchmesserverhältnis und er müsste beim Übergang vom Durchmesser 219 mm auf 320 mm um etwa 31%, von 219 mm auf 400 mm um etwa 45% sinken, bezogen jeweils auf den Widerstand beim Durchmesser 219 mm. Für die genannten drei Durchmesser ist der Eindrückrollwiderstand in einer aktuellen Labormessung bestimmt worden.

Behrens /33/ gibt den Eindrückrollwiderstand nur für eine Geschwindigkeit von 5 m/s und einen Tragrollendurchmesser von 190 mm an. Er misst an einem stehenden Gurt der Breite 2200 mm und bewegtem Tragrollenstuhl für zwei verschiedene Muldungswinkel den Gesamtwalkwiderstand und extrapoliert daraus den Eindrückrollwiderstand, indem er das Durchhangverhältnis gegen Null gehen lässt. Im Falle eines Gurtes ohne Durchhang tritt der Walkwiderstand nur noch in Form des Eindrückrollwiderstandes auf. Behrens erhält einen vom Gewicht des Fördergurtes, des Fördergutes und vom Tragrollenabstand abhängigen Eindrückrollwiderstand, der nicht für eine einzelne Rolle, wie bei den vorher beschriebenen Ansätzen, sondern für einen festen Tragrollenstuhl mit einem bestimmten Muldungswinkel gilt. Es ergibt sich für einen Tragrollenstuhl mit 30° Muldungswinkel:

$$U_E'' = 1,013 \cdot 10^{-3} \left[(m_G' + m_L') g \right]^{1,3} l^{1,11} \quad (12)$$

und mit 45° Muldungswinkel:

$$U_E'' = 1,4055 \cdot 10^{-3} \left[(m_G' + m_L') g \right]^{1,3} l^{1,05} \quad (13)$$

Hettler /42/ findet nach theoretischen Betrachtungen und Auswertung seiner an einer Versuchsgurtt Förderanlage gemachten Messungen den Eindrückrollwiderstand zu:

$$U_E'' = 11,063 \cdot 10^{-3} \left[(m_G' + m_L') g l \right]^{1,3} \left(0,87 b_{GRS}^{-0,3} k_{EN1}''^{1,3} l_{MM}^{-0,3} k_{EN2}''^{1,3} \right) \quad (14)$$

Dabei ist b_{GRS} die Berührlinienlänge zwischen Gurt und Seitenträgrolle, l_{MM} die Mantellänge der Mittelträgrolle, k_{EN1}'' und k_{EN2}'' sind Belastungsfaktoren, die ein Verhältnis der Normalbelastung an einer Trägrolle zur Gesamtbelastung durch Gurt und Fördergut angeben. Die Untersuchungen Hettlers sind an einer gemuldeten Versuchsgurttörderanlage mit einer Gurtbreite von 800 mm durchgeführt worden. Der Muldungswinkel ließ sich zwischen 24° bis 36° einstellen. Eine nennenswerte Abhängigkeit des Eindrückrollwiderstandes vom Muldungswinkel hat Hettler im Gegensatz zu Behrens nicht festgestellt. An der Anlage wurde der Walkwiderstand gemessen, und anschließend rechnerisch in den Eindrückrollwiderstand und die übrigen Anteile aufgespalten.

Kehlert /43/ bestimmt ebenfalls die Bewegungswiderstände für den gemuldeten Gurt und erhält bei seinen Betrachtungen zum Eindrückrollwiderstand die Formel:

$$U_E'' = k_E'' \frac{\left[\left(q_{Fm} + \frac{q_{Fs}}{\cos \lambda} + q_G \right) / 10^3 \right]^{n_E''}}{b_{GR}^{(n_E''-1)}} \quad (15)$$

Hierbei ist der Faktor k_E'' von der Gurtgeschwindigkeit und der Gummiqualität abhängig. Mit q_{Fm} wird die Streckenlast des Fördergutes über der mittleren Trägrolle, mit q_{Fs} die Streckenlast des Fördergutes über den Seitenträgrollen, mit q_G die Streckenlast des Gurtes, mit b_{GR} die Berührlinienlänge zwischen Gurt und Trägrollen bezeichnet. Der Exponent n_E'' ist ein Exponent des Eindrückrollwiderstandes. Kehlert und Hettler berücksichtigen also die Lastverteilung über den Trägrollen zur Bestimmung des Eindrückrollwiderstandes.

Limberg /37/ stellt zur Berechnung des Eindrückrollwiderstandes mit dem in Gleichung (10) gemachten Ansatz folgende Gleichung auf:

$$U_E'' = 0,16 \frac{F_{NR}^{1,333} v^{0,27} s_2^{0,28}}{b_{GR}^{0,333} d_R^{0,8} k^{0,05}} \quad (16)$$

Diese Gleichung ist durch die Auswertung von Messungen entstanden, die an 19 Bandanlagen verschiedener Gurtbreiten von 800 bis 2200 mm und unterschiedlichsten Achsabständen und Nennmassenströmen durchgeführt wurden.

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass es sehr viele den Eindrückrollwiderstand beeinflussende Größen gibt, die in den Ansätzen zur näherungsweise Berechnung dieses Walkwiderstandsanteils enthalten sind. Sie werden von den einzelnen Verfassern mit jeweils unterschiedlichem Einfluss berücksichtigt. Dazu gehören die Belastung auf die Trägrollen, die Gurtgeschwindigkeit, die Deckplattendicke, die Berührlinienlänge, der Trägrollendurchmesser und die Gurtspannung. Physikalische Eigenschaften des Werkstoffes Gummi des Gurtes finden keine Berücksichtigung, somit genügt keiner dieser dargestellten Ansätze der allgemeingültigen Beschreibung des Eindrückrollwiderstandes.

Hintz /40/ hat an einer Vielzahl Gurtproben Untersuchungen zum Eindrückrollwiderstand durchgeführt. Neben den konstruktiven Einflüssen, wie Trägrollendurchmesser und Normalkraftbelastung, hat er den erheblichen Einfluss des Gurtaufbaus und der chemischen Zusammensetzung der laufseitigen Deckplatte auf den Eindrückrollwiderstand nachgewiesen. Statt zu Versuchen einen allgemeingültigen Berechnungsansatz anzugeben, zeigt er erstmals die Notwendigkeit einer Labormessung zur Bestimmung des Eindrückrollwiderstandes einer Gurtprobe auf. Hierbei sollen die Versuchsparameter, wie Gurtaufbau, Normalkraftbelastung, Trägrollendurchmesser etc., bei der Durchführung der Labormessung möglichst mit den späteren Betriebsbedingungen übereinstimmen. Dem Temperatureinfluss kommt nach seinen

Ausführungen eine besondere Bedeutung zu, denn mit sinkender Gurttemperatur steigt der Eindrückrollwiderstand je nach der chemischen Zusammensetzung der laufseitigen Deckplatte erheblich an, was bei der Auslegung von Gurtförderanlagen zu beachten ist.

Für den Fall, dass Messergebnisse zum Eindrückrollwiderstand mit abweichenden Versuchsparametern vorliegen, gibt Hintz eine Gleichung zur Umrechnung des gemessenen Eindrückrollwiderstandes auf die im Anwendungsfall vorliegenden Betriebsparameter an.

$$U_E^{//*} (t_G, d_R, F_N', v) = U_{E,ref}^{//*} (t_G) \left(\frac{d_R}{d_{R,ref}} \right)^{-\frac{2}{3}} \left(\frac{F_N'}{F_{N,ref}} \right)^{n_N} \left(\frac{v}{v_{ref}} \right)^{n_v} \quad (17)$$

Die durch "ref" gekennzeichneten Referenzparameter

Tragrollendurchmesser	$d_{R,ref}$	=	133 mm,
auf die Gurtbreite bezogene Vertikalbelastung	$F_{N,ref}$	=	5 kN/m,
und die Gurtgeschwindigkeit	v_{ref}	=	4 m / s

gelten für eine Standardmessung des Eindrückrollwiderstandes, der auf dem von ihm entwickelten Labor-Prüfstand gemessen werden kann. Lediglich der Einfluss der Temperatur muss bei diesem Ansatz für einen großen Bereich mit den Referenzparametern messtechnisch ermittelt werden. Die Umrechnung erfolgt dann mit der obigen Gleichung.

Zu beachten ist aber, dass der nach Hintz gemessene Eindrückrollwiderstand nur den ebenen Gurtverlauf über die Tragrolle bei gleichmäßiger Streckenlast auf der Tragrolle berücksichtigt. Andere Einflüsse, wie z.B. die Muldung des Gurtes auf diesen Walkwiderstandsanteil, können nicht erfasst werden. Dennoch bietet dieses Verfahren eine wirtschaftliche Möglichkeit, den Eindrückrollwiderstand eines Gurtes unter Betriebsparametern für den Einsatzfall vorherzubestimmen, um damit den maßgeblichen Anteil am Hauptwiderstand zur Auslegung von Gurtförderanlagen zu erfassen.

2.2.2.2 Schwingbiegewiderstand

Nach Lachmann /28/ wurde der Schwingbiegewiderstand theoretisch ermittelt und es ergab sich eine gute Übereinstimmung mit den Versuchswerten:

$$U_B^{//} = 0,267 \Psi' \frac{h}{l} (m_G' g l) + k_{Bv}^{//} v \quad (18)$$

Dabei ist Ψ' ein Biegedämpfungsfaktor, der aus den Versuchen zu 0,32 bestimmt wurde. Zur Erzielung eines kleinen Schwingbiegewiderstandes und kleiner Biegeradien des Gurtes um die Tragrollen sind nach Vierling Werte für h/l von 1,0% bis 1,5% empfehlenswert. Der Faktor $k_{Bv}^{//}$ kann nach den Versuchen zu 0,177 angenommen werden.

Nach van Leyen /29/ sinkt der Schwingbiegewiderstand mit steigender Gurtspannung ab und geht asymptotisch gegen Null. Zu großem Gurtdurchhang hin steigt er stark an. Der Geschwindigkeitseinfluss wird bei van Leyen vernachlässigt, so dass sich die Gleichung:

$$U_B^{//} = \Psi' \frac{h}{l} [(m_G' + m_L') g l] \quad (19)$$

ergibt. Der Biegedämpfungsfaktor Ψ' beträgt 0,085. Van Leyen berücksichtigt im Unterschied zu Lachmann für den Schwingbiegewiderstand das Gewicht von Gurt und Fördergut. Ein annähernd linearer Zusammenhang zwischen dem Schwingbiegewiderstand und dem Durchhangverhältnis $\frac{h}{l}$ besteht nur bis zu einem Durchhangverhältnis von etwa 1%.

Behrens /33/ ermittelt den Schwingbiegewiderstand durch Messung des Walkwiderstandes mit Wasser als Beladung. Ohne Beladung war aufgrund des Versuchsaufbaus keine Messung der Bewegungswiderstände mehr möglich. Die Idee dabei ist, dass Wasser als Fördergut mit zu vernachlässigender innerer Reibung keinen Fördergutwalkwiderstand verursacht. Der Eindrückrollwiderstand wird aus der Messung wieder durch Extrapolation bestimmt (siehe Abschnitt zum Eindrückrollwiderstand). Er ist gleich dem des Fördergutes Kies. Der Schwingbiegewiderstand ergibt sich dann durch Subtraktion des Eindrückrollwiderstandes vom gemessenen Walkwiderstand. Diese Messungen wurden nur bei zwei verschiedenen Beladezuständen und nur an der Mittelrolle vorgenommen. Daher konnten lediglich angenäherte Werte des Schwingbiegewiderstandes angegeben werden. Für einen Tragrollenstuhl mit 30° Muldungswinkel ergibt sich:

$$U_B'' = 5,415 \cdot 10^{-6} F_T^{-0,28} [(m_G' + m_L') g]^{2,13} l \quad (20)$$

und für einen Muldungswinkel von 45°:

$$U_B'' = 7,862 \cdot 10^{-6} F_T^{-0,96} [(m_G' + m_L') g]^{2,24} l \quad (21)$$

Der Schwingbiegewiderstand wird von Hettler /42/ bei Leerlauf des Gurtes gemessen. Er kann bei Gurtdurchhangverhältnissen von 0,1% bis 0,5% vernachlässigt werden. Für diese Fälle kann der Walkwiderstand gleich dem Eindrückrollwiderstand gesetzt werden. Für größere Gurtdurchhangverhältnisse erhält er die Gleichung:

$$U_B'' = 2,493 k_B'' F_T^{-0,8} [(m_G' g l) g]^{1,4} \quad (22)$$

Dabei ergeben sich nach Hettler für den Faktor k_B'' Werte im Bereich 0,1 bis 0,2. Greune /38/ erhält aus Untersuchungsergebnissen den Ansatz

$$U_B'' = k_B'' \frac{l^{n_{BI}''} d_R^{n_{Bd}''} v^{n_{Bv}''} + k_{BG}''}{(F_T \cdot 10^{-3})^{n_{BT}''}} \quad (23)$$

zur Bestimmung des Schwingbiegewiderstandes. Der belastungsunabhängige Anteil am Schwingbiegewiderstand ergab sich für einen Stahlseilgurt St 1250 zu $k_{BG}'' = 390 / k_B''$. Die die jeweilige Abhängigkeit kennzeichnenden Exponenten wurden für den Stahlseilgurt zu folgenden Werten ermittelt: $n_{BI}'' = 1,74$, $n_{Bd}'' = -0,950$, $n_{Bv}'' = 0,077$, $n_{BT}'' = 1,21$.

Bei der Betrachtung der zur Berechnung des Schwingbiegewiderstands gefundenen Gleichungen fällt auf, dass übereinstimmend eine große Abhängigkeit des Schwingbiegewiderstandes vom Tragrollenabstand und von der Gurtzugkraft festgestellt wurde, wobei ein größerer Tragrollenabstand zu einem Anwachsen, eine größere Gurtzugkraft zu einer Verringerung des Schwingbiegewiderstandes führt. Der Einfluss der Geschwindigkeit wird als gering bewertet oder vernachlässigt. Greune stellt eine starke Abhängigkeit vom Tragrollendurchmesser fest. Danach verringert sich der Schwingbiegewiderstand mit steigendem Tragrollendurchmesser.

2.2.2.3 Fördergutwalkwiderstand

Nach Lachmann /28/ wird der Fördergutwalkwiderstand rechnerisch mit dem gleichen Ansatz wie der Schwingbiegewiderstand des Gurtes ermittelt:

$$U_L'' = 0,267 \Psi^\# \frac{h}{l} (m_L' g l) + k_{LV}'' v \quad (24)$$

Der Dämpfungsfaktor $\Psi^\#$ wurde im Versuch ermittelt und gilt nur für das im Versuch verwendete Fördergut. Für andere Fördergüter kann, solange keine Versuchsergebnisse vorliegen, eine überschlägige Umrechnung im Verhältnis der Böschungswinkel der Fördergüter vorgenommen werden. Der Umrechnungsfaktor beträgt dann $\tan(\beta') / \tan(\beta)$, wobei β der Böschungswinkel des Versuchsgutes, β' der Böschungswinkel des zu berechnenden Fördergutes ist. Die Konstante k_{LV}'' ist gleich 0,177.

Auch van Leyen /29/ kommt zur Berechnung des Fördergutwalkwiderstandes auf den gleichen Ansatz wie zur Berechnung des Schwingbiegewiderstandes:

$$U_L'' = \Psi^\# \frac{h}{l} [(m_G' + m_L') g l] \quad (25)$$

Eine genaue Größe für $\Psi^\#$ konnte van Leyen wegen einer starken Streuung der Messwerte nicht angeben. Aus dem gleichen Grund war ein Geschwindigkeitseinfluss nicht festzulegen. Nach Behrens /33/ ergibt sich der Fördergutwalkwiderstand aus dem gemessenen Walkwiderstand abzüglich des extrapolierten Eindrückrollwiderstandes und des mit der Förderlast Wasser bestimmten Schwingbiegewiderstandes. Für einen Tragrollenstuhl mit einem Muldungswinkel von 30° folgt daraus:

$$U_L'' = 33,685 \cdot 10^{-6} T^{-0,74} (m_L' g)^{2,02} l \quad (26)$$

und für einen Muldungswinkel von 45°:

$$U_L'' = 1,5888 \cdot 10^{-3} T^{-0,70} (m_L' g)^{1,62} l \quad (27)$$

Der Schwingbiege- und Fördergutwalkwiderstand wird von Hettler /42/ in einer gemeinsamen Gleichung dargestellt:

$$U_B'' + U_L'' = 1,321 T^{-0,8} [(m_G' + m_L') g l]^{1,4} \quad (28)$$

Diese Gleichung gilt nach Hettler für Gurtdurchhangverhältnisse bis zu 2%.

Auch Limberg /37/ wählt einen Ansatz zur gemeinsamen Bestimmung des Schwingbiege- und des Fördergutwalkwiderstandes:

$$U_B'' + U_L'' = k_{BL}'' [(m_G' + m_L') g l]^2 T^{-1} \quad (29)$$

Es ergab sich ein unterschiedlicher Wert für die Konstante k_{BL}'' für die verschiedenen untersuchten Gurtförderanlagen. Er lag im Bereich von 0,18 bis 0,49. Zusammenfassend läßt sich feststellen, dass der Fördergutwalkwiderstand von der Belastung auf den Tragrollen, dem Tragrollenabstand und von der Gurtzugkraft abhängig ist. Mit zunehmender Belastung steigt der Fördergutwalkwiderstand stark an, während er mit zunehmender Gurtzugkraft abfällt.

2.2.3 Sturzwiderstand

Der Sturzwiderstand F_{RSt} ist ein Sonderwiderstand, der bei Gurtförderanlagen von Tragrollen, die unter einem Winkel ε schräg zur Gurtlaufrichtung laufen, verursacht wird. Eine Schräg- oder Sturzstellung von Tragrollen wird gezielt zur Gurtführung an gemuldeten Gurtförderanlagen eingesetzt, oder sie tritt unerwünscht z.B. bei Anlagen mit freihängenden Girlanden infolge des Auslenkens auf.

Die Größe des Sturzwiderstandes hängt von den Reibungsverhältnissen zwischen der entsprechenden Deckplatte des Fördergurtes und der Tragrolle ab. Je nach Bewegungsverhältnissen liegen zwischen Gurt und Rolle Haft- und Gleitbereiche vor, die die Größe des Sturzwiderstandes maßgeblich beeinflussen. Nach theoretischen Ansätzen kann er mit Hilfe des Reibungsbeiwertes μ_{RSt} als die in Laufrichtung wirkende Komponente der in Rollenachsrichtung zeigenden Reibkraft zwischen Gurt und Tragrolle beschrieben werden und wird somit direkt von der Größe der zugehörigen Normalkraft F_{NR} auf die Tragrolle bestimmt. Der Reibungsbeiwert ist aber nach /26/ nicht, wie häufig angenommen wird, konstant, vielmehr hängt er unterproportional vom Sturzwinkel ab. Die Erhöhung der Normalkraft führt zu einer Verringerung, während die Deckplattendicke und der Tragrollendurchmesser zu einer Erhöhung des Reibungsbeiwertes μ_{RSt} führen. Nach Grimmer hängt der Sturzwiderstand nicht von Gurtzugspannung und von Gurtgeschwindigkeit ab.

Nach Vierling /21/ ergibt sich der Sturzwiderstand, wie er in Bild 2.7 links für eine einzelne Tragrolle dargestellt ist, zu:

$$F_{RSt} = F_R \sin \varepsilon = \mu F_{NR} \sin \varepsilon \quad . \quad (30)$$

In Bild 2.7 links ist der Fall eines ebenen, über eine schiefgestellte Tragrolle laufenden Fördergurtes dargestellt. Rechts sind die Kräfte an auf Sturz stehenden Seitentragrollen einer Tragrollenstation dargestellt. Die Reibkräfte F_{Rl} und F_{Rr} weisen nach innen. Sie werden durch die normal zu den Seitenrollen wirkenden Komponenten der Gewichtskraft von Fördergurt und Fördergut F_{NRl} und F_{NRr} hervorgerufen und stabilisieren den Lauf des Gurtes über die Tragrollen. Bei einer Tragrollengirlandenstation stellen sich die Seitentragrollen infolge des Auslenkens der Girlande genau in umgekehrter Richtung ein. Das hat zur Folge, dass die Reibkräfte nach außen weisen. Der Geradeauslauf des Fördergurtes in der Mulde wird destabilisiert.

Auch Grimmer /26/ kommt trotz eines abweichenden Ansatzes, in dem er zunächst alle Bewegungswiderstände an der Tragrolle in seine Betrachtung einbezieht, zu Gleichung (30). Dabei trifft er lediglich die Einschränkung, dass der Sturzwinkel ε kleiner als 4° bleiben muß. Behrens /33/ hat in einer Messung zum Sturzwiderstand den Reibungsbeiwert μ_3 bestimmt. Aus den Vertikalkraftmessungen war die Normalkraft auf die Seitenrolle bekannt. Am zur Messung benutzten festen Tragrollenstuhl konnte ein definierter Sturzwinkel eingestellt werden. Der Messung zufolge stieg bei einem Sturzwinkel von 2° der Horizontalwiderstand bei einer Normalkraft auf die Rolle von 3,434 kN um 14,7 N an. Damit läßt sich aus Gleichung (30) ein Reibwert von $\mu_3 = 0,123$ errechnen.

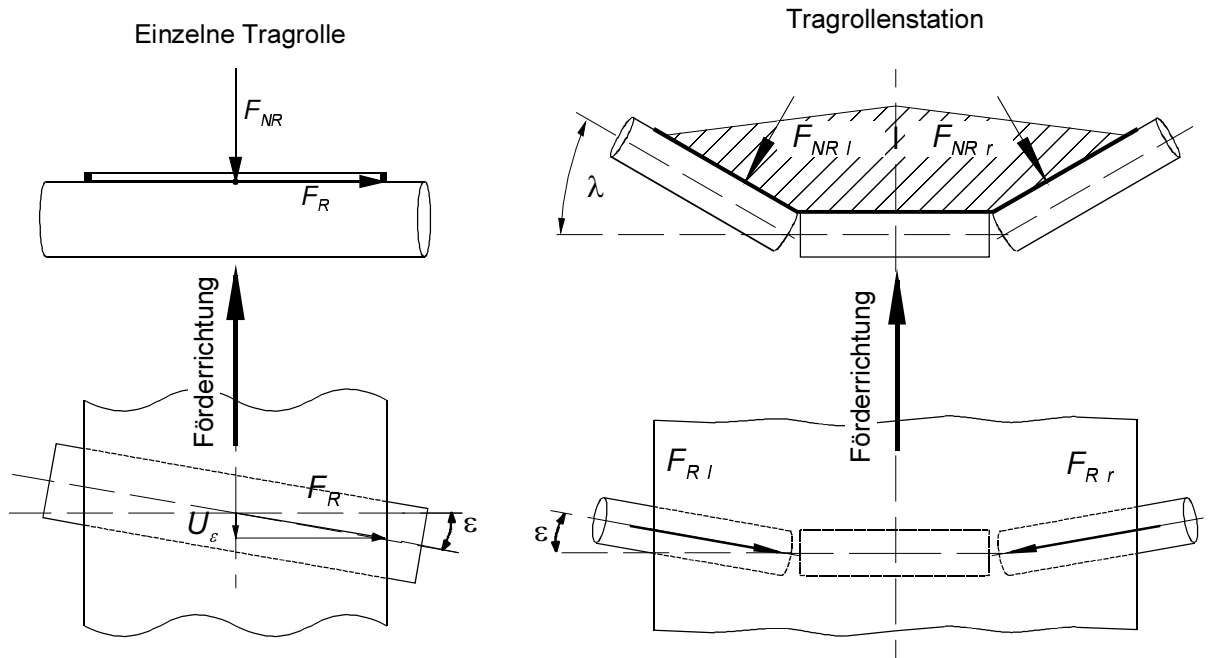


Bild 2.7: Kräfte an auf Sturz stehenden Tragrollen nach /21/

Einflüsse, die den Gurt aus seiner mittigen Lage in der Mulde herauslenken, werden von einer Tragrollengirlande unterstützt. Beispielsweise sei ein Einfluss vorhanden, der den Gurt auf die rechte Seite wandern lässt. Das Gewicht des Gurtes wandert ebenfalls auf die rechte Seite. Damit nimmt die Normalkraft auf die rechte Seitentragrolle zu, die Normalkraft auf die linke Seitentragrolle ab. Daraus folgt eine Vergrößerung der Reibkraft auf der rechten Seite, während die Reibkraft auf der linken Seite abnimmt. Da die Reibkräfte durch die Auslenkung der Girlande in Förderrichtung nach außen gerichtet sind, wird die Tendenz zum Auswandern des Gurtes nach rechts unterstützt. In Bild 2.8 ist ein Gurt zu sehen, der in der Girlande nach rechts verschoben ist. Das Fördergut bleibt hier aber augenscheinlich in der Gurtmulde zentriert.



Bild 2.8: Asymmetrisch in den Tragrollengirlanden laufender Fördergurt

2.3 Erweiterter pauschaler Berechnungsansatz

Wie die vorhergehenden Ausführungen aufgezeigt haben, ergeben sich aus dem Pauschalverfahren und aus dem Einzelwiderstandsverfahren keine zufriedenstellenden Berechnungsansätze zur Bestimmung des Bewegungswiderstandes von Gurtförderanlagen. Ist bei dem Pauschalverfahren nach DIN22101 /50/ von 1982 die Bestimmung des f-Wertes mit einer sehr großen Unsicherheit behaftet, so liefert auch die allgemeine Bestimmung der Einzelwiderstände auf Grund der Vielzahl an Einflussfaktoren keine zufriedenstellende allgemeingültige Berechnungsgrundlage des Bewegungswiderstandes. Die in Kapitel /2.2/ zusammengestellten, auf Potenzfunktionen zur Ermittlung der Widerstandsanteile beruhenden Berechnungsansätze können für die Auslegung einer Gurtförderanlage im Allgemeinen keine Verwendung finden, da sie nicht auf physikalischen Zusammenhängen beruhen /7/.

In den letzten Jahren wurde mit Hilfe von versuchstechnischen Einrichtungen die Wirkungsweise des Laufwiderstandes von Tragrollen sowie die des Eindrückrollwiderstandes beim Lauf des Gurtes über die Tragrollen intensiv untersucht und analysiert /36/, /38/, /40/. Basierend auf diesen Untersuchungen sind Tragrollen mit sehr niedrigen Laufwiderständen entwickelt worden. Des weiteren sind auf der Basis der Untersuchungen die laufseitigen Deckplattenqualitäten sowie die Gummiwerkstoffe von Fördergurten hinsichtlich des Bewegungswiderstandes optimiert worden. Trotz dieser beträchtlichen Entwicklungsfortschritte im Bereich der Gurtfördertechnik ist es bislang nicht möglich, die Einzelwiderstände, insbesondere den Eindrückrollwiderstand, der den größten Anteil am Gesamtbewegungswiderstand aufweist, zu berechnen. Aus diesem Grund wird in dem Normentwurf DIN22101 (August 2000) ein Verfahren zur genaueren Bestimmung des fiktiven Reibungsbeiwertes angegeben. Unter Berücksichtigung der Erkenntnis nach Behrens /33/, dass der Eindrückrollwiderstand und der Tragrollenlaufwiderstand bei langen horizontalgeführten Anlagen mit kleinen relativen Gurtdurchhängen < 1 % rund 60 bis 70 % des Gesamtbewegungswiderstandes im Obertrum ausmachen können, wird zur besseren Abschätzung des f-Wertes die Messungen dieser beiden Widerstandsanteile empfohlen /51/.

Für den Fall, dass sich die beiden Widerstandsanteile messtechnisch ermitteln lassen, lässt sich nach /7/ die an den Tragrollenstationen im Obertrum bzw. im Untertrum wirkende Horizontalkraft mit Hilfe der Abschätzung

$$F_{HO / HU} = \frac{1}{q_{O / U}} (F_{RO / RU} + F_{EO / EU}) \quad (31)$$

bestimmen. Der Zahlenwert $q_{O / U}$ gibt den Anteil des Tragrollenlaufwiderstandes (Index R) und des Eindrückrollwiderstandes (Index E) am Gesamtbewegungswiderstand der Tragrollenstation an. Je nach Beladungsart, Gurtvorspannkraft etc. sind Werte zwischen 0,5 und 0,85 für das beladene Obertrum und 0,9 für das unbeladene Untertrum angegeben. Der gesamte Hauptwiderstand ergibt sich aus der Summe der ermittelten Hauptwiderstandsanteile der einzelnen Tragrollenstationen.

Diese Vorgehensweise ermöglicht in der heutigen Zeit die bestmögliche Bestimmung des Hauptwiderstandes und damit dem wesentlichen Anteil am gesamten Bewegungswiderstand einer Gurtförderanlage. Alle weiteren Bewegungswiderstandsanteile können nach den bekannten Methoden ermittelt werden.

3 Theoretische Betrachtungen zur Geometrie der Tragrollenstationen

Tragrollenstationen von Gurtförderanlagen werden entweder mit Tragrollenstühlen, d. h. mit fest eingelegten Tragrollen, oder mit Tragrollengirlanden, d. h. gelenkigen Tragrollenanordnungen, mit je zwei, drei oder mehr Tragrollen pro Station ausgeführt. Während die Füllquerschnittsgeometrie bei Tragrollenstühlen mit gegebenen Abmessungen durch die Muldungswinkel und ggf. durch auf Sturz gestellte Tragrollen vorgegeben ist, ist sie bei Girlanden-anordnungen von der Beladung, der Fördergeschwindigkeit und anderen Faktoren abhängig. So ist bei der Auslegung von Gurtförderanlagen zu beachten, dass für Tragrollengirlanden die Tragrollenbelastungen und damit die Wälzlagerbelastungen von der sich einstellenden Füllquerschnittsgeometrie abhängen.

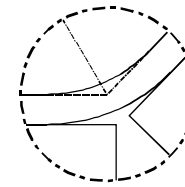
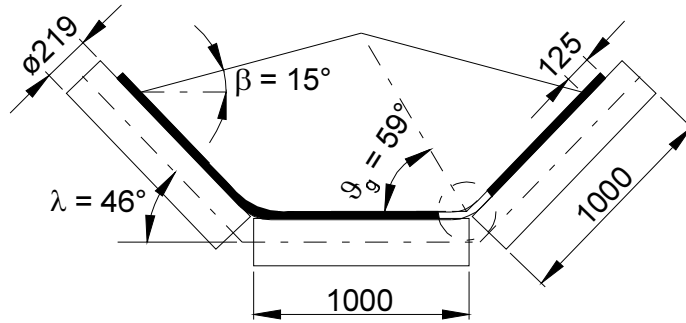
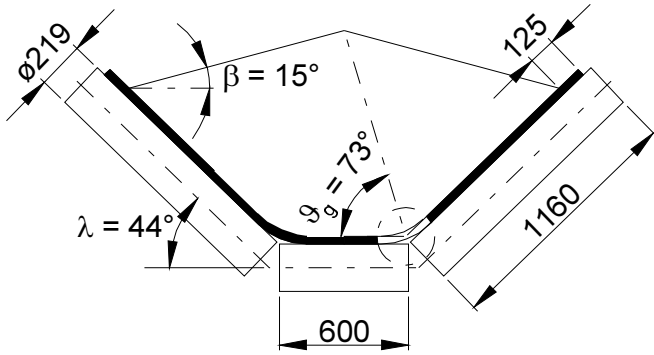
In dieser Arbeit werden Tragrollenanordnungen mit zwei unterschiedlichen Paarungen von Tragrollenmantellängen für eine Gurtförderanlage mit einem 2800 mm breiten Fördergurt untersucht. In Bild 3.1 sind je eine Ausführungsform einer Tragrollenanordnung mit Mantellängen 1160 mm/600 mm/1160 mm und 3 x 1000 mm im Vergleich zu einer Auswahl bisher untersuchter Füllquerschnittsgeometrien maßstäblich dargestellt. Die erste Girlandenbauform mit der kurzen 600 mm Mitteltragrolle entspricht der Standardgirlandenausführung der betrachteten B2800 Gurtförderanlagen im rheinischen Braunkohlentagebau. Bei rund 100 km installierter Anlagenlänge im Tagebau Hambach ergeben sich rund 67 000 Girlanden. Beide oben genannten Tragrollenanordnungen weisen bei einem Muldungswinkel von rund 44° nur eine unwesentliche Differenz im Füllquerschnitt auf.

Während Limberg /37/ an im praktischen Einsatz befindlichen Gurtförderanlagen Messungen durchgeführt hat, führten Behrens /33/, Grabner /39/ und Hettler /42/ ihre Untersuchungen an Versuchsanlagen durch. Die graphische Darstellung der untersuchten Füllquerschnittsgeometrien verdeutlicht die erheblichen Größenunterschiede der untersuchten Tragrollenanordnungen. Es wird hierdurch sehr anschaulich, dass sich die an kleinen Anlagen gewonnenen Ergebnisse zu den sich an den Tragrollen einstellenden Kräften aus Auflast und Bewegungswiderstand nicht direkt auf Tragrollenanordnungen mit erheblich größeren Abmessungen projizieren lassen. Selbst die Berücksichtigung der Modellgesetze ermöglichen keine Übertragung der Untersuchungsergebnisse von einer kleineren Gurtförderanlage auf eine größere, da die Vielzahl an Parametern, wie z.B. Abmessungen, Gurtgeschwindigkeit etc., die Kräfte auf die Tragrollen sehr unterschiedlich beeinflusst.

Im Folgenden ist ein Berechnungsmodell zur Bestimmung der Girlandengeometrie und damit der Füllquerschnittsgeometrie sowie der Reaktionskräfte aus Fördergurt- und Fördergutgewicht auf die Tragrollen an Girlanden und Tragrollenstühlen hergeleitet. Nachfolgend werden die mit Hilfe dieses Modell berechneten Reaktionskräfte für je eine der beiden oberen Girlandenformen aus Bild 3.1 für die Belastungsfälle ohne Fördergurt- und mit Fördergurtgewicht sowie mit Fördergurt- und Fördergutgewicht tabellarisch angegeben.

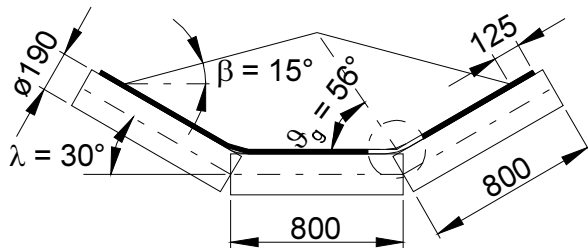
Bild 3.1: Vergleich von Mündungsgeometrien

B = 2800 mm

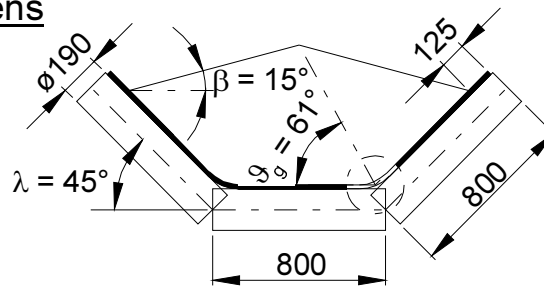


B = 2200 mm

Behrens



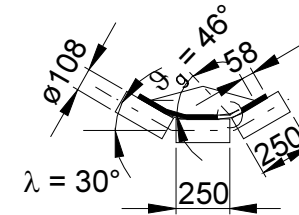
vorgesetzte Mitteltragrolle



vorgesetzte Mitteltragrolle

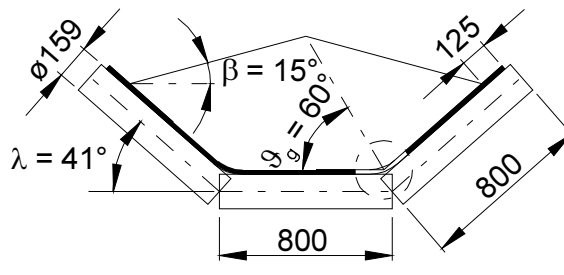
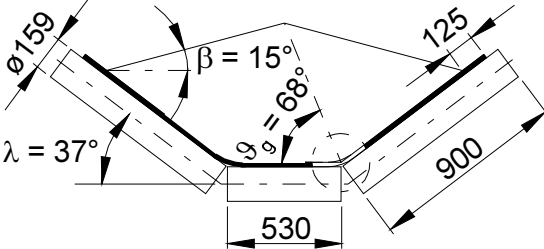
B = 650 mm

Grabner



B = 2200 mm

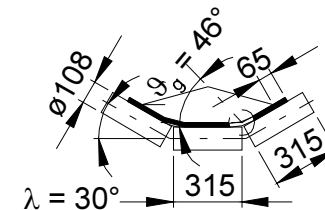
Limberg



vorgesetzte Mitteltragrolle

B = 800 mm

Hettler



3.1 Entwurf eines Rechenmodells für dreiteilige Girlanden

Eine dreiteilige Tragrollengirlande gemäß Bild 3.2 besteht aus insgesamt 9 Elementen, die gelenkig miteinander verbunden sind. Die Elemente einschließlich der Mitteltragrolle und der Seitentragrollen, die Verbindungslaschen sowie die Aufhängungselemente werden im folgenden als Kettenglieder bezeichnet. Diese sind über Bolzenverbindungen miteinander verbunden und somit um den Drehfreiheitsgrad der Bolzenachse zueinander gelenkig drehbar. Die Aufhängungselemente hingegen sind zum Bandträgergestüt mit einer Drehgelenkverbindung mit drei Drehfreiheitsgraden verbunden. Mit dem im nachstehend beschriebenen Modell ist eine asymmetrische Geometrie der Girlande, die sich unter der Belastung durch Fördergurt und Fördergut einstellt, berechenbar. Die Auswirkungen von Abweichungen der Aufhängepunkte vom Nennmaß können berechnet werden. Es können unterschiedliche Achslängen der Tragrollen eingesetzt und Auflasten resultierend aus dem Gewicht des Gurtes allein oder dem Gewicht des Gurtes und des Fördergutes zusammen berücksichtigt werden. Sonderfälle, wie der Einsatz von Tragrollen unterschiedlicher Durchmesser in der Girlande oder Sonderkonstruktionen der Mitteltragrolle, sind im Modell nicht berücksichtigt worden.

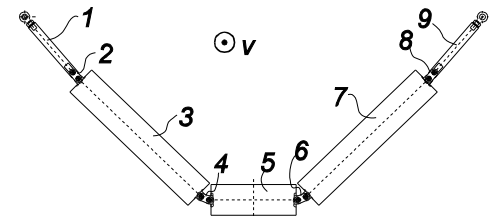


Bild 3.2: Freihängende Girlande mit neun Kettengliedern

In Bild 3.3 ist die freigeschnittene Girlande als 9-gliedrige Kette dargestellt. Die neun Elemente der Kette sind, wie schon beschrieben, in positiver Drehrichtung um die X-Achse aufsteigend durchnummeriert. Die zehn Gelenke sind in gleicher Weise nummeriert, beginnend beim Aufhängepunkt an Element 1 mit dem Gelenk 0 und endend am Aufhängepunkt des Elementes 9 mit dem Gelenk 9. An den Punkten 0 und 9 ist die Girlande am Bandträgergestüt oder im Messgerüst gelagert. Am Aufhängepunkt des Elementes 1 greift die Kraft \vec{F}_{11} und am Aufhängepunkt des Elementes 9 die Kraft \vec{F}_{92} an. Momente werden unter der getroffenen Annahme der Reibungsfreiheit in diesen Lagerungen nicht übertragen, also sind die entsprechenden Momente $\vec{M}_{11} = 0$ und $\vec{M}_{92} = 0$. Die einzelnen Kettenglieder sind mit ihrem Eigengewicht $m_i g$ belastet. Die Kettenglieder, welche die Tragrollen nachbilden, erfahren Kräfte und Momente durch die Auflast. Diese Auflast ist hier durch die Kräfte \vec{F}_{iP} und die Momente \vec{M}_{iP} mit $i = 3,5,7$ ersetzt. Das Koordinatensystem ist lokal für diese Tragrollengirlande definiert. Der Ursprung des Koordinatensystems liegt im Schnittpunkt der die Bandachse enthaltenden

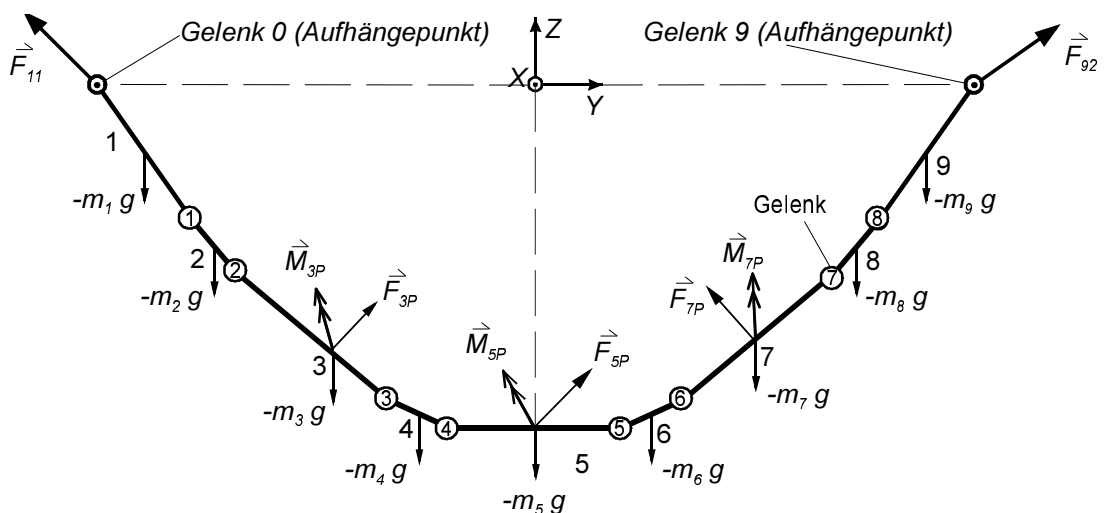


Bild 3.3: Freigeschnittene Girlande als 9-gliedrige Kette

senkrechten Ebene mit der Verbindungslinie der beiden Aufhängepunkte in Sollposition. Die X-Achse zeigt in die Laufrichtung der Gurtförderanlage. Die Z-Achse weist in vertikaler Richtung nach oben. Aus der Forderung nach einem Rechtshandsystem resultiert dann die Richtung der Y-Achse.

Für die Beschreibung der Kräfte- und Momentensummen an den einzelnen Kettengliedern ergeben sich die folgenden zwei Freikörperbilder. In Bild 3.4 ist das Freikörperbild für alle Verbindungskettenglieder dargestellt. Das sind die Kettenglieder, die außer durch die Randreaktionsgrößen nur durch ihr Eigengewicht belastet werden. An den Endpunkten greifen die Randreaktionsgrößen \vec{F}_{i1} , \vec{M}_{i1} und \vec{F}_{i2} , \vec{M}_{i2} , und an der durch die Gliedlänge l_{Si} gekennzeichneten Stelle greift die Gewichtskraft $m \vec{g}$ an. Die Vektoren \vec{r}_{i1} , \vec{r}_{iP2} und \vec{r}_{i2} beschreiben die Lage der Angriffspunkte im Raum, bezogen auf das ortsfeste Koordinatensystem. Das \vec{r} -Koordinatensystem ist das Kettenglied-Koordinatensystem, welches zum ortsfesten Koordinatensystem verdreht ist und dessen y-Achse in Richtung der Achse des Kettengliedes vom Angriffspunkt 1 zum Angriffspunkt 2 zeigt.

Das Freikörperbild für die Kettenglieder 3,5 und 7, welche die Tragrollen darstellen, ist in Bild 3.5 dargestellt. Es weicht von dem für die vorher beschriebenen Kettengliedern nur durch die angreifende Auflast durch den Fördergurt und das Fördergut, hier idealisiert in Form der Kräfte \vec{F}_{iP1} bis \vec{F}_{iP3} , ab. Die Vektoren \vec{r}_{iP1} bis \vec{r}_{iP3} beschreiben die Angriffspunkte der Belastung infolge der Auflast. Die Angriffspunkte befinden sich auf der Tragrollenachse, wie in Bild 3.5 zu sehen ist, jeweils mit einem Abstand von $1/4 l_i$ zueinander. Des Weiteren greift an der Achse des Kettengliedes das Moment \vec{M}_{iR} infolge des Tragrollenlaufwiderstandes an.

Im Folgenden soll nun die Vorgehensweise bei der Berechnung der freihängenden Girlande erläutert werden. Begonnen wird mit der Berechnung der Kräfte- und Momentengleichgewichte an dem i-ten Kettenglied. Bedingung hierfür ist, dass die Kräfte an dem Angriffspunkt 1 und die Auflagerreaktionen als bekannt vorausgesetzt werden. Zuerst müssen alle Kräfte, Momente und Zugangsvektoren mit der Kosinusmatrix (32) in das Koordinatensystem des i-ten Kettengliedes transformiert werden.

$$\begin{aligned} \vec{F}_i' &= \vec{C} \vec{F}_i \\ \vec{M}_i' &= \vec{C} \vec{M}_i \\ \vec{r}_i' &= \vec{C} \vec{r}_i \end{aligned} \quad \text{mit} \quad \vec{C} = \begin{vmatrix} c_{11} & c_{21} & c_{31} \\ c_{12} & c_{22} & c_{32} \\ c_{13} & c_{23} & c_{33} \end{vmatrix}$$

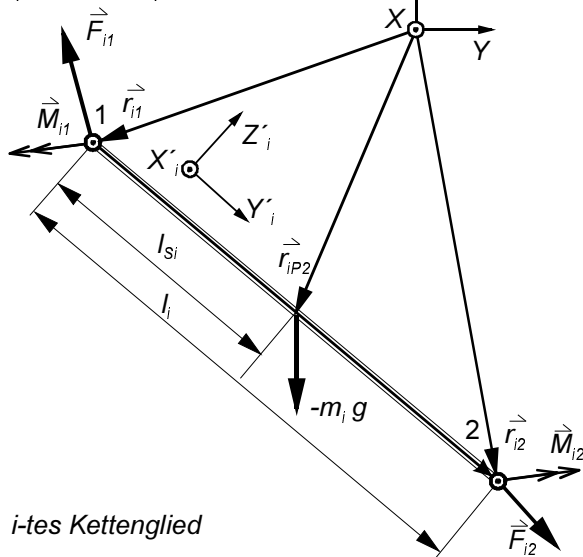


Bild 3.4: Freikörperbild des i-ten Kettengliedes für $i = 1, 2, 4, 6, 8, 9$

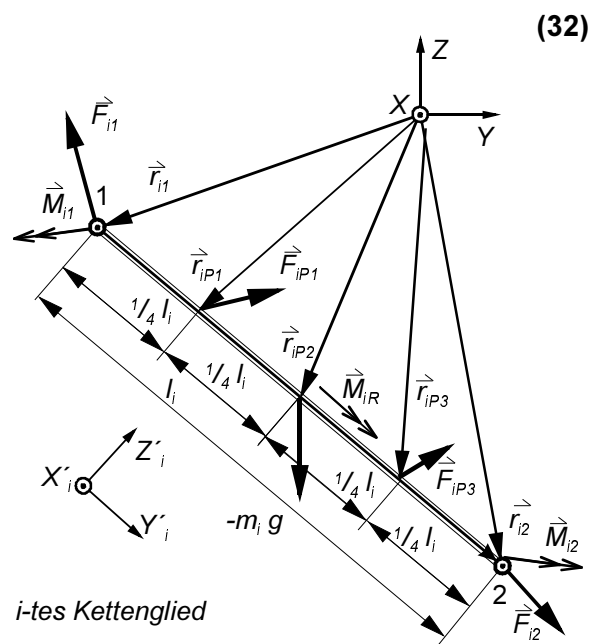


Bild 3.5: Freikörperbild des i-ten Kettengliedes für $i = 3, 5, 7$

Die Elemente der Kosinusmatrix sind nach /45/ die Kosinuswerte der Winkel zwischen den einzelnen Koordinatenachsen des ortsfesten und des i-ten Kettengliedkoordinatensystems. Nach der Transformation aller Vektoren in das Kettengliedkoordinatensystem lassen sich nun die Gleichungen für die Kräfte und die Momentensummen aufstellen. Aus der Kräftesumme (33) läßt sich \vec{F}_{i2} bestimmen, da alle anderen Größen als bekannt vorausgesetzt wurden.

$$\sum_{i=1}^n \vec{F}_i' = \vec{0} = \vec{F}_{i1}' + \vec{F}_{iP1}' + \vec{F}_{iP2}' + \vec{F}_{iP3}' + \vec{F}_{i2}' + m_i \vec{G}' \quad (33)$$

In der Gleichung für die Momentensumme (34) sind nun noch die äußeren Momente zu berücksichtigen.

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^n \vec{M}_i' = \vec{0} = & \vec{r}_{i1}' \times \vec{F}_{i1}' + \vec{r}_{iP1}' \times \vec{F}_{iP1}' + \vec{r}_{iP2}' \times \vec{F}_{iP2}' + \vec{r}_{iP3}' \times \vec{F}_{iP3}' + \vec{r}_{i2}' \times \vec{F}_{i2}' \\ & + \vec{r}_{iP2}' \times m_i \vec{G}' + \begin{pmatrix} 0 \\ M_{iR}' \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ M_{i1Y}' \\ M_{i1Z}' \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ M_{i2Y}' \\ M_{i2Z}' \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (34)$$

Wird nun die Momentensumme um den Angriffspunkt 1 des i-ten Kettengliedes aufgestellt, dann vereinfacht sich Gleichung (34) zu:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^n \vec{M}_i^1 = \vec{0} = & \frac{l_i}{4} \left[\begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix} \times \vec{F}_{iP1}' + \begin{pmatrix} 0 \\ 2 \\ 0 \end{pmatrix} \times \vec{F}_{iP2}' + \begin{pmatrix} 0 \\ 3 \\ 0 \end{pmatrix} \times \vec{F}_{iP3}' + \begin{pmatrix} 0 \\ 4 \\ 0 \end{pmatrix} \times \vec{F}_{i2}' + \begin{pmatrix} 0 \\ 2 \\ 0 \end{pmatrix} \times m_i \vec{G}' \right] \\ & + \begin{pmatrix} 0 \\ M_{iR}' \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ M_{i1Y}' \\ M_{i1Z}' \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 \\ M_{i2Y}' \\ M_{i2Z}' \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (35)$$

Für die Kettenglieder $i = 1, 2, 4, 6, 8$ und 9 vereinfachen sich die Gleichungen (33) und (34) bzw. (35), da F_{iP1} bis F_{iP3} und M_{iR} gleich null sind. Die Verknüpfung der einzelnen Kettenglieder ergibt sich aus den Koppelbedingungen (36) mit $i = 1$ bis 8.

$$\begin{aligned} \vec{F}_{i2} &= -\vec{F}_{(i+1)1} \\ \vec{M}_{i2} &= -\vec{M}_{(i+1)1} \\ \vec{r}_{i2} &= \vec{r}_{(i+1)1} \end{aligned} \quad (36)$$

Mit den ermittelten Gleichungen (33), (34), (35) und (36) läßt sich die Geometrie der freihängenden Girlande unter den nachstehenden Annahmen bestimmen:

1. Die Auflagerkräfte am Knotenpunkt 0 sind bekannt;
2. Die Auflasten \vec{F}_{iP1} bis \vec{F}_{iP3} in den Angriffspunkten \vec{r}_{iP1} bis \vec{r}_{iP3} werden über die Schüttgutmechanik bestimmt;
3. Das axiale Moment M_{iR} , welches infolge des Tragrollenlaufwiderstandes auftritt, ist bekannt;
4. Die Momente \vec{M}_{i1} , \vec{M}_{i2} werden auch durch äußere Berechnungen an anderer Stelle bestimmt und sind bekannt oder werden durch Annahmen bestimmt.

Mit der Zusatzbedingung $|\vec{r}_{i2} - \vec{r}_{i1}| = l_i$ können zur iterativen Berechnung der unbekanntenen Kraftgröße \vec{F}_{i2} und des unbekanntenen Ortsvektors \vec{r}_{i2} die Kräftesumme (33) und die Momentensumme (35) herangezogen werden. Die sich ergebenden Formelaustrücke sind hier auf Grund ihrer Länge nicht aufgeführt.

3.1.1 Auflast durch den Fördergurt

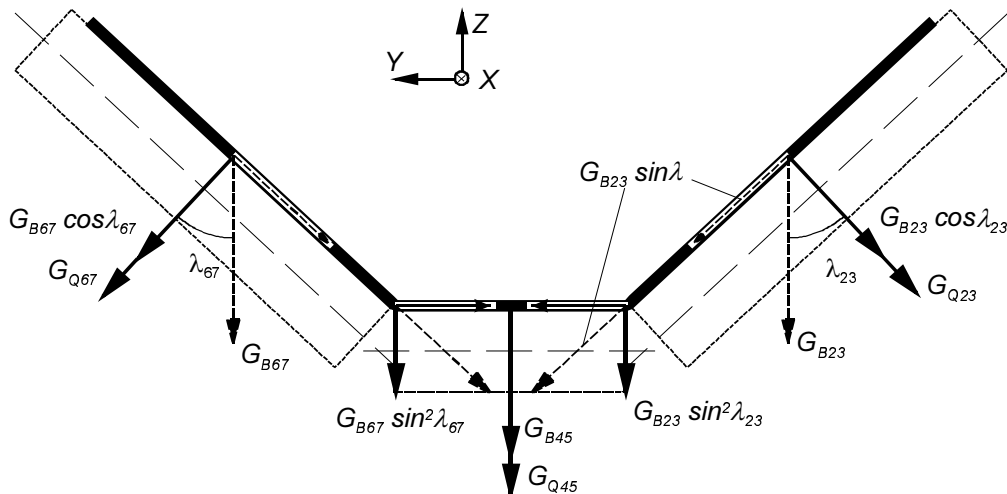


Bild 3.6: Kräfte an den Tragrollen mit unbeladenem Gurt

In Bild 3.6 sind die resultierenden Kräfte dargestellt, die der unbeladene, symmetrisch in der Tragrollengirlande liegende Gurt auf die Tragrollen ausübt. Nach /33/ sind aus dem Gurtgewicht nur normal zu den Tragrollen gerichtete Kräfte an den Tragrollen gemessen worden, nicht jedoch axial gerichtete. Die auf eine Seitentragrolle wirkende Normalkraft setzt sich aus zwei Anteilen zusammen. Zum einen die normal zur Seitentragrolle wirkende Komponente der Gewichtskraft des Gurtabschnitts über der Seitenrolle $G_{B23} \cos \lambda_{23}$ bzw. $G_{B67} \cos \lambda_{23}$, zum anderen entsteht infolge der Biegesteifigkeit des Gurtes durch die erzwungene Muldung eine Normalkraft G_{Q23} bzw. G_{Q67} . Damit wird die Normalkraft auf jede der beiden Seitentragrollen:

$$\begin{aligned} F_{N23} &= G_{B23} \cos \lambda_{23} + G_{Q23} , \\ F_{N67} &= G_{B67} \cos \lambda_{67} + G_{Q67} . \end{aligned} \quad (37)$$

Auf die Mitteltragrolle wirken neben der Gewichtskraft G_{B45} des aufliegenden Gurtabschnitts über der Tragrolle noch die Anteile $G_{B23} \sin^2 \lambda$ bzw. $G_{B67} \sin^2 \lambda$ der Gewichtskraft desjenigen Abschnitts über den Seitentragrollen, der sich senkrecht auf der Mitteltragrolle abstützt. Des Weiteren greift auch hier eine aus der Biegesteifigkeit des Gurtes herrührende Normalkraft G_{Q45} an, so dass sich insgesamt für die an der Mitteltragrolle wirkende Normalkraft ergibt:

$$F_{N45} = G_{B45} + G_{B23} \sin^2 \lambda_{23} + G_{B67} \sin^2 \lambda_{67} + G_{Q45} . \quad (38)$$

Nach /33/ hat sich bei den Messungen zur Belastung der Tragrollen durch den leeren Gurt gezeigt, dass die Kraft G_{Q45} entlastend auf die Mitteltragrolle wirkt.

Wie oben erwähnt, lassen sich mit den Gleichungen (37) und (38) nur Tragrollenbelastungen bei symmetrisch eingelegtem Gurt bestimmen. Die Kräfte auf die beiden Seitentragrollen sind gleich. Mit dem Rechenmodell soll es aber auch möglich sein, die Girlandengeometrie bei asymmetrischer Gurtposition zu berechnen. Daher muß die Berechnung der auf die Tragrollen wirkenden Kräfte nach /33/ modifiziert werden, um auch Axialkräfte berücksichtigen zu können.

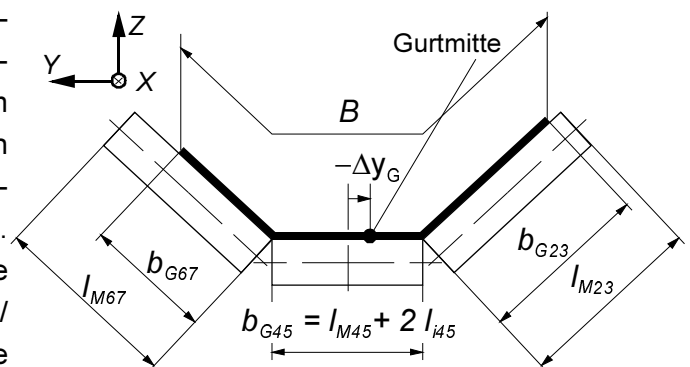


Bild 3.7: Verschiebung des Gurtes in der Mulde

Bei asymmetrischer Position des Gurtes liegen auf den beiden Seitenträgrollen unterschiedlich breite Gurtabschnitte auf. Damit wirken unterschiedlich große Gewichtskräfte der Gurtabschnitte. Zur Berechnung der Breite des jeweils auf den Tragrollen liegenden Fördergurtabschnitts wird vereinfachend angenommen, dass der über der Mitteltragrolle liegende Gurtanteil einer Länge von l_{M45} entspricht (Bild 3.8) und dass der Gurt sich in voller Breite an die Tragrollen anschmiegt. Die Verschiebung gehe nicht so weit, dass ein Teil des Gurtes über eine Seitenträgrolle hinausragt. Die Breite der Gurtabschnitte über den Seitenträgrollen richtet sich nach der Verschiebung Δy_G des Gurtes.

$$b_{G23} = \frac{B - l_{M45}}{2} - \Delta y_G \quad (39)$$

$$b_{G67} = \frac{B - l_{M45}}{2} + \Delta y_G \quad (40)$$

Der Schwerpunkt der einzelnen Gurtabschnitte liegt jeweils in der halben Breite der Abschnitte. Mit Vorgabe der längenbezogenen Gurtmasse m'_G , des Tragrollenabstandes l_0 und der Gurtbreite B können die Gewichtskräfte der Gurtabschnitte $i = 23,45,67$ berechnet werden:

$$\vec{G}_{Bi} = \frac{b_{Gi}}{B} m'_G \vec{G} l_0 \quad (41)$$

In Bild 3.8 ist der freigeschnittene Gurt bei asymmetrischer Belastung dargestellt. Die Größen \vec{G}_{B23} , \vec{G}_{B45} , \vec{G}_{B67} , resultierend aus dem Gurtgewicht, sowie die Größe M_{xQ} resultierend aus der Biegesteifigkeit des Gurtes, sind eingeprägte Reaktionsgrößen. Die Raumrichtung der Gurtabschnitte ist durch die Richtungsvektoren \vec{r}_{23} , \vec{r}_{45} , \vec{r}_{67} festgelegt. Aus den Kräftesummen (42), (44), (46), Momentensummen (43), (45), (47) und Koppelbedingungen (48), (49) ergeben sich insgesamt 15 Gleichungen zur Beschreibung der 17 unbekanntnen Kraftgrößen F'_{zG23P1} , F'_{zG23P3} , F'_{yG23} , F''_{zG45P1} , F''_{zG45P3} , F''_{yG45} , F'''_{zG67P1} , F'''_{zG67P3} , F'''_{yG67} und F_{yQ3} , F_{zQ3} , F_{yQ4} , F_{zQ4} , F_{yQ5} , F_{zQ5} , F_{yQ6} , F_{zQ6} .

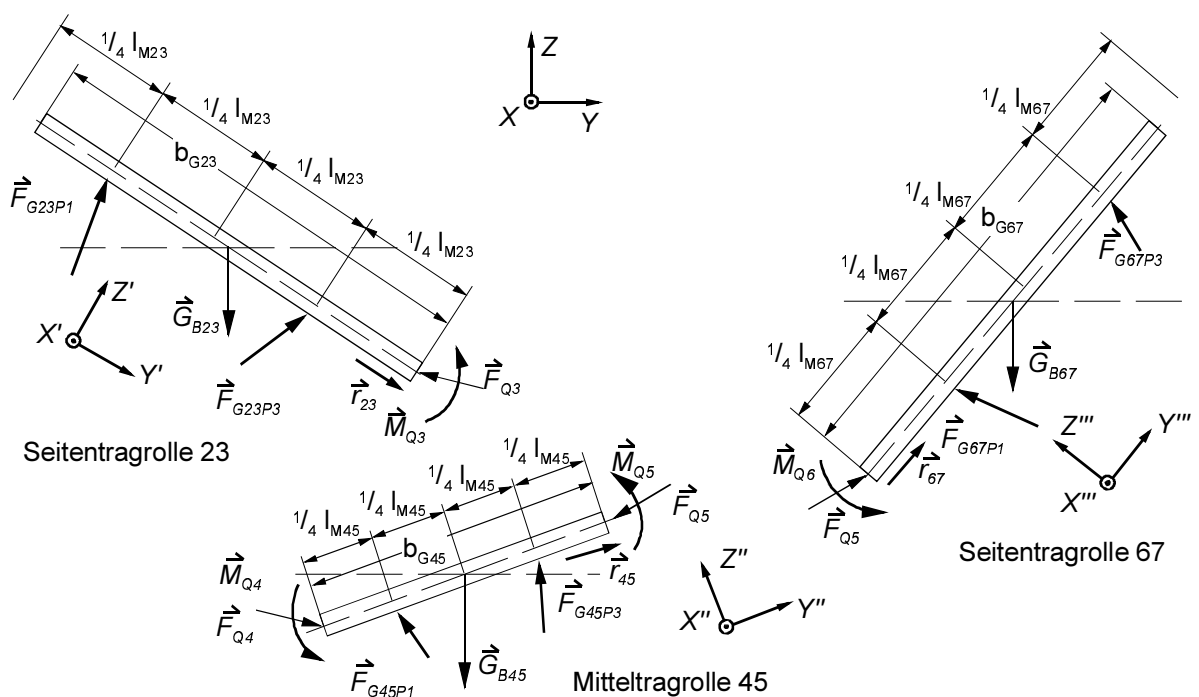


Bild 3.8: Freigeschnittene Gurtabschnitte über den jeweiligen Tragrollen

Hier sind die Querkräfte in der jeweiligen y-Richtung der Punkte P1 und P3 zu einer Größe zusammengefasst worden. So bleibt als unbekannte Größe noch das Moment M_{xQ} aus der Biegesteifigkeit des Fördergurtes, welches sich nach /33/ durch Biegeversuche ermitteln läßt.

Für die Seitenträgrolle 23 ergibt sich:

$$\sum_{i=1}^n \vec{F}'_i = \vec{0} = \vec{F}'_{G23P1} + \vec{F}'_{G23P3} + \vec{F}'_{Q3} + \vec{G}'_{B23} , \quad (42)$$

$$\sum_{i=1}^n M_{xi}^3 = 0 = -\frac{3}{4} I_{M23} F'_{zG23P1} - \frac{1}{4} I_{M23} F'_{zG23P3} - \frac{1}{2} I_{M23} \frac{r_{y23}}{|\vec{r}_{23}|} G_{zB23} + S_2 F'_{yG23} + M_{xQ3} . \quad (43)$$

Für die Mittelträgrolle 45 ergibt sich:

$$\sum_{i=1}^n \vec{F}''_i = \vec{0} = \vec{F}''_{G45P1} + \vec{F}''_{G45P3} + \vec{F}''_{Q4} + \vec{F}''_{Q5} + \vec{G}''_{B45} , \quad (44)$$

$$\sum_{i=1}^n M_{xi}^4 = 0 = \frac{1}{4} I_{M45} F''_{zG45P1} + \frac{3}{4} I_{M45} F''_{zG45P3} + I_{M45} F''_{zQ5} + \frac{1}{2} I_{M45} \frac{r_{y45}}{|\vec{r}_{45}|} G_{zB45} + S_2 F''_{yG45} + M_{xQ4} + M_{xQ5} . \quad (45)$$

Für die Seitenträgrolle 67 ergibt sich:

$$\sum_{i=1}^n \vec{F}'''_i = \vec{0} = \vec{F}'''_{G67P1} + \vec{F}'''_{G67P3} + \vec{F}'''_{Q6} + \vec{G}'''_{B67} \quad (47)$$

$$\sum_{i=1}^n M_{xi}^6 = 0 = \frac{1}{4} I_{M67} F'''_{zG67P1} + \frac{3}{4} I_{M67} F'''_{zG67P3} + \frac{1}{2} I_{M67} \frac{r_{y67}}{|\vec{r}_{67}|} G_{zB67} + S_2 F'''_{yG67} + M_{xQ6} \quad (46)$$

Die Koppelbedingungen an den Schnittkanten lauten:

$$\begin{aligned} \vec{F}_{Q3} &= -\vec{F}_{Q4} \\ \vec{F}_{Q5} &= -\vec{F}_{Q6} \end{aligned} \quad (48)$$

$$\begin{aligned} M_{xQ3} &= -M_{xQ4} \\ M_{xQ5} &= -M_{xQ6} \end{aligned} \quad (49)$$

3.1.2 Auflast durch das Fördergut

Das Fördergut auf dem Fördergurt erfährt während des Transportes über die Länge des Tragrollenabstandes l_o eine Querschnittflächenveränderung durch das Profilöffnen (Länge l_a) und das Profilschließen (Länge l_p) (siehe Kapitel 2.2.2, Bild 2.6). Diese Querschnittsveränderung führt im Fördergut zu Gleitvorgängen, die eine Erhöhung der aus der Auflast resultierenden Kräfte auf den Fördergurt verursachen. Diese erhöhten Auflasten sollen nun näherungsweise mit Hilfe eines aus der allgemeinen Bodenmechanik bekannten Berechnungsansatzes bestimmt werden, der es erlaubt, die Geometrie der Gurtmulde und Schüttguteigenschaften zu berücksichtigen. Fand in der Vergangenheit der Berechnungsansatz der erweiterten Coulombschen Erddrucktheorie mit einer ebenen Gleitfläche nach /56/, /57/, /58/, /59/ praktische Anwendung, so wird von der Verwendung weiterführender Ansätze mit kreisförmig gekrümmten Gleitflächen nach Kötters oder Jaky /58/, /59/ auf Grund des erheblichen Rechenaufwandes dringend abgeraten, da keine maßgebliche Erhöhung der Rechengenauigkeit erreicht werden kann /57/.

Die Verwendung der erweiterten Coulombschen Erddrucktheorie zur Berechnung der Reaktionskräfte aus dem Fördergut wurde erstmals von Krause /41/ angewendet, nach dem die z. B. bei Behrens /33/ messtechnisch ermittelten, mit denen von Grimmer /25/ mit Hilfe einer vereinfachten Theorie bestimmten Auflagerreaktionen nur eine unzureichende Übereinstimmung lieferte. Zwar konnte der Ansatz von Krause in Versuchen von Hettler /42/ an einer kurzen Versuchsanlagen experimentell bestätigt werden, aber nach Feldmessungen von Limberg /37/ an größeren Gurtförderanlagen ergab sich für größere Streckenlasten keine zufriedenstellende Übereinstimmung zwischen den gemessenen und den nach Krause berechneten Auflasten.

Zur theoretischen Beschreibung der auf den Fördergurt wirkenden Reaktionskräfte aus der Auflast wird ein Berechnungsansatz auf der Basis der erweiterten Coulombschen Erddrucktheorie nach /57/ hergeleitet und zur Interpretation der in dieser Arbeit ermittelten Messergebnisse herangezogen. Da sich bei genügend großen Deformationen im Schüttgut sich im allgemeinen Zonen mit Linienbrüchen ausbilden und diese die Coulombsche Grenzbedingung erfüllen, lassen sich die auftretenden Reaktionskräfte näherungsweise mit diesem Ansatz beschreiben.

Zur Berechnung der Normalkräfte auf die Tragrollen, die durch die Gewichtskraft des Fördergutes verursacht werden, wird von einem symmetrischen Füllquerschnitt ausgegangen. Zum einen erscheint diese Annahme berechtigt, weil das Fördergut einem u. U. asymmetrisch in der Mulde laufenden Fördergurt nicht in gleichem Maße folgt. Wie in Bild 3.9 zu erkennen ist, wird das Fördergut weiterhin zentral in der Gurtmulde geführt, obwohl der Fördergurt sehr weit nach rechts hochgelaufen ist. Zum anderen ist die Masse des Fördergutes groß gegenüber der Fördergurtmasse, so dass eine allein durch einen asymmetrisch in der Mulde liegenden Gurt hervorgerufene Asymmetrie der Girlande durch das hinzukommende Fördergut weitgehend korrigiert werden wird. Die Gewichtskraft G_L des Fördergutes wird aus dem bekannten Massenstrom I_m errechnet. Mit der Fördergeschwindigkeit v ergibt sich zunächst die längenbezogene Masse m'_L der Förderlast.

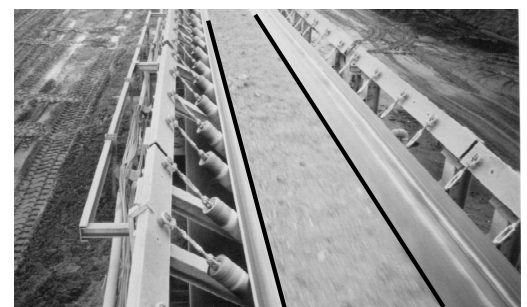


Bild 3.9: Asymmetrisch in den Tragrollengirlanden laufender Fördergurt

$$m'_L = \frac{I_m}{v} \quad (50)$$

Mit dem Tragrollenabstand l_0 folgt daraus die auf eine Girlande wirkende Gewichtskraft der Förderlast:

$$G_L = m'_L g l_0 \quad (51)$$

Aus der längenbezogenen Masse der Förderlast kann mit bekannter Schüttdichte ρ des Fördergutes auch der Flächeninhalt A des sich ergebenden Füllquerschnitts berechnet werden:

$$A = \frac{m'_L}{\rho} \quad (52)$$

Mit diesem vom Massenstrom abhängigen Flächeninhalt des Füllquerschnitts ist die Beladebreite b_L des Gurtcs berechenbar. In Bild 3.10 ist der vorausgesetzte symmetrische Füllquerschnitt dargestellt. Der Muldungswinkel λ wird im Modell durch den Mittelwert der beiden Winkel $|\lambda_{23}|$ und $|\lambda_{67}|$ der Seitentragrollen gebildet. Der dargestellte Flächeninhalt A ergibt sich nach /50/ mit den eingezeichneten Größen gemäß Bild 3.10 zu:

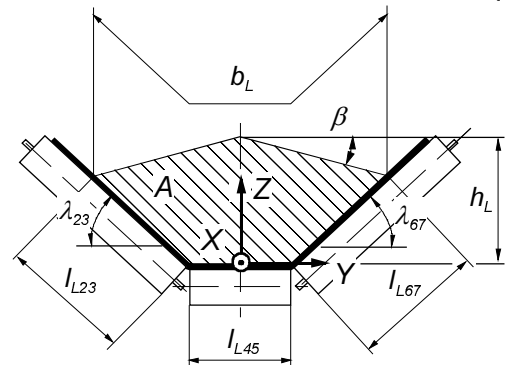


Bild 3.10: Füllquerschnitt nach /50/

$$A = \left[I_{M45} + (b_L - I_{M45}) \cos \lambda \right]^2 \frac{\tan \beta}{4} + \left[I_{M45} + \frac{b_L - I_{M45}}{2} \cos \lambda \right] \frac{b_L - I_{M45}}{2} \sin \lambda \quad (53)$$

Die unbekannte Beladebreite b_L ist durch Umformung der Gleichung (53) zu erhalten. Sie ergibt sich dann als Lösung (58) der quadratischen Gleichung (54) mit den Koeffizienten gem. der Gleichungen (55), (56), (57).

$$b_L^2 + \frac{K_2}{K_1} b_L + \frac{K_3}{K_1} = 0 \quad (54)$$

$$K_1 = \frac{\cos \lambda}{4} (\tan \beta \cos \lambda + \sin \lambda) \quad (55)$$

$$K_2 = \frac{I_{M45}}{2} (1 - \cos \lambda) (\tan \beta \cos \lambda + \sin \lambda) \quad (56)$$

$$K_3 = \frac{I_{M45}^2}{2} \left(\frac{\tan \beta}{2} (1 - \cos \lambda)^2 - \sin \lambda \left(1 - \frac{\cos \lambda}{2} \right) \right) - A \quad (57)$$

$$b_L = -\frac{K_2}{2 K_1} + \sqrt{\frac{K_2^2}{4 K_1^2} - \frac{K_3}{K_1}} \quad (58)$$

Der theoretische Füllquerschnitt A_{th} nach /50/ ergibt sich aus Gleichung (53) unter Berücksichtigung der nutzbaren Gurtbreite b :

$$b_L = b = B - 0,25 \text{ m} \quad \text{für } B > 2.000 \text{ mm.} \quad (59)$$

In Bild 3.11 ist die Geometrie der Querschnittsfläche durch das Fördergut einer dreiteiligen Tragrollenstation mit dem Muldungswinkel λ abgebildet. Von oben ist die Querschnittsfläche durch einen Kreisbogen mit dem Radius R begrenzt. Der Kreisabschnitt von A nach B beschreibt ein zum Böschungsdreieck ABC mit dem Böschungswinkel β äquivalentes Flächenstück dessen Radius R mit dem Segmentwinkels ρ sich aus der impliziten Gleichung (60) ergibt.

$$A_{1, th} = \frac{(2b_{L23} \cos(\lambda) + b_{L45})^2}{4} \tan(\beta) = \frac{1}{2} R^2 (\rho - \sin(\rho)) \text{ mit } \sin\left(\frac{\rho}{2}\right) = \frac{2b_{L23} \cos(\lambda) + b_{L45}}{2R} \quad (60)$$

Schematisch ist der mit a indizierte aktive Gleitzustand während des Profilöffnens dargestellt; auf die Darstellung des mit p indizierten passiven Gleitzustands wurde hingegen verzichtet, da sich lediglich die Vorzeichen des Gleitwinkels φ_a und des Reibungswinkels φ_w ändern. Unter den oben angegebenen Voraussetzungen für die Coulombsche Erddrucktheorie lässt sich nach /57/ der Richtungswinkel ϑ der Gleitebene zur Horizontalebene über den Extremalansatz (61) für den Erdkeil des homogenen Fördergutes mit der Dichte ρ_L und der Gewichtskraft $G(\vartheta)$ bestimmen. Die Gewichtskraft G greift im Flächenschwerpunkt S des durch den Gurt im Bereich der Seitentragrolle, durch die Gleitebene mit dem Richtungswinkel (ϑ) sowie durch den Kreisbogen mit dem Radius R begrenzten Erdkeils an. Die Begrenzung des Erdkeils mittels eines Kreisbogens ist hier gewählt worden, um eine stetige und differenzierbare Funktion zur Beschreibung der längenbezogenen Gewichtskraft in Abhängigkeit des Richtungswinkels ϑ

$$\frac{dE_{a;p}}{d\vartheta_{a;p}} = d \left(G(\vartheta) \frac{\sin(\vartheta \mp \varphi)}{\sin(\vartheta \mp \varphi + (\lambda - \varphi_w))} \right) \frac{1}{d\vartheta_{a;p}} = 0 \quad (62)$$

$$r(\lambda) = R_0 \left[-\sin(\lambda + \rho_0) \pm \sqrt{\sin^2(\lambda + \rho_0) + \left(\frac{R^2}{R_0^2} - 1 \right)} \right] \quad (63)$$

$$G'(\vartheta)_{a;p} = \frac{\rho_L}{2} \int_{\lambda}^{\pi - \vartheta_{a;p}} r^2(\vartheta) d\lambda = \frac{\rho_L}{2} R_0^2 \left\{ -\frac{1}{2} \sin(2(\lambda + \rho_0)) \pm \frac{R}{R_0} \cos(\lambda + \rho_0) \sin(\lambda + \rho) \right. \\ \left. \mp \left(\frac{R^2}{R_0^2} \right) \left[-\frac{\pi}{2} + (\lambda + \rho) \right] - \left(\frac{R^2}{R_0^2} \right) \left(\frac{\pi}{2} - (\lambda + \rho_0) \right) \right\}_{\lambda}^{\pi - \vartheta_{a;p}} \quad (61)$$

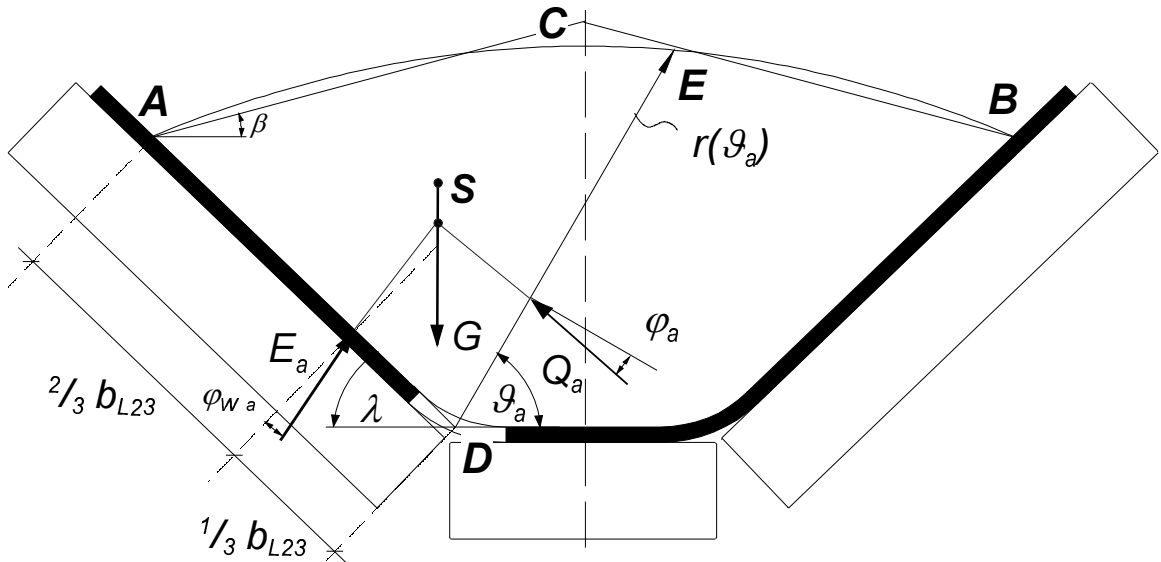


Bild 3.11: Erweiterte Coulombsche Erddrucktheorie am Schüttgut in der Fördergurtmulde

herleiten zu können. So ergibt sich die längenbezogene Gewichtskraft $G'(\vartheta)$ mit Hilfe des Radius $r(\lambda)$ (Gl. (62), Bild 3.12) aus Gleichung (63). Über den Richtungswinkel ϑ der Gleitebene, der sich nun über die Extremalbedingung (61) iterativ bestimmen lässt, ergibt sich die längenbezogene Erddruckkraft E'_a bzw. E'_p (siehe Kapitel 10.3):

$$E'_{a;p} = G'(\vartheta) \frac{\sin(\vartheta \mp \varphi)}{\sin(\vartheta \mp \varphi + (\lambda - \varphi_W))} \quad (64)$$

Für den passiven Gleitzustand können sich unter Umständen auch zwei oder drei Gleitwinkel ergeben, für die die Extremalbedingung (61) erfüllt ist. Diese können aber für das hier beschriebene Modell zur Berechnung der Auflasten des Fördergutes vernachlässigt werden und werden aus diesem Grund nicht weiter erwähnt. Des Weiteren ergibt sich für den passiven Gleitzustand im allgemeinen ein kleinerer Richtungswinkel ϑ als für den aktiven Zustand, was eine betragsmäßig größere längenbezogene Erddruckkraft zur Folge hat. Veranschaulicht bedeutet dies, dass zur "Komprimierung" des Schüttgutes auf dem Fördergurt vor einer Tragrollenstation größere längenbezogene Kräfte auf den Gurt wirken als während des Profilöffnens nach einer Tragrollenstation. Da nun aber Trägheitskräfte, die während des Öffnens auf das Schüttgut wirken, den Vorgang des Profilöffnens beeinflussen und verzögern, wird sich mit zunehmender Fördergeschwindigkeit das Längenverhältnis χ_a und χ_p mit $\chi_a + \chi_p = 1$ zu größeren Werten für χ_a hin verschieben. Des Weiteren ist zu erwähnen, dass mit abnehmender örtlicher Gurtzugkraft sich der Fördergurtdurchhang erhöht, sich damit der Wurfefekt des Schüttgutes an einer Tragrollenstation mit zunehmender Fördergeschwindigkeit verstärkt und damit der Längenabschnitt des Profilöffnens sich weiter vergrößert.

Für die Normalkräfte auf den Fördergurt im Bereich der Seitentragrollen ergibt sich:

$$F'_{zL23} = F'''_{zL67} = (E'_a \chi_a + E'_p \chi_p) I_O \cos(\varphi_W) \quad (65)$$

für die resultierende Reibkraft zwischen Fördergut und Fördergurt in Richtung der Tragrollenachse:

$$F''_{yL23} = -F'''_{yL67} = -(E'_a \chi_a - E'_p \chi_p) I_O \sin(\varphi_W) \quad (66)$$

Für die resultierende Normalkraft auf den Fördergurt im Bereich der Mitteltragrollen ergibt sich unter der Annahme, dass die Mitteltragrolle gegenüber der Horizontalebene nicht geneigt ist:

$$F''_{zL45} = \varrho_L A_{th} - \left[E'_a \chi_a \cos(\lambda - \varphi_W) + E'_p \chi_p \cos(\lambda + \varphi_W) \right] I_O \quad (67)$$

Die theoretische Bestimmung des Kraftangriffspunkts der Normalkräfte auf den Fördergurt im Bereich der Seitentragrollen ist nicht möglich und kann nach /59/ nur abgeschätzt werden. Er liegt auf dem Gurt über der Seitentragrolle auf einer Entfernung von $y_S = -\frac{1}{3}b_{L23}$ bzw. $\frac{1}{3}b_{L67}$ vom Knickpunkt zwischen Mittel- und Seitentragrolle entfernt.

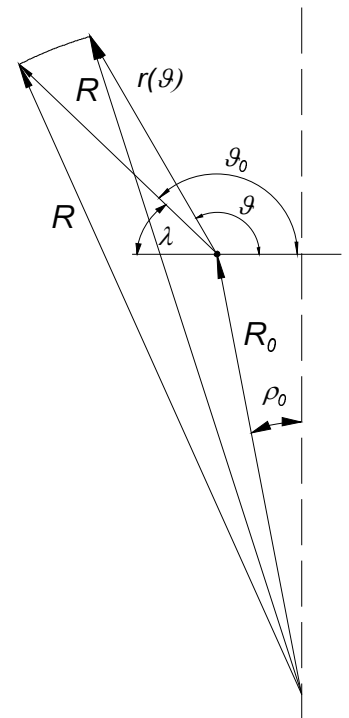


Bild 3.12: Beschreibung des Radius $r(\vartheta)$

3.2 Die Geometrie zweier Girlandenbauformen

Mit Hilfe des in Kapitel 3.1 hergeleiteten Rechenmodells für eine dreiteilige Girlande und den oben gemachten Annahmen für die Auflast infolge des Fördergurt- und des Fördergutgewichtes lassen sich die Geometriedaten freihängender Girlanden berechnen. In den folgenden Kapiteln sind Geometriedaten ohne die Berücksichtigung von Bewegungswiderständen für zwei Girlandenausführungen für eine Fördergurtbreite von $B = 2800$ mm mit Mantellängen der Mitteltragrolle von $l_{M45} = 600$ mm und 1000 mm und Tragrollendurchmessern aller drei Tragrollen von $d_R = 219$ mm berechnet worden.

3.2.1 Berechnung der Geometrie ohne Auflast

Für die freihängende Girlande ohne Auflast kann angenommen werden, dass alle Auflastgrößen F_{iP1} bis F_{iP3} und M_{iTR} sowie die inneren Momente \vec{M}_1, \vec{M}_2 gleich null sind. Für die Girlande mit der Seitentragrollenmantellänge $l_{M23} = l_{M67} = 1160$ mm, einer Mitteltragrollenlänge $l_{M45} = 600$ mm und dem Tragrollendurchmesser $d_R = 219$ mm ergibt sich die Auflistung der Kräfte und Winkel eines jeden Kettengliedes in der nachstehenden Tabelle 5. In der ersten Spalte ist die laufende Nummer des jeweiligen Kettengliedes eingetragen. In den vier darauf folgenden Spalten sind die Kräfte in den Gelenken aufgelistet.

In der sechsten Spalte stehen die Neigungswinkel λ_i der Kettenglieder zur Horizontalebene. Für die Kettenglieder 3 und 7 entspricht das einem Muldungswinkel von $|\lambda| = 40,65^\circ$, der sich ohne Auflast an der freihängenden Girlande einstellt. Die nächsten drei Spalten enthalten die Gliedlängen, die Kosinus- und Sinuslängen der Kettenglieder. Die Summe der Kosinuslängen über alle Kettenglieder entsprechen dem Abstand der Aufhängepunkte der Girlande zueinander. In der letzten Spalte sind die Gewichte der einzelnen Kettenglieder eingetragen.

In Tabelle 6 sind die Geometriedaten der unbelasteten freihängenden Girlande mit drei gleichlangen Tragrollen mit einer Mantellänge von $l_M = 1000$ mm zusammengestellt. Bei ansonsten gleichen Kettengliedabmessungen stellt sich ein rechnerischer Muldungswinkel der Seitentragrollen von $|\lambda| = 45,77^\circ$ ein.

Tabelle 5: Geometriedaten der freihängenden Girlande mit einer Mantellänge der Mitteltragrolle $l_{M45} = 600$ mm, belastet durch Eigengewicht

i	$F_{i1 y}$ N	$F_{i1 z}$ N	$F_{i2 y}$ N	$F_{i2 z}$ N	λ_i °	l_i mm	$l_i \cos \lambda_i$ mm	$l_i \sin \lambda_i$ mm	m_i kg
1	-942,46	1427,36	942,46	-1329,26	-55,636	525,00	296,33	-433,37	10,00
2	-942,46	1329,26	942,46	-1315,52	-54,523	57,15	33,17	-46,54	1,40
3	-942,46	1315,52	942,46	-303,13	-40,654	1210,00	917,98	-788,30	103,20
4	-942,46	303,13	942,46	-289,40	-17,450	57,15	54,52	-17,14	1,40
5	-942,46	289,40	942,46	289,40	0,000	630,00	630,00	0,00	59,00
6	-942,46	-289,40	942,46	303,13	17,450	57,15	54,52	17,14	1,40
7	-942,46	-303,13	942,46	1315,52	40,654	1210,00	917,98	788,30	103,20
8	-942,46	-1315,52	942,46	1329,26	54,523	57,15	33,17	46,54	1,40
9	-942,46	-1329,26	942,46	1427,36	55,636	525,00	296,33	433,37	10,00
						Summe	3234,00	0	291,00

Tabelle 6: Geometriedaten der freihängenden Girlande mit drei gleichlangen Tragrollen mit einer Mantellänge $l_M = 1000$ mm, belastet durch Eigengewicht

i	$F_{i1\ y}$ N	$F_{i1\ z}$ N	$F_{i2\ y}$ N	$F_{i2\ z}$ N	λ_i °	l_i mm	$l_i \cos \lambda_i$ mm	$l_i \sin \lambda_i$ mm	m_i kg
1	-872,9	1449,9	872,9	-1351,8	-58,074	525,00	277,63	-445,58	10,00
2	-872,9	1351,8	872,9	-1338,1	-57,017	57,15	31,11	-47,94	1,40
3	-872,9	1338,1	872,9	-455,2	-45,770	1050,00	732,42	-752,37	90,00
4	-872,9	455,2	872,9	-441,5	-27,186	57,15	50,84	-26,11	1,40
5	-872,9	441,5	872,9	441,5	0,000	1050,00	1050,00	0,00	90,00
6	-872,9	-441,5	872,9	455,2	27,186	57,15	50,84	26,11	1,40
7	-872,9	-455,2	872,9	1338,1	45,770	1050,00	732,42	752,37	90,00
8	-872,9	-1338,1	872,9	1351,8	57,017	57,15	31,11	47,94	1,40
9	-872,9	-1351,8	872,9	1449,9	58,074	525,00	277,63	445,58	10,00
Summe							3234,00	0,00	295,60

3.2.2 Berechnung der Geometrie mit Auflast durch Fördergurt

In den Tabellen 7 und 8 sind die berechneten Werte, die sich infolge des symmetrisch aufliegenden, leeren Fördergurtes für die beiden Girlanden in der schon bekannten Weise für jedes Kettenglied ergeben, zusammengestellt.

Tabelle 7: Geometriedaten der freihängenden Girlande mit einer Mantellänge der Mitteltragrolle $l_{M45} = 600$ mm, belastet durch Eigengewicht sowie durch Fördergurtgewicht

i	$F_{i1\ y}$ N	$F_{i1\ z}$ N	$F_{i2\ y}$ N	$F_{i2\ z}$ N	λ_i °	l_i mm	$l_i \cos \lambda_i$ mm	$l_i \sin \lambda_i$ mm	m_i kg
1	-2096.5	2920.9	2096.5	-2822.8	-53.870	525.00	309.55	-424.03	10.00
2	-2096.5	2822.8	2096.5	-2809.1	-53.332	57.15	34.13	-45.84	1.40
3	-2096.5	2809.1	2572.9	-1257.3	-41.451	1210.00	906.92	-800.99	103.20
4	-2572.9	1257.3	2572.9	-1243.6	-25.920	57.15	51.40	-24.98	1.40
5	-2572.9	1243.6	2572.9	1243.6	0.000	630.00	630.00	0.00	59.00
6	-2572.9	-1243.6	2572.9	1257.3	25.920	57.15	51.40	24.98	1.40
7	-2572.9	-1257.3	2096.5	2809.1	41.451	1210.00	906.92	800.99	103.20
8	-2096.5	-2809.1	2096.5	2822.8	53.332	57.15	34.13	45.84	1.40
9	-2096.5	-2822.8	2096.5	2920.9	53.870	525.00	309.55	424.03	10.00
Summe							3234.00	0.00	291.00

Tabelle 8: Geometriedaten der freihängenden Girlande mit drei gleichlangen Tragrollen mit einer Mantellänge $l_M = 1000$ mm, belastet durch Eigengewicht sowie durch Fördergurtgewicht

i	$F_{i1\ y}$ N	$F_{i1\ z}$ N	$F_{i2\ y}$ N	$F_{i2\ z}$ N	λ_i °	l_i mm	$l_i \cos \lambda_i$ mm	$l_i \sin \lambda_i$ mm	m_i kg
1	-1876,6	2943,5	1876,6	-2845,4	-57,043	525,00	285,60	-440,52	10,00
2	-1876,6	2845,4	1876,6	-2831,7	-56,531	57,15	31,52	-47,67	1,40
3	-1876,6	2831,7	2356,2	-1489,1	-46,219	1050,00	726,50	-758,08	90,00
4	-2356,2	1489,1	2356,2	-1475,4	-32,173	57,15	48,37	-30,43	1,40
5	-2356,2	1475,4	2356,2	1475,4	0,000	1050,00	1050,00	0,00	90,00
6	-2356,2	-1475,4	2356,2	1489,1	32,173	57,15	48,37	30,43	1,40
7	-2356,2	-1489,1	1876,6	2831,7	46,219	1050,00	726,50	758,08	90,00
8	-1876,6	-2831,7	1876,6	2845,4	56,531	57,15	31,52	47,67	1,40
9	-1876,6	-2845,4	1876,6	2943,5	57,043	525,00	285,60	440,52	10,00
Summe							3234,00	0,00	295,60

3.2.3 Berechnung der Geometrie mit Auflast durch Fördergurt und Fördergut

Des Weiteren sind in den Tabellen 9 und 10 bei den Geometriedaten zusätzlich die Auflast infolge des Fördergutgewichtes berücksichtigt. Zusammenfassend sind in Tabelle 11 die sich ergebenden Werte für den Winkel zur Horizontalebene der Kettenglieder 3 und 7, welche dem Muldungswinkel der Seitenträgrollen entsprechen, sowie der Abstand der Mitteltragrolle in Bezug auf die Verbindungsachse zwischen den Aufhängepunkten der Girlande dargestellt.

Tabelle 9: Geometriedaten der freihängenden Girlande mit einer Mantellänge der Mitteltragrolle $l_{M45} = 600$ mm, belastet durch Eigengewicht sowie durch Fördergurt- und Fördergutgewicht

i	$F_{i1\ y}$	$F_{i1\ z}$	$F_{i2\ y}$	$F_{i2\ z}$	λ_i	l_i	$l_i \cos \lambda_i$	$l_i \sin \lambda_i$	m_i
	N	N	N	N	°	mm	mm	mm	kg
1	-12665,6	15694,4	12665,6	-15596,3	-51,008	525,00	330,33	-408,05	10,00
2	-12665,6	15596,3	12665,6	-15582,5	-50,908	57,15	36,04	-44,36	1,40
3	-12665,6	15582,5	19568,3	-7220,3	-43,203	1210,00	882,01	-828,35	103,20
4	-19568,3	7220,3	19568,3	-7206,6	-20,235	57,15	53,62	-19,77	1,40
5	-19568,3	7206,6	19568,3	7206,6	0,000	630,00	630,00	0,00	59,00
6	-19568,3	-7206,6	19568,3	7220,3	20,235	57,15	53,62	19,77	1,40
7	-19568,3	-7220,3	12665,6	15582,5	43,203	1210,00	882,01	828,35	103,20
8	-12665,6	-15582,5	12665,6	15596,3	50,908	57,15	36,04	44,36	1,40
9	-12665,6	-15596,3	12665,6	15694,4	51,008	525,00	330,33	408,05	10,00
Summe						3234,00	0,00	291,00	

Tabelle 10: Geometriedaten der freihängenden Girlande mit drei gleichlangen Tragrollen mit einer Mantellänge $l_M = 1000$ mm, belastet durch Eigengewicht sowie durch Fördergurt- und Fördergutgewicht

i	$F_{i1\ y}$	$F_{i1\ z}$	$F_{i2\ y}$	$F_{i2\ z}$	λ_i	l_i	$l_i \cos \lambda_i$	$l_i \sin \lambda_i$	m_i
	N	N	N	N	°	mm	mm	mm	kg
1	-11586,2	15716,9	11586,2	-15618,8	-53,518	525,00	312,15	-422,12	10,00
2	-11586,2	15618,8	11586,2	-15605,1	-53,420	57,15	34,06	-45,89	1,40
3	-11586,2	15605,1	16614,2	-10257,8	-48,398	1050,00	697,15	-785,16	90,00
4	-16614,2	10257,8	16614,2	-10244,0	-31,674	57,15	48,64	-30,01	1,40
5	-16614,2	10244,0	16614,2	10244,0	0,000	1050,00	1050,00	0,00	90,00
6	-16614,2	-10244,0	16614,2	10257,8	31,674	57,15	48,64	30,01	1,40
7	-16614,2	-10257,8	11586,2	15605,1	48,398	1050,00	697,15	785,16	90,00
8	-11586,2	-15605,1	11586,2	15618,8	53,420	57,15	34,06	45,89	1,40
9	-11586,2	-15618,8	11586,2	15716,9	53,518	525,00	312,15	422,12	10,00
Summe						3234,00	0,00	295,60	

Tabelle 11: Zusammenstellung der Muldungswinkel und der Abstände zwischen Mitteltragrollen und Verbindungsachse der Aufhängepunkte unter Berücksichtigung des unterschiedlichen Gewichtseinflusses

Girlande mit $l_{M45} = 600$ mm	Muldungswinkel	Abstand Mitteltragrolle
	λ in °	l_o in mm
m_i	40.65	1285.3
$m_i + m'_G l_o$	25.92	846.8
$m_i + (m'_G + m'_L) l$	43.20	1300.5

Girlande mit $l_{M45} = 1000$ mm

m_i	45.77	1272.0
$m_i + m'_G l_o$	46.22	1276.7
$m_i + (m'_G + m'_L) l$	48.40	1283.2

3.3 Die Geometrie einer Tragrollengirlande beeinflussende Größen

Mit Hilfe des im vorangegangenen Kapitel 3.1 entworfenen Rechenmodells werden einige Größen untersucht, welche die Geometrie einer Tragrollengirlande verändern. Als Werkzeug zur iterativen Lösung der Gleichungssysteme wird ein entsprechendes Programm, das im Rahmen des Projektes entwickelt wurde, verwendet. Die Gleichungen des Rechenmodells bilden die Basis für dieses Programm. Hier können die zur Berechnung erforderlichen Parameter vorgegeben und die Ergebnisse ausgegeben werden.

3.3.1 Toleranzen der Abmessungen der Girlandenelemente

Die Berechnungen im Rechenmodell werden normalerweise mit Nennmaßen für die Girlandenelemente durchgeführt. Um den Einfluss der Maßtoleranzen auf die Geometrie der Tragrollengirlande aufzuzeigen, werden in diesem Abschnitt die mit Abmaßen behafteten Istmaße der Elemente der Girlande eingesetzt. Für die Fertigung der Tragrollen gelten nach /49/ die Allgmeintoleranzen nach DIN 2768-m. Die daraus resultierenden Abmaße sind in Tabelle 12 angegeben.

Tabelle 12: Längen der Elemente mit Abmaßen nach DIN2768-m für Girlande mit $l_{M45} = 600 \text{ mm}$

Element	Längenmaß mm	Abmaß mm	Mindestmaß mm	Höchstmaß mm
1	525,00	0,25	525,20	525,80
2	57,15	0,30	56,85	57,45
3	1210,00	1,20	1208,80	1211,20
5	630,00	0,80	629,20	630,80

Der Einfluss der Maßtoleranzen innerhalb der Tragrollengirlande wird hier durch die Angabe der Randwerte gezeigt, d.h. es wird der ungünstigste Fall zugrunde gelegt, dass die Maßtoleranzen jeweils von allen Elementen einseitig ausgeschöpft werden. Es ergeben sich drei untersuchte Fälle:

- 1 Die Höhe der Mitteltragrolle nimmt einen Maximalwert an, wenn für alle Elemente jeweils das Mindestmaß eingesetzt wird.
- 2 Die Höhe der Mitteltragrolle nimmt einen Minimalwert an, wenn für alle Elemente jeweils das Höchstmaß eingesetzt wird.
- 3 Die Mitteltragrolle nimmt einen extremen Winkel zur Horizontalebene ein, wenn für die Elemente 1 bis 4 das Mindestmaß, für die Elemente 6 bis 9 das Höchstmaß eingesetzt wird. Zusätzlich wird für Element 5
 - a das Mindestmaß,
 - b das Nennmaß und
 - c das Höchstmaß eingesetzt.

Mindest- und Höchstmaße für die Elemente 1 bis 4 und 6 bis 9 brauchen nicht getauscht untersucht werden, weil die Girlande symmetrisch aufgebaut ist.

Das Ergebnis der Extremwertuntersuchung ist in Tabelle 13 zusammengestellt. Mit dem Fall 0 werden die geometrischen Größen der Bezugsgirlande dargestellt, zu der die Differenzen der einzelnen Größen gebildet wurden. Allein durch das Ausschöpfen der Maßtoleranzen nach Fall

1 und 2 entsteht eine Abweichung der Höhe der Mitteltragrolle von $\pm 4,0$ mm von der Höhe in der Bezugsgirlande. Die Muldungswinkel ändern sich dabei um $\pm 0,1^\circ$, bleiben aber symmetrisch. Der Extremwinkel für das Element 5 wird nach Fall 3c mit Höchstmaß erreicht. Die Differenz zu den mit Mindest- und Nennmaß für dieses Element erreichten Winkeln von weniger als einer Winkelsekunde ist aber vernachlässigbar. Mit diesem Winkel hängt das rechte Gelenk der Achse der Mitteltragrolle um 1,12 mm tiefer als das linke. Die Muldungswinkel für die Fälle 3a bis 3c stellen sich leicht asymmetrisch ein mit einer Differenz von ca. $0,1^\circ$.

Tabelle 13: Ergebnis der Extremwertuntersuchung zum Einfluss der Maßtoleranzen

Fall	Abstand Mitteltragrolle zur Drehachse mm	Δh_{45} mm	λ_{23} °	$\Delta\lambda_{23}$ °	λ_{45} °	$\Delta\lambda_{45}$ °	λ_{67} °	$\Delta\lambda_{67}$ °
0	1285,35	0,00	-40,65	-	0,00	-	40,65	-
1	1281,33	-4,02	-40,56	0,10	0,00	0,00	40,55	0,10
2	1289,36	-0,41	-40,76	0,10	0,00	0,00	40,76	-0,10
3a	1284,94	-0,41	-40,69	-0,04	-0,10	-0,10	40,58	-0,08
3b	1285,35	0,00	-40,71	-0,06	-0,10	-0,10	40,60	-0,06
3c	1285,75	0,40	-40,73	-0,08	-0,10	-0,10	40,61	-0,04

3.3.2 Abweichungen der Maße der Aufhängepunkte

Untersucht wird der Einfluss von Maßabweichungen der Position der Aufhängepunkte vom Nennmaß. Dazu wird im Modell die Position des Aufhängepunkts 0 variiert, während die Position des Aufhängepunkts 9 an der durch das Nennmaß gegebenen Position verbleibt. Es wird separat der Einfluss von Abweichungen in X-, Y- und Z-Richtung untersucht. Diese Abweichungen können unabhängig voneinander bei in ein Messgerüst eingehängten Girlanden auftreten. Außerdem wird der Einfluss von Abweichungen in YZ-Richtung betrachtet. Damit werden Abweichungen der Aufhängepunkte am Bandtraggerüst beschrieben, die in der YZ-Ebene voneinander abhängig auftreten.

Der in Bild 3.13 im Schnitt dargestellte Längsholm des Bandtraggerüsts ist mit einem Winkel α gegenüber der Horizontalen geneigt. Die Aufhängepunkte am Bandtraggerüst sind auf diesem Längsholm verschweißt. Eine Abweichung auf der Fläche des Längsholms in der in Bild 3.13 mit ΔYZ bezeichneten Richtung hat wegen der Neigung jeweils eine Komponente in Y- und in Z-Richtung. Im Rechenmodell werden die Y- und Z-Koordinate der Positionsabweichung über $\Delta Y = \Delta YZ \cos \alpha$ und $\Delta Z = \Delta YZ \sin \alpha$ bestimmt. Der untersuchte Bereich der Maßabweichungen orientiert sich zunächst an den in /47/ angegebenen Allgemeintoleranzen für Schweißkonstruktionen.

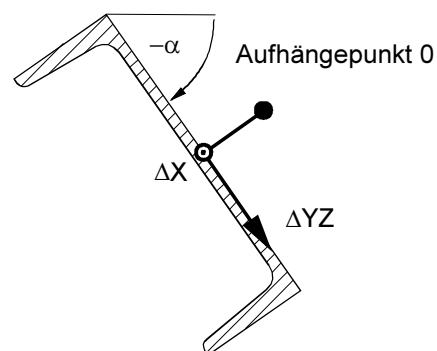


Bild 3.13: Schnitt durch den geneigten Längsholm

In DIN 8570-D wird für das Nennmaß des Tragrollenabstandes von 1875 mm, das der Entfernung der Aufhängepunkte voneinander entspricht, eine Maßtoleranz von ± 12 mm angegeben. Diese Maßtoleranz bezieht sich nur auf die Position der Aufhängepunkte zueinander. Der Längsholm selbst kann aber im Bandtraggerüst gegenüber dem zweiten Längsholm

ebenfalls verschoben sein. Diese Tatsache wird mit einem Zuschlag auf die Maßtoleranz berücksichtigt. Die Wertebereiche der Abweichungen, für die der Einfluss jeweils berechnet wurde, sind in Tabelle 14 zusammengefasst.

Tabelle 14: Beeinflussung der geometrischen Größen durch Maßabweichungen der Position des Aufhängepunkts 0 vom Nennmaß

		geometrische Größe			
		Δh_{MR} mm	λ_{23} °	λ_{45} °	λ_{67} °
Bezugsgirlande		0	-40,654	0	+40,654
ΔX	-25 mm	+0,049	-40,652	0	+40,652
	25 mm	+0,049	-40,652	0	+40,652
ΔY	-25 mm	+12,708	-40,080	0	+40,080
	25 mm	-12,481	-41,224	0	+41,224
ΔZ	-25 mm	-12,416	-40,238	+0,717	+41,064
	25 mm	+12,584	-41,064	-0,717	+40,238
ΔYZ	-25 mm	+17,557	-40,661	-0,581	+39,985
	25 mm	-17,369	-40,641	+0,594	+41,318

4 Laborversuche

Der Bewegungswiderstand an einer Tragrollenstation setzt sich gem. Abschnitt 2.2 aus dem Tragrollenlaufwiderstand, dem Walkwiderstand und ggf. dem Sturzwiderstand zusammen. Im Rahmen der Feldmessung konnte nur die Summe aus allen drei Widerständen in Abhängigkeit von den äußeren Parametern wie Girlandenausführung, Massenstrom etc. erfasst werden. Um die im Feldversuch gemessenen Ergebnisse an einzelnen Messstationen miteinander vergleichen zu können, sind Laborversuche an Prüfständen des Instituts für Fördertechnik durchgeführt worden.

Zum einen wurde der Laufwiderstand der im Feldversuch eingesetzten Tragrollen, zum anderen der Eindrückrollwiderstand als Bestandteil des Walkwiderstandes an einer Fördergurtprobe ermittelt. Im Folgenden werden nun die verwendeten Prüfstände und die hieran ermittelten Ergebnisse beschrieben.

4.1 Prüfstände zur Ermittlung des Tragrollenlaufwiderstandes

Zur Ermittlung des Tragrollenlaufwiderstandes sind nach /36/ eine Vielzahl von Prüfständen mit den unterschiedlichsten Funktionsprinzipien bekannt. Bereits 1975 wurde am Institut für Fördertechnik ein Prüfstandskonzept verwirklicht, welches die beiden Zielsetzungen, eine zügige Durchführung von Prüfserien und eine möglichst hohe Messgenauigkeit, miteinander vereint. Das Konzept basiert auf dem bewährten Antriebsprinzip mit stehender Achse und angetriebenem Mantel. Zur Umsetzung der Lagerung, Lastaufbringung und Laufwiderstandsmessung wurden teilweise neue Lösungen verwirklicht und bis heute weiterentwickelt. Im Rahmen dieser Arbeit ist der in Bild 4.1 gezeigte aktuelle große Tragrollenprüfstand konstruktiv umgebaut worden und mit Hilfe einer speicherprogrammierbaren Steuerung für einen vollautomatischen Betrieb ausgestattet worden. Die Funktionen der Lagerung der Messtragrolle und der Laufwiderstandsmessung sind bei dieser Konstruktion mit je einem Dreistabbiegesystem-

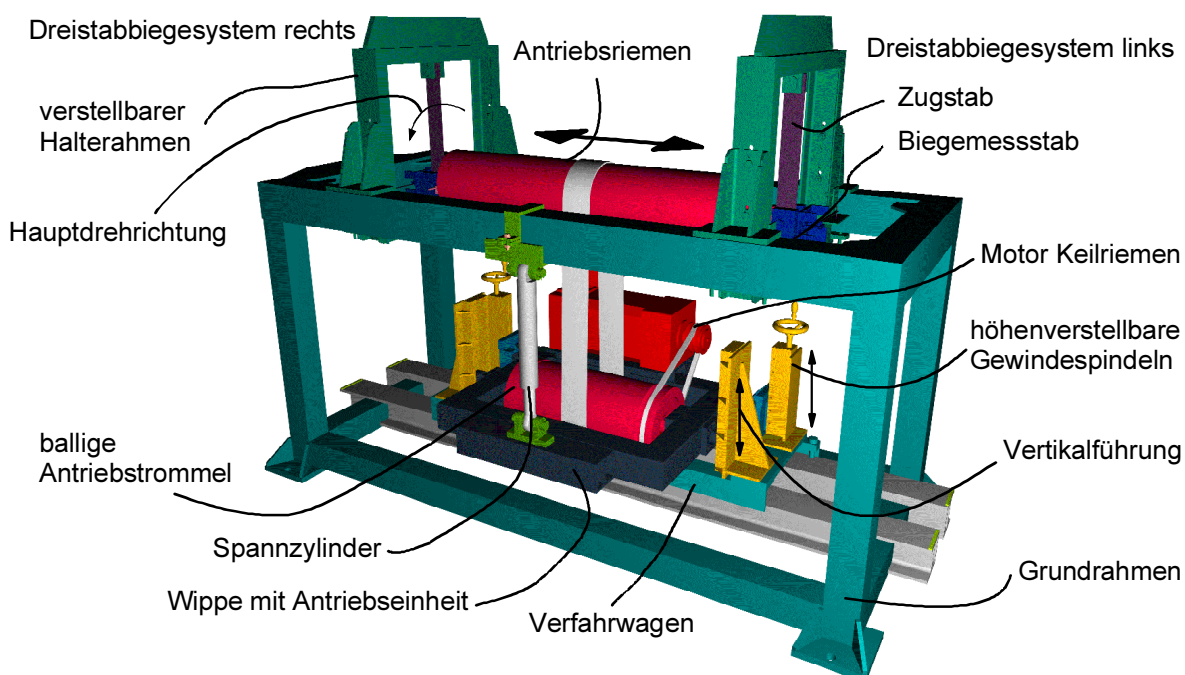


Bild 4.1: Großer Tragrollenprüfstand

tem auf beiden Seiten der Messtragrolle vereint worden. Dieses besteht aus je einem vertikalen Zugstab, der das Tragrollengewicht und die beaufschlagende Last trägt sowie aus je zwei horizontal angeordneten Biegestäben, aus deren Oberflächendehnungen infolge des durch den Tragrollenlaufwiderstand hervorgerufenen Biegemomentes der Tragrollenlaufwiderstand bestimmt werden kann. Das Messprinzip ist weiter unten erklärt. Ein zweiter am Institut für Fördertechnik vorhandener kleiner Tragrollenprüfstand ist für Tragrollen mit kleineren Abmessungen und kleineren Auflasten konzipiert worden. Dieser Prüfstand ermöglicht durch Einbau der Tragrollen in eine Klimakammer die Prüfung bei Temperaturen von -40°C bis $+40^{\circ}\text{C}$ /36/.

Für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Prüfserien zur Tragrollenlaufwiderstandsmessung ist der große Tragrollenprüfstand mechanisch derart umgerüstet worden, dass auch radiale Belastungen außerhalb der Tragrollenmitte möglich sind. In Bild 4.1 ist der große Tragrollenprüfstand mit Verfahrwagen gezeigt. Des Weiteren ist zur Steuerung und Regelung des Prüfstandes im vollautomatischen Betrieb auch eine speicherprogrammierbare Steuerung installiert worden. Die Messwerterfassung ist über einen tragbaren Computer mit Messwert-erfassungskarte realisiert. Zur Auswertung der binär abgelegten Messdaten steht ein zu diesem Zweck neu entwickeltes Auswerteprogramm zur Verfügung. Ergebnis der Auswertung ist eine Tabelle mit der Zusammenfassung aller Tragrollenlaufwiderstände in Abhängigkeit von Laufgeschwindigkeit v und radialer Belastungskraft F_{NR} mit dessen Kraftangriffspunkt.

Das Dreistabbiegemesssystem der beiden Tragrollenlaufwiderstandsprüfstände ist in Bild 4.2 schematisch dargestellt. Zu sehen sind der Zugstab und die beiden rechts- und linksseitigen Biegestäbe. Die Biegelinien des Systems infolge des Tragrollenlaufwiderstandsmomentes und der radialen Belastung der Tragrolle bzw. nur des Tragrollenlaufwiderstandsmomentes sind dünn durchgezogen bzw. dünn gestrichelt dargestellt. Es ist zu sehen, dass die Biegelinien im ersten Fall, bei der Überlagerung der beiden Reaktionsgrößen weniger stark ausgeprägt sind. Dies bedeutet, dass sich das Dreibiegestabsystem infolge steigender Normalbelastung steifer verhält.

Das maximale Moment an den Biegestäben tritt im Bereich des Knotenpunkts der drei Stäbe auf, da die Auflager an den Seiten der Biegestäbe als Gelenklager ausgeführt sind. Um nun die Lastabhängigkeit der Empfindlichkeit bezüglich des Tragrollenlaufwiderstandsmomentes beschreiben zu können, ist dieses System mit Hilfe der Balkentheorie zweiter Ordnung nach Bernoulli beschrieben worden. Auf die Herleitung des Ansatzes soll hier verzichtet werden und direkt der Zusammenhang zwischen der Oberflächendehnung der Biegestäbe als Messgröße und der Kraft F_{NR} mit allen eingehenden Geometrie-Größen E_Z , I_Z , L_Z , E_B , I_B und L_B in Gleichung (68) dargestellt werden.

$$\varepsilon_B (M_R, F_{NR}) = \frac{M_R}{W_B E_B} \left[2 - \frac{F_{NR} L_B (e^{\lambda L_Z} + e^{-\lambda L_Z})}{3 E_B I_B (\lambda e^{-\lambda L_Z} - \lambda e^{\lambda L_Z})} \right]^{-1} \quad \text{mit} \quad \lambda = \sqrt{\frac{F_{NR}}{E_Z I_Z}} \quad (68)$$

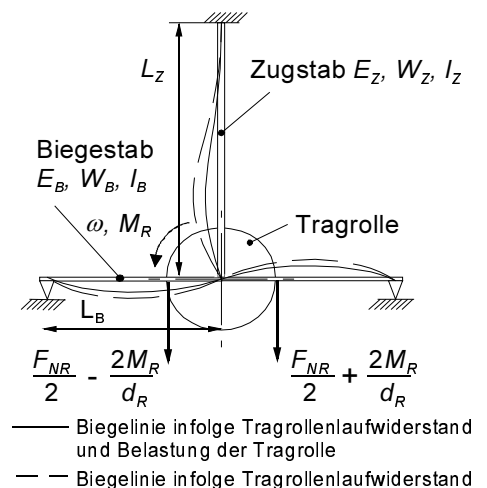


Bild 4.2: Messprinzip zur Bestimmung des Tragrollenlaufwiderstand

Der Zusammenhang zwischen ε , M_R und F_{NR} ist in Bild 4.3 graphisch dargestellt. Es ist deutlich zu sehen, dass der Zusammenhang zwischen dem Tragrollenlaufwiderstand und der Dehnung der Biegestäbe im Bereich des Knotenpunkts bei einem konstanten radialen Belastungswert linear voneinander abhängen. Bei steigender radialen Belastung verringert sich jedoch die Steigung des linearen Zusammenhangs und damit die Empfindlichkeit zwischen ε und M_R .

Dieser Zusammenhang ist bei der Ermittlung eines jeden Messpunkts von großer Bedeutung. Die gewichtskalibrierte Laufwiderstandsmessung an einer Tragrolle erfordert die Laufrichtungs-umkehr bei sonst gleichbleibenden Versuchsparametern. Da sich an beiden Enden der zu messenden Tragrolle ein Dreistabsystem befindet, wird infolge des Versatzes des Kraftangriffspunkts als Ursache des Wanderns des Antriebsriemens bei der Drehrichtungs-umkehr das dem Kraftangriffspunkt näherkommende Dreistabsystem infolge der höheren Vertikalbelastung unempfindlicher. Das Dreistabsystem, von welchem sich der Kraftangriffspunkt weiter entfernt, wird durch die geringere Vertikalbelastung empfindlicher. Um eine gleichbleibende Empfindlichkeit der Biegebleche während der Aufnahme eines Messpunkts zu gewährleisten, ist das Geradlaufverhalten des Antriebsriemens auf der Prüftragrolle zwingend notwendig. Der Antriebsriemen darf also während der Messung keinen Laufversatz auf der Tragrolle haben. Dieser Umstand stellt gerade bei breiten Antriebsriemen mit einer Breite von mehr als 100 mm für hohe Normalbelastungen bei einem Achsabstand von ca. 1000 mm besondere Anforderungen an die Toleranzen der Prüfstandsabmessungen. Bei Messungen an dem in Bild 4.1 dargestellten großen Tragrollenprüfstand mit außermittigem Kraftangriffspunkt auf der Tragrolle wird dieser Umstand noch verstärkt, da sich an beiden Enden der zu messenden Tragrolle ein Dreistabsystem befindet. Infolge des außermittigen Kraftangriffspunkts wird das dem Kraftangriffspunkt näheren Dreistabsystem aufgrund der höheren Vertikalbelastung unempfindlicher.

In den folgenden Kapiteln sind die Ergebnisse der am Institut für Fördertechnik auf Prüfständen durchgeführten Untersuchungen zusammengefasst dargestellt.

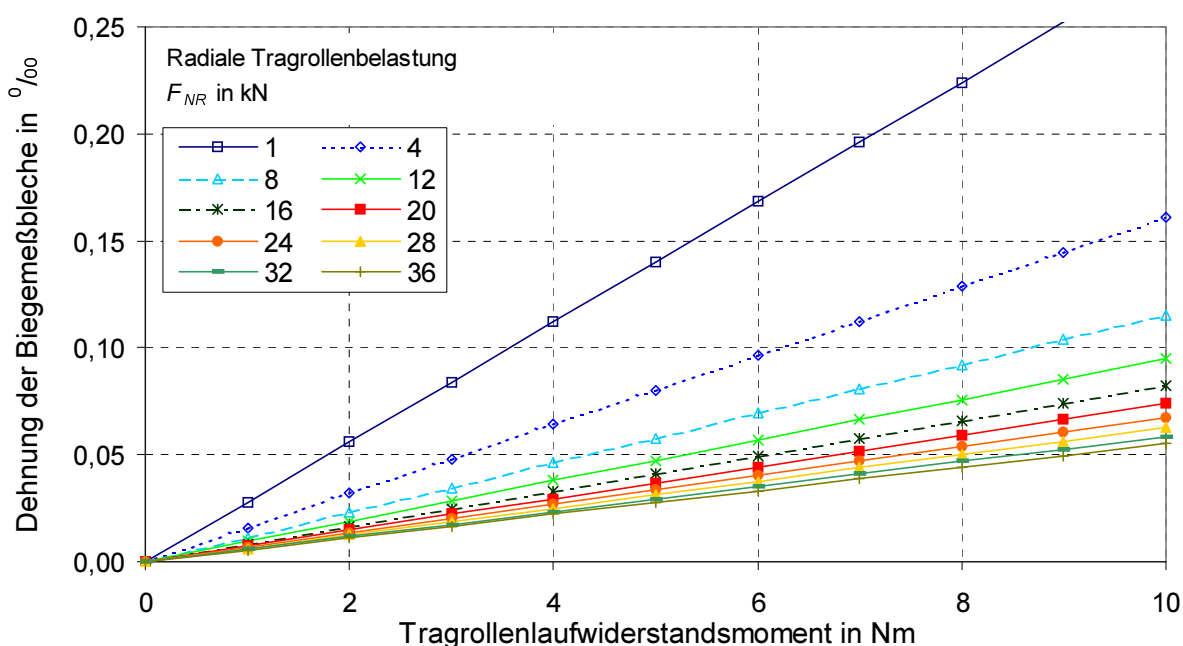


Bild 4.3: Dehnung der Biegestäbe im Bereich des Knotenpunkts in Abhängigkeit der Radialbelastung und des Tragrollenlaufwiderstandes

4.2 Ergebnisse zum Tragrollenlaufwiderstand

Die Ermittlungen der Laufwiderstände der Tragrollen aus der Messstrecke in der Gurtförderanlage F26 sind im Anschluss an die Feldmessungen durchgeführt worden. Aufgrund der engen terminlichen Situation während der Durchführung der Feldmessungen war die Untersuchung der Tragrollen vor dem Einbau in die Messstrecke nicht möglich. So wurden die Tragrollen nach Beendigung der Feldmessungen sorgsam vom Personal des Tagebaubetriebes ausgebaut und geschützt verpackt nach Hannover zum Institut für Fördertechnik geschickt. Jede Tragrolle wurde gekennzeichnet, so dass eine eindeutige Zuordnung zum Einbauort und zur Lauf-Drehrichtung gegeben ist.

Alle auf ihren Laufwiderstand hin untersuchten Tragrollen wurden auf dem großen Tragrollenprüfstand geprüft. Einige hiervon wurden zusätzlich noch auf dem kleinen Tragrollenprüfstand bei geringer Auflast und veränderter Temperatur untersucht. In Tabelle 15 sind die untersuchten Tragrollen mit ihrer Laufzeit in der Gurtförderanlage F26 und den Versuchsbedingungen

Tabelle 15: Untersuchte Tragrollen und ihre Versuchsparameter

Tragrolle	Einbauort	Fab.-Nr.	Laufzeit	Belastungen	Geschwindigkeit	Raumtemperatur
			Mon	kN	m/s	°C
Tr01R	M01 23, Seitentragrolle rechts	1	23,0	5,0 - 35,0	2,5 - 8,0	18
Tr01L	M01 67, Seitentragrolle links	1	23,0	5,0 - 35,0	2,5 - 8,0	18
Tr01M	M01 45, Mitteltragrolle	2	23,0	5,0 - 35,0	2,5 - 8,0	18
Tr02R	M02 23, Seitentragrolle rechts	1	13,0	5,0 - 35,0	2,5 - 8,0	18
Tr02L	M02 67, Seitentragrolle links	1	13,0	5,0 - 35,0	2,5 - 8,0	18
Tr02M	M02 45, Mitteltragrolle	2	13,0	5,0 - 35,0	2,5 - 8,0	18
Tr03R	M03 23, Seitentragrolle rechts	1	18,0	5,0 - 35,0	2,5 - 8,0	18
Tr03L	M03 67, Seitentragrolle links	1	18,0	5,0 - 35,0	2,5 - 8,0	18
Tr03Ma	M03 45a, Mitteltragrolle I	2	18,0	5,0 - 35,0	2,5 - 8,0	18
Tr03Mb	MBTR03 45b, Mitteltragrolle II	2	18,0	5,0 - 35,0	2,5 - 8,0	18
Tr04R	M04 23, Seitentragrolle rechts	1	18,0	5,0 - 35,0	2,5 - 8,0	18
Tr04L	M04 67, Seitentragrolle links	1	18,0	5,0 - 35,0	2,5 - 8,0	18
Tr04Ma	M04 45a, Mitteltragrolle I	2	18,0	5,0 - 35,0	2,5 - 8,0	18
Tr04Mb	MBTR04 45b, Mitteltragrolle II	2	18,0	5,0 - 35,0	2,5 - 8,0	18
Tr05R	M05 23, Seitentragrolle rechts	1	20,0	5,0 - 35,0	2,5 - 8,0	18
Tr05L	M05 67, Seitentragrolle links	1	20,0	5,0 - 35,0	2,5 - 8,0	18
Tr05M	M05 45, Mitteltragrolle	2	20,0	5,0 - 35,0	2,5 - 8,0	18
Tr06R	M06 23, Seitentragrolle rechts	1	20,0	5,0 - 35,0	2,5 - 8,0	18
Tr06L	M06 67, Seitentragrolle links	1	20,0	5,0 - 35,0	2,5 - 8,0	18
Tr06M	M06 45, Mitteltragrolle	2	20,0	5,0 - 35,0	2,5 - 8,0	18
Tr16R	M16 23, Seitentragrolle rechts	5	2,0	5,0 - 35,0	2,5 - 8,0	18
Tr16L	M16 67, Seitentragrolle links	5	2,0	5,0 - 35,0	2,5 - 8,0	18
Tr16M	M16 45, Mitteltragrolle	5	2,0	5,0 - 35,0	2,5 - 8,0	18
Tr30M	M30 23, Seitentragrolle	5	2,0	5,0 - 35,0	2,5 - 8,0	18
Tr99A	noch nicht gelaufen!	5	-	5,0 - 35,0	2,5 - 8,0	18

während der Prüfstandsuntersuchung aufgelistet. Insgesamt wurden 30 Tragrollen mit durchschnittlich jeweils 100 Messpunkten untersucht. Die Tragrollen unterscheiden sich in Durchmesser und Mantellänge, was durch die Fabrikatsnummern 1 bis 5 gekennzeichnet ist. Rollen mit der Fabrikatsnummer 1 bis 4 weisen die gleiche Tragrollenbodenkonstruktion mit einem 6412 Kugellager und die mit der Fabrikatsnummer 5 eine abweichende Tragrollenbodenkonstruktion mit einem 6312 Lager auf. Tragrollen mit einem Durchmesser $d_R = 400$ mm der Fabrikatsnummern 3 und 4 wurden aus zeitlichen Gründen nicht untersucht.

4.2.1 Tragrollenlaufwiderstand bei mittig angreifender radialer Belastung

Im ersten Schritt sollen hier Ergebnisse zweier Tragrollen zum Laufwiderstand exemplarisch für Tragrollen des Fabrikats 1 ($l_M = 600$ mm) und 2 ($l_M = 1160$ mm) dargestellt werden. Beide Tragrollen sind 23 Monate im Betrieb der Gurtförderanlage gelaufen. In Bild 4.4 und 4.5 sind die Laufwiderstände der Mitteltragrolle und der rechten Seitentragrolle aus der Messstation M01 in Abhängigkeit von der mittig angreifenden radialen Belastungskraft und der Umfangsgeschwindigkeit aufgetragen. Es ist gut zu erkennen, dass der Laufwiderstand dieser Tragrollen entgegen der aus der Literatur bekannten Ergebnisse z.B. /20/, /36/ keine deutliche Geschwindigkeitsabhängigkeit aufweist. Der Tragrollenlaufwiderstand bleibt je Belastungsstufe für alle Geschwindigkeitsstufen annähernd konstant. Er wächst jedoch mit steigender radialer Belastungskraft im oberen Belastungsbereich. Diese Zunahme, die bei sämtlichen Tragrollen dieses Typs beobachtet wurde, lässt sich in erster Näherung mit einem quadratischen Ansatz beschreiben, und die entsprechenden Graphen sind in den Diagrammen als durchgezogene Linien dargestellt.

Der Tragrollenlaufwiderstand der Tragrollen mit der Fabrikatnummer 5 ($l_M = 1000$ mm) hingegen weist, wie in Bild 4.6 exemplarisch für die Seitentragrolle Tr16R dargestellt ist, einen deutlichen Geschwindigkeitseinfluss auf, der sich bei Wiederholungsmessungen, wie in

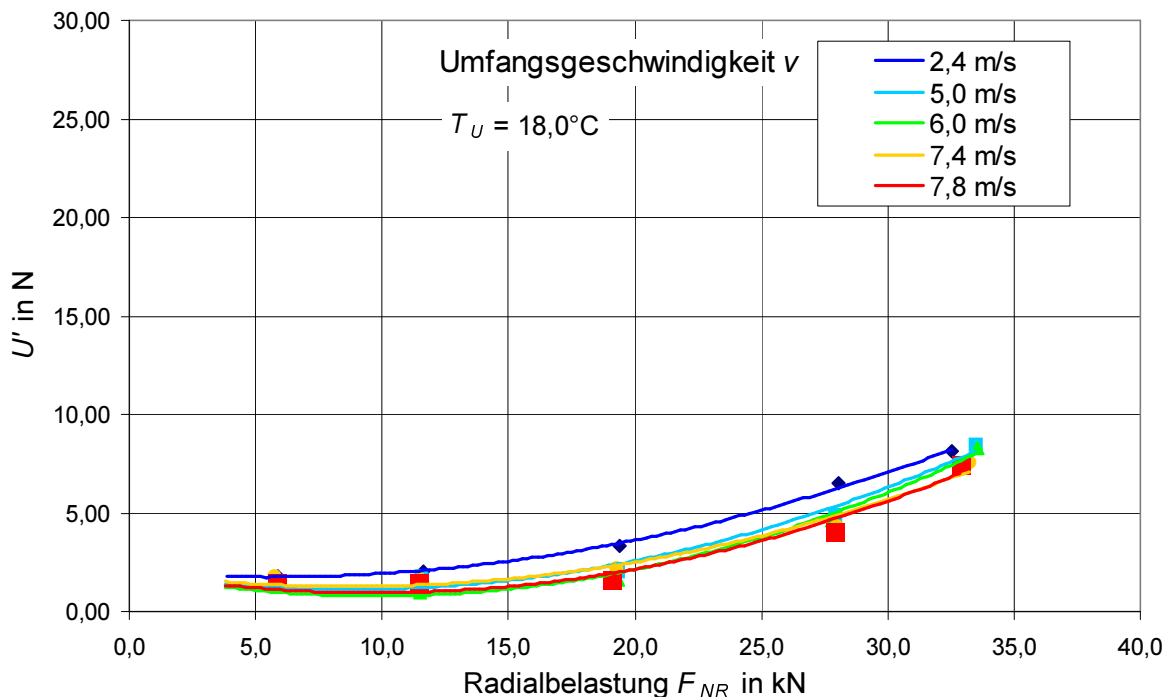


Bild 4.4: Laufwiderstand U' der Tragrolle Tr01M in Abhängigkeit von der mittig angreifenden radialen Belastung F_{NR} und der Umfangsgeschwindigkeit v ($\varnothing 219$ mm x 600 mm)

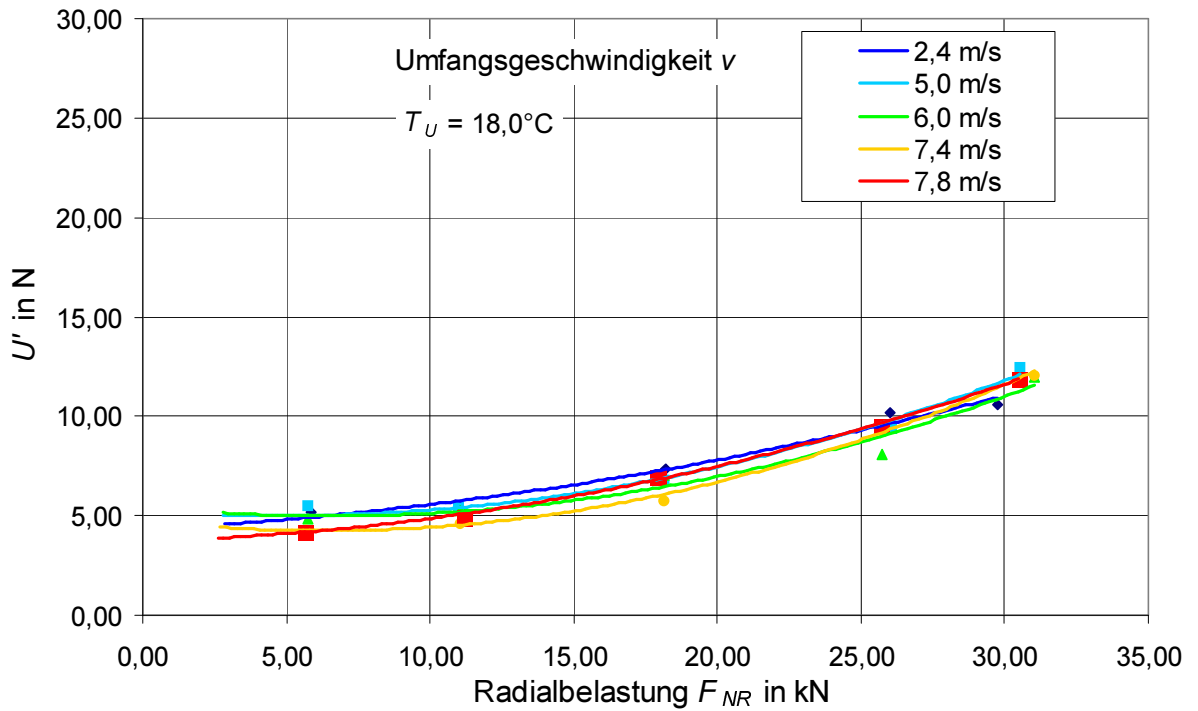


Bild 4.5: Laufwiderstand U' der Tragrolle TR01R in Abhängigkeit von der mittig angreifenden radialen Belastung F_{NR} und der Umfangsgeschwindigkeit v ($\varnothing 219$ mm x 1160 mm)

Bild 4.7 dargestellt, leicht verringerte. Der Laufwiderstand erreicht bei einer Normalkraft von 5,0 kN und einer Geschwindigkeit von 7,5 m/s einen Betrag von 13,5 N bei der ersten und von 11,4 N bei weiteren Messungen. Bei einer Auflast von ca. 32 kN ergibt sich für alle Messungen ein Wert von knapp 17 N. Dass sich das Geschwindigkeitsverhalten dieses Rollentyps während der Messungen leicht verändert hat, ist offensichtlich darauf zurückzuführen, dass diese Tragrolle als Seitenträgrolle eingesetzt war, die während ihres zweimonatigen betrieblichen

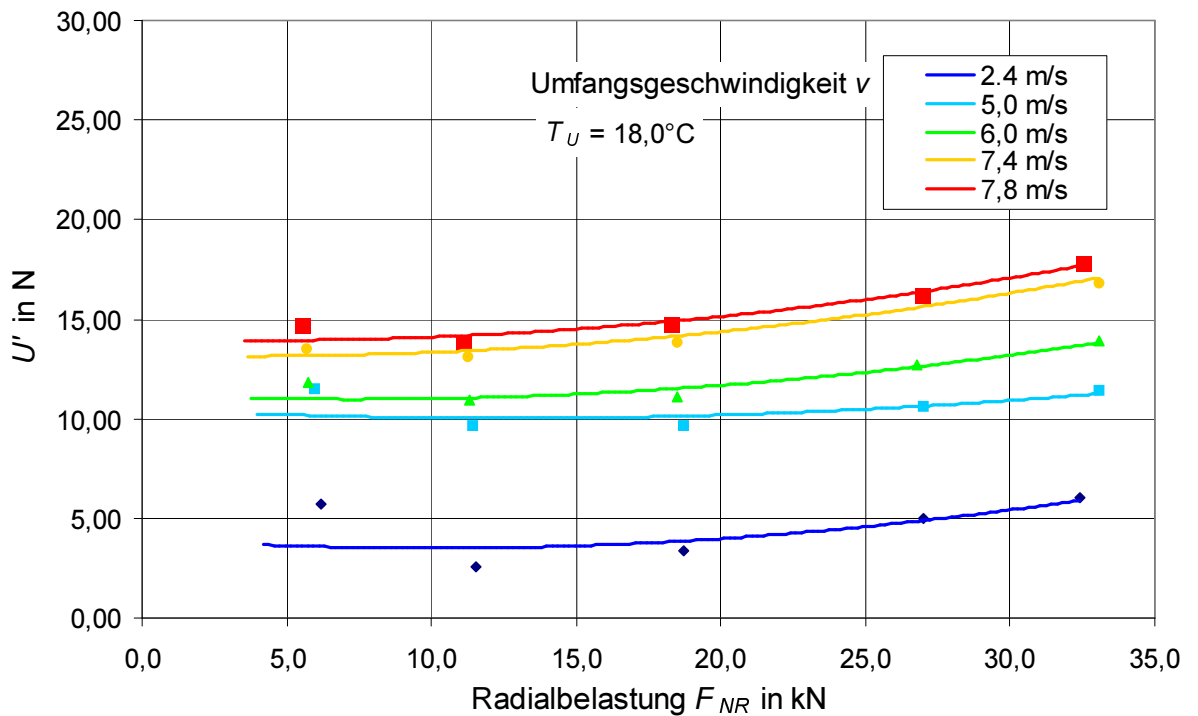


Bild 4.6: Laufwiderstand U' der Tragrolle Tr16R in Abhängigkeit von der mittig angreifenden radialen Belastung F_{NR} und der Umfangsgeschwindigkeit v ($\varnothing 219$ mm x 1000 mm, Messung 1)

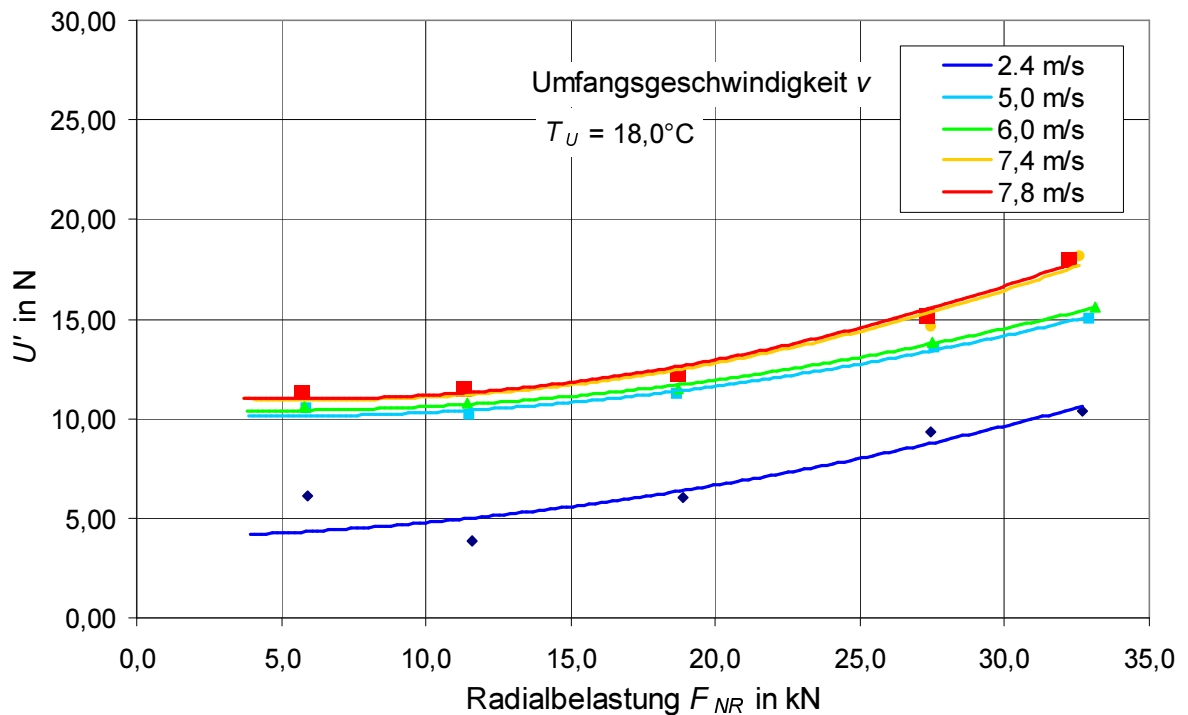


Bild 4.7: Laufwiderstand U' der Tragrolle Tr16R in Abhängigkeit von der mittig angreifenden radialen Belastung F_{NR} und der Umfangsgeschwindigkeit v ($\varnothing 219 \text{ mm} \times 1000 \text{ mm}$, Messung 3)

Einsatzes keine höheren radialen Belastungen erfahren hat. Erst während der Messungen auf dem großen Tragrollenprüfstand ist diese Tragrolle mit radialen Belastungen von über 30 kN beaufschlagt worden. Die Lastabhängigkeit bei diesem Typ 5 ist bei mittig angreifenden radialen Auflasten im Bereich von 5 bis 35 kN relativ betrachtet geringer als bei den Tragrollen Tr01R und Tr01M mit der Fabrikatnummer 1 und 2. Die absolute Zunahme hingegen liegt in der gleichen Größenordnung. Die Lastabhängigkeit hat zwar von Messung 1 bis zur Messung 3 scheinbar zugenommen, dieses liegt aber daran, dass bei der Messung 3 bei der Geschwindigkeit 2,4 m/s im Bereich höherer Lasten der Tragrollenlaufwiderstand gegenüber Messung 1 angestiegen ist und bei den höheren Geschwindigkeiten und den kleineren Belastungen der Tragrollenlaufwiderstand abgenommen hat. Ursache hierfür ist aber die oben beschriebene Verringerung der Geschwindigkeitsabhängigkeit des Laufwiderstandes.

4.2.2 Tragrollenlaufwiderstand bei außermittig angreifender radialer Belastung

Zur Beurteilung des Tragrollenlaufwiderstandes bei außermittigem Kraftangriffspunkt sind eine Vielzahl von Versuchen durchgeführt worden. Es konnte kein einheitliches Ergebnis festgestellt werden. Die Laufwiderstände der Tragrollen unterschieden sich bei außermittigem Angreifen der radialen Belastungskraft erheblich, je nachdem, ob der Kraftangriffspunkt in positiver oder negativer Richtung der Tragrollenachse verschoben war. Im Normalfall lag der Laufwiderstand betragsmäßig im Bereich der Werte für mittig angreifende radiale Normalkraft, ansonsten wurden auch um bis zu 20 % höhere Laufwiderstände gemessen. Ein Zusammenhang zwischen dem Abstand des Kraftangriffspunkts zur Tragrollenmitte und des Laufwiderstandes konnte nicht ermittelt werden. Die Ursache für die großen Unterschiede dieser Laufwiderstände bei außermittig angreifender radialer Belastungskraft liegt unter anderem an unterschiedlichen Fettfüllmengen in den Labyrinthdichtungen der beiden Lagerseiten, die sich durch verändernde

Achswinkel als Folge der außermittigen Belastung im Bereich der Labyrinth stark auf den Laufwiderstand auswirken können. Des Weiteren können auch Fertigungstoleranzen von Einfluss sein. In Bild 4.8 ist der Laufwiderstand bei außermittigem Kraftangriffspunkt, der einen Abstand von jeweils ca. 400 mm in positiver und in negativer Richtung von der Tragrollenmitte aufwies, im Vergleich zum Laufwiderstand bei mittiger Belastung über den Betrag der Belastungskraft für die Tragrolle Tr02L aufgetragen. Für den unteren Graphen bei einem Abstand von $\Delta y = 14$ mm kann davon ausgegangen werden, dass dieser geringfügige Abstand von der Tragrollenmitte vernachlässigt werden kann und der Laufwiderstand hier dem der mittigen Belastung entspricht. Für die beiden anderen Graphen ergibt sich im Mittel ein ca. 3 % und 20 % günstigerer Laufwiderstand.

Weitere Untersuchungen der Tragrollenkonstruktion, des verwendeten Fetts und der Fettmenge haben ergeben, dass nicht nur die Art der Fette im Labyrinth bzw. im Wälzlager einen großen Einfluss auf den Laufwiderstand einer Tragrolle haben, sondern auch die Fettmenge den Laufwiderstand erheblich beeinflusst. Soll zum einen eine große Fettmenge im Labyrinth und in der Tragrollenvorkammer die Wälzlagerung gegen Verschmutzung und die damit verbundene Zerstörung schützen, so führt dieses zum anderen zu einem erhöhten Laufwiderstand. Ob eine große Fettmenge einen erheblich besseren Schutz z.B. gegen eindringendes Wasser von außen bietet, ist nicht gesichert. So konnte an geöffneten Tragrollen festgestellt werden, dass sich im Fett in den Vorkammern der Tragrollen größere radial verlaufende Risse ausbilden, die eindringendem Wasser einen Weg zum Wälzlager ermöglichen.

4.2.3 Temperatureinfluss auf den Tragrollenlaufwiderstand

Zur Messung des Temperatureinflusses auf den Tragrollenlaufwiderstand sind einige Tragrollen bei geringen, mittig angreifenden radialen Auflasten bis 3 kN auf dem kleinen Tragrollenprüfstand des Instituts für Fördertechnik untersucht worden. Diese Messungen auf dem kleinen

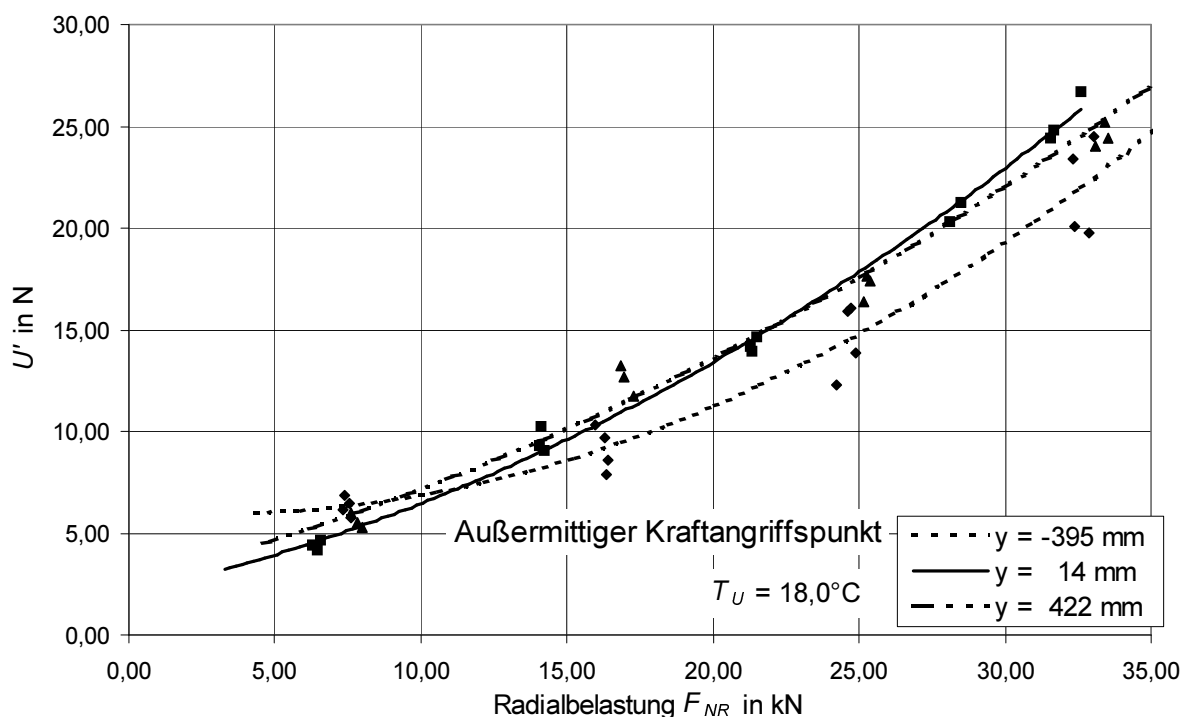


Bild 4.8: Laufwiderstand U' der Tragrolle Tr02L in Abhängigkeit von der außermittig angreifenden radialen Belastung F_{NR}

Tragrollenprüfstand sind vor den Untersuchungen auf dem großen Prüfstand durchgeführt worden. Das bedeutet, dass die Tragrollen noch keine hohen radialen Belastungskräfte infolge der Prüfung auf dem großen Tragrollenprüfstand erfahren haben und sich der Laufwiderstand der Prüftragrollen zum Stand des Ausbaus aus den jeweiligen Messstationen nicht verändert hatte. In Bild 4.9 sind die Laufwiderstände verschiedener Seiten- und Mitteltragrollen (vgl. Tabelle 15) in Abhängigkeit von der Temperatur für die Geschwindigkeiten $v = 5,0 \text{ m/s}$ und $v = 7,5 \text{ m/s}$ dargestellt. Der Laufwiderstand der Tragrollen der Fab.-Nr. 5 der Messstation 16 liegt bei Raumtemperatur $T = 18^\circ \text{ C}$ für $v = 7,5 \text{ m/s}$ zwischen 13 und 18 N und steigt mit sinkender Temperatur bei $T = -5^\circ \text{ C}$ auf größenordnungsmäßig den jeweils doppelten Wert. Dass der Tragrollenlaufwiderstand bei geringerer Geschwindigkeit und niedrigen Temperaturen stärker ansteigt, als bei höheren Geschwindigkeiten (s. z.B. Tr16L), ist ein Phänomen, das auch schon von Barbey /36/ festgestellt wurde und auf die innere Lagertemperatur zurückzuführen ist. Diese Temperatur ist bei höherer Umfangsgeschwindigkeit infolge der größeren inneren Verlustleistung höher als die Umgebungstemperatur.

Die untersuchten Mitteltragrollen Tr01M und Tr02M des Fabrikats 2 der Messstationen M01 und M02 weisen eine geringere Temperaturabhängigkeit auf, als die Tragrollen Tr16R, Tr16M sowie Tr16L des Fabrikats 5 aus der Messstation M16. Als Grund für diesen erhöhten Laufwiderstand der Tragrolle des Fabrikats 5 kommen mehrere Ursachen in Betracht. Einerseits haben die Tragrollen des Fabrikats 1 bis 4 eine erheblich längere Betriebszeit hinter sich, andererseits unterscheiden sich die Tragrollen 1 bis 4 und 5 in der konstruktiven Ausführung, dem Labyrinth- und Wälzlagerfett sowie in der Lagergröße 6412 bzw. 6312. Untersuchungen der Tragrolle des Fabrikats 5 haben ergeben, dass sich der Laufwiderstand ohne Fett im Labyrinth und mit Öl geschmierten Wälzlagern erheblich reduzieren lässt. So kann daraus geschlossen werden, dass ein großer Anteil des erhöhten Tragrollenlaufwiderstandes an der Fettmenge und der Art des Fettes liegt. Inwieweit das Wälzlager 6312, das im Vergleich zum Lager 6412 ein absolut gesehen geringeres Lagerspiel aufweist, den Laufwiderstand nachträglich beeinflusst, kann nur in vergleichenden Versuchen mit gleichen Fettsorten, der gleichen Tragrollenkonstruktion etc. festgestellt werden.

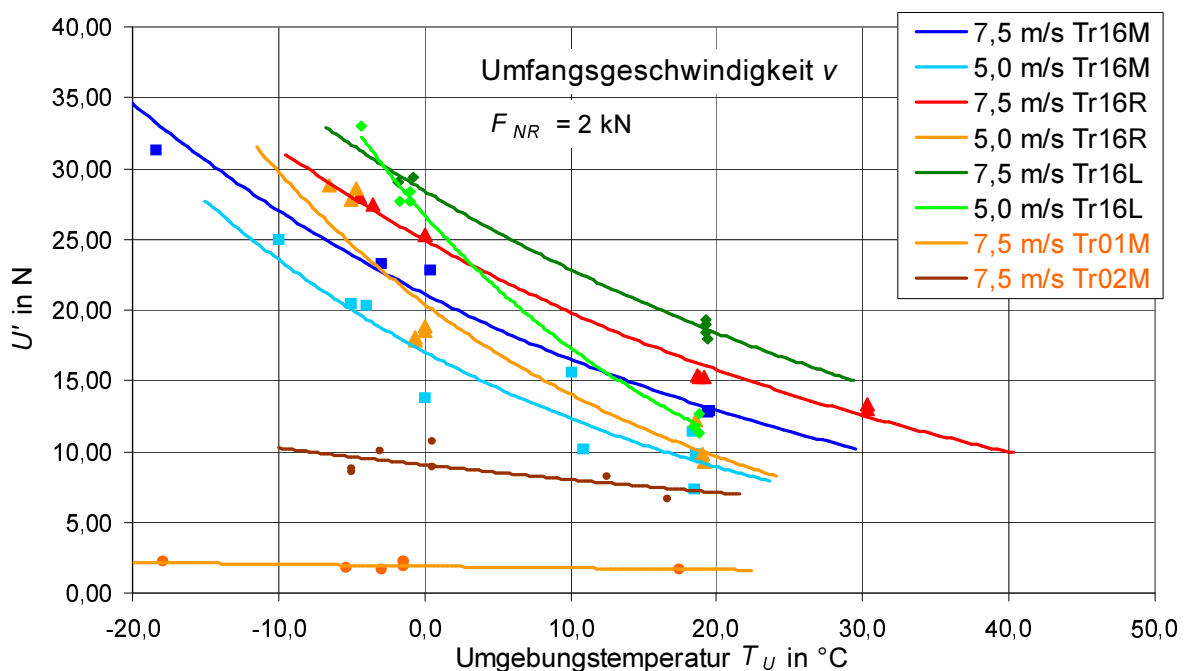


Bild 4.9: Temperaturabhängigkeit des Tragrollenlaufwiderstandes

4.2.4 Zusammenfassung der gemessenen Tragrollenlaufwiderstände

Die im Rahmen des Projektes in den Messstationen eingebauten Tragrollen sind auf Prüfständen im Institut für Fördertechnik bezüglich der Abhängigkeit des Tragrollenlaufwiderstandes von Temperatur, Geschwindigkeit und Auflast untersucht worden. Zum Geschwindigkeitseinfluss sind insbesondere die Art und Füllmenge betrachtet worden.

Im Hinblick auf die Berechnung des Walkwiderstandes aus den bei den Feldmessungen gemessenen Bewegungswiderständen ist es erforderlich, die Versuchsergebnisse der Laufwiderstandsmessungen formelmäßig darzustellen. Die üblicherweise verwendeten linearen Ansätze für die Last- und Geschwindigkeitsabhängigkeit des Tragrollenlaufwiderstandes (z. B. Vierling /19/, Behrens /33/) wurden im Sinne einer größeren Genauigkeit bei der Walkwiderstandsbestimmung nicht übernommen. Vielmehr wird die Lastabhängigkeit mit Hilfe eines quadratischen Ansatzes und die Temperaturabhängigkeit mit Hilfe eines linearen Ansatzes nach Gleichung (69) bestimmt. Die Annahme der linearen Unabhängigkeit des Last- und Temperatureinflusses wird in der gleichen Weise wie bei Behrens vorausgesetzt.

$$U' = a F_{NR}^2 + b F_{NR} + c + d (20^{\circ}\text{C} - T_U) \quad (69)$$

Die aus den Messergebnissen ermittelten Koeffizienten für alle vollständig untersuchten Tragrollen sind in Tabelle 16 zusammengestellt. Sie dienen der Bestimmung des Laufwiderstands der bei der Feldmessung eingesetzten Tragrollenanordnungen und damit der Beurteilung der später ausgeführten Ergebnisse zu den Feldmessungen.

Tabelle 16: Koeffizienten zur Bestimmung des Tragrollenlaufwiderstandes

Tragrolle	a in $10^{-2} \text{ N} / \text{ kN}^2$	b in $10^{-2} \text{ N} / \text{ kN}$	c in N	d in $\text{N} / ^{\circ}\text{C}$
Tr01r	1,31	1,66	4,78	0,10 ⁺
Tr01m	1,04	1,99	2,38	0,02
Tr01l	1,13	1,31	1,70	0,10 ⁺
Tr02r	3,23	3,68	2,57	-
Tr02m	5,90	1,39	3,26	0,20
Tr02l	7,00	1,90	5,46	-
Tr03r	1,01	4,70	2,71	-
Tr03ma	0,71	-19,39	7,56	-
Tr03mb	0,32	10,09	2,08	-
Tr03l	3,40	3,27	2,50	-
Tr04r	0,37	13,49	6,23	-
Tr04ma	2,41	-3,88	1,81	-
Tr04mb	1,17	-13,71	5,65	-
Tr04l	2,01	48,95	3,59	-
Tr05r	1,89	-7,58	2,10	-
Tr05m	1,17	-13,71	5,65	-
Tr05l	1,48	3,28	2,25	-
Tr06r	1,70	-6,42	2,80	-
Tr06m	0,98	-16,90	4,27	-
Tr06l	1,25	8,79	4,31	-
Tr16r	1,31	2,64	12,53	0,55
Tr16m	6,90	-1,52	12,80	0,51
Tr16l	7,70	1,83	13,04	0,55
Tr30r	0,78	-18,87	10,27	0,43
Tr99	1,33	13,39	11,37	-

4.3 Prüfstand zur Ermittlung des Eindrückrollwiderstandes

Zur Ermittlung des Eindrückrollwiderstandes an Fördergurtproben wird am Institut für Förder-technik ein Zweitrommelumlaufprüfstand mit einer Antriebs- und Spanntrommel betrieben. Im Obertrum läuft der Gurt über eine Messtragrolle. Die auf diese durch den laufenden Gurt ausgeübte Horizontalkraft wird gemessen. Diese Horizontalkraft wird vom Laufwiderstand der Messtragrolle und dem Eindrückrollwiderstand des Prüfgurtes bestimmt. Um den Eindrückrollwiderstand als Differenz bestimmen zu können, wird der Tragrollenlaufwiderstand simultan mit der Horizontalkraft gemessen /40/.

In Bild 4.10 ist eine Prinzipskizze des Prüfstandes dargestellt. Die Messtragrolle ist in einem Rahmen gelagert. Die Vertikallast wird durch einen Belastungswagen aufgebracht. Die Mess-einrichtung mit der Messtragrolle ist in einem Rahmen eingebaut, der gemäß Bild 4.11 auf zwei Stützen drehbar gelagert ist. In diesen Stützen sind zwei Kraftmessringe integriert, die die Vertikalbelastung messen. Horizontal sind die senkrechten Stützen mit Kraftmessdosen abgespannt, welche die Horizontalkraft an der Tragrolle messen.

Eine Klimakammer umgibt den Prüfstand und mit Hilfe entsprechender Aggregate lässt sich so der Eindrückrollwiderstand bei Temperaturen von -30°C bis $+40^{\circ}\text{C}$ bestimmen. Es sind Vertikallasten bis etwa $F_v = 10 \text{ kN}$ realisierbar, was einer auf die Gurtbreite von 400 mm bezogenen maximalen Prüfkraft $F_v' = 25 \text{ kN/m}$ entspricht. Die Gurtgeschwindigkeit kann variiert werden bis zu maximal $v = 9 \text{ m/s}$. Es sind Messtragrollen im Bereich von 133 mm bis 400 mm Durchmesser verfügbar, so dass dieser Parameter variiert werden kann.

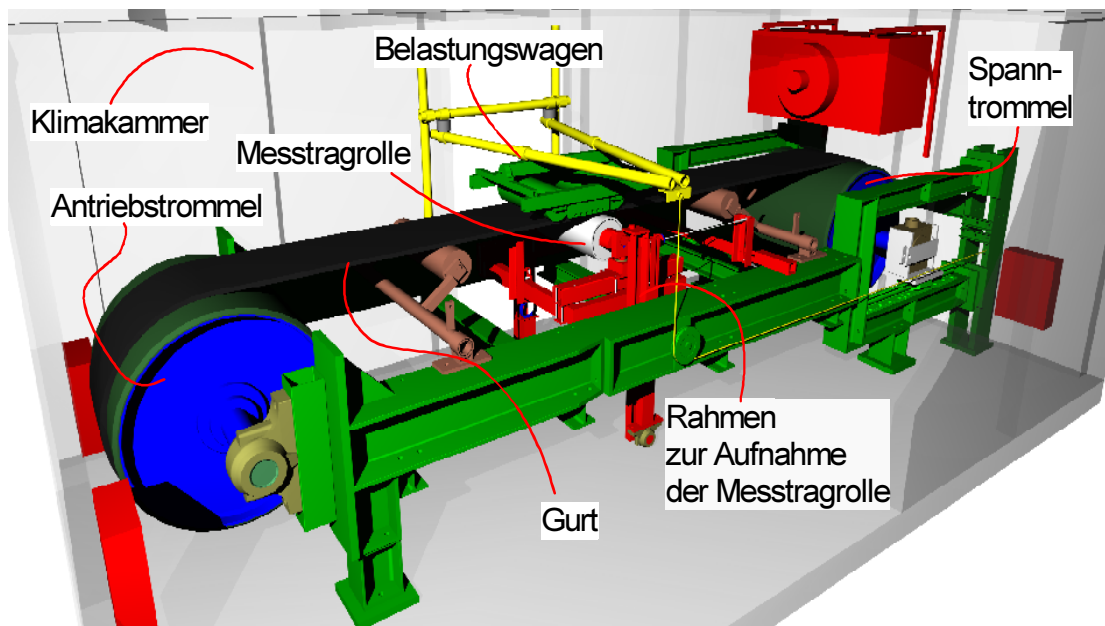


Bild 4.10: Prüfstand zur Ermittlung des Eindrückrollwiderstandes einer Gurtprobe /40/

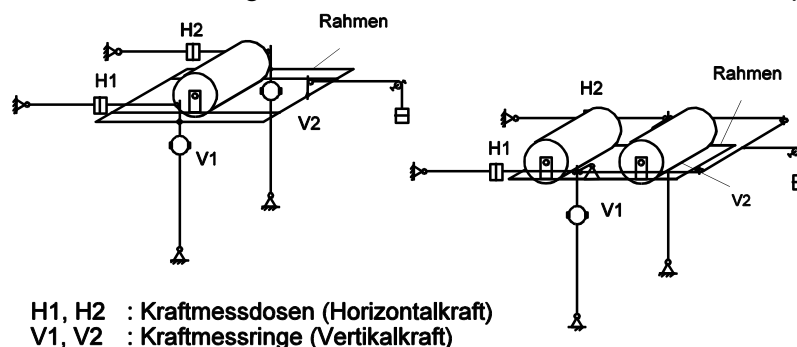


Bild 4.11: Anordnung der Vertikal- und Horizontalkraftaufnehmer

4.4 Darstellung der Ergebnisse zum Eindrückrollwiderstand

Messungen zum Eindrückrollwiderstand von Fördergurten St4500 16:8 mit diversen Deckplattenqualitäten sind zur Vorbereitung und während der Durchführung des Projektes dieser Arbeit an einer Vielzahl von Gurten am Institut für Fördertechnik untersucht worden. Exemplarisch werden die Ergebnisse von 6, in Tabelle 17 aufgelisteten, Gurten ausführlich dargestellt (Faltblatt Anhang 10.2). Außer der Auflast, der Gurttemperatur und der Gurtgeschwindigkeit wurden die nachstehend aufgelisteten Parameter untersucht:

- Veränderung nach mehrjährigem Betriebseinsatz;
- Einfluß des Tragrollendurchmessers $d_R = 219,1$ mm, 320 mm und 400 mm jeweils mit glattem Stahlmantel;
- Einfluß einer Tragrollenanordnung mit zwei Tragrollen Durchmesser $d_R = 219,1$ mm parallel als Doppeltragrolle mit den Achsabständen $a = d_R + 10$ mm, $a = 1,5 d_R$ und $a = 2 d_R$.
- Größe des Eindrückrollwiderstandes einer Stützringtragrolle mit Durchmesser $d_R = 193,7 / 250$ mm;

Die Umgebungstemperatur wurde während der Versuchsdurchführung zwischen -10 °C und $+40$ °C, die Auflast F'_V zwischen 3 kN/m und 9 kN/m und die Gurtgeschwindigkeit v zwischen 4,0 m/s und 7,5 m/s variiert. Für die Messung mit Einzel- und Doppeltragrollen wurden zwei verschiedene Rahmen zur Aufnahme der Messtragrolle(n) verwendet. Der Rahmen für die Messung mit den Einzeltragrollen ist fest mit den senkrechten Stützen verbunden (Bild 4.11 linke Abbildung). Für die Messung mit den Doppeltragrollen ist dagegen der Rahmen pendelnd in den senkrechten Stützen gelagert (Bild 4.11 rechte Abbildung), um einen Einfluss der Vertikalbelastung der Messtragrollen auf die gemessenen Horizontalkräfte auszuschließen. Für die Untersuchung des Eindrückrollwiderstandes einer Stützringtragrolle im Untertrum der Versuchsgurtförderanlage musste der Gurt von der Tragseite auf die Laufseite gedreht werden, so dass der Gurt mit der tragseitigen Deckplatte über die Messtragrolle lief.

Tabelle 17: Im Hinblick auf ihren Eindrückrollwiderstand untersuchte Fördergurte

Gurt-Nr.:	Abschnittslänge	Gewicht	laufseitige Deckplattenqualität	Betrieb	Lieferdatum	Einbaudatum	Hersteller	Produktionsstätte
-	m	kg/m						
Laboruntersuchung vor Beginn der Feldmessung 03.1997								
31	10,4	163,1	A	gelagert	01.07.97	09.07.97	A	A
32	10,4	158,0	A	neu	01.10.95	24.07.96	A	A
33	10,4	158,0	H	neu	01.10.95	24.07.96	A	A
Laboruntersuchung nach dem ersten Versuchszeitraum der Feldmessung 05.2000								
2	10,4	155,5	B	gelaufen	01.07.97	09.07.97	B	B
4	10,4	151,8	D	gelaufen	01.10.95	24.07.96	C	C
8	10,4	155,1	A	gelaufen	01.10.95	24.07.96	A	A

4.4.1 Veränderung nach Betriebseinsatz

Um eine Veränderung des Eindrückrollwiderstandes infolge der Alterung des Gummis der laufseitigen Deckplatte eines mehrjährigen Betriebseinsatzes feststellen zu können, sind an Fördergurten der Qualität St4500 16:8 mit der laufseitigen Deckplattenqualität A Eindrückrollwiderstände an einem Gurt im fabrikneuen Zustand, an einem Gurt nach 4 Jahren Lagerung und an einem Gurt nach ca. 4,5 Jahren Betriebseinsatz gemessen worden. Zum Vergleich wird auch ein Gurt mit einer abweichenden laufseitigen Deckplattenqualität betrachtet. In Bild 4.12 sind für die Gurte 8, 31, 32 und 33 der Eindrückrollwiderstand $U_E^{//}$ in Abhängigkeit der Gurttemperatur T_G aufgetragen. Die Messtragrolle hatte einen Durchmesser $d_R = 219$ mm. Die Gurte 8, 31 und 32 weisen die laufseitige Deckplattenqualität A, der Gurt 33 die im Hinblick auf den Energieverbrauch optimierte Qualität H auf.

Es lässt sich feststellen, dass sich die beiden Gurte 32 und 31 mit der gleichen Deckplattenqualität A im fabrikneuen und im gelagertem Zustand deutlich unterscheiden. Für eine Gurttemperatur $T_G = 20$ °C beträgt der Eindrückrollwiderstand ca. 62 N/m bzw. 48 N/m der mit geringerer Gurttemperatur auf 75 N/m bzw. 66 N/m bei $T_G = 0$ °C ansteigt. Für den gelaufenen Gurt zeigt sich bei Raumtemperatur ein Wert von 20 N/m geringerer Eindrückrollwiderstand als für den fabrikneuen Gurt 32, der aber mit sinkender Temperatur stärker zunimmt und für $T_G = 0$ °C 58 N/m erreicht. Der gelagerte sowie der gelaufene Gurt weist also einen günstigeren Eindrückrollwiderstand auf als der fabrikneue Gurt. Die Ursache des geringeren Eindrückrollwiderstandes des gelaufenen Gurtes 8 gegenüber dem gelagerten Gurt 31 liegt an der verringerten Deckplattendicke infolge des Abriebs, der Alterung des Gummis der laufseitigen Deckplatte und an der damit verbundenen Veränderung der mechanischen Eigenschaften der laufseitigen Deckplatte. Der Gurt 33 mit einer energieverbrauchsoptimierten Deckplattenqualität weist im fabrikneuen Zustand einen höheren Eindrückrollwiderstand auf als der im Betrieb gewesene. Hier ergeben sich Beträge des Eindrückrollwiderstandes von $U_E^{//} = 64$ N/m bzw. 58 N/m.

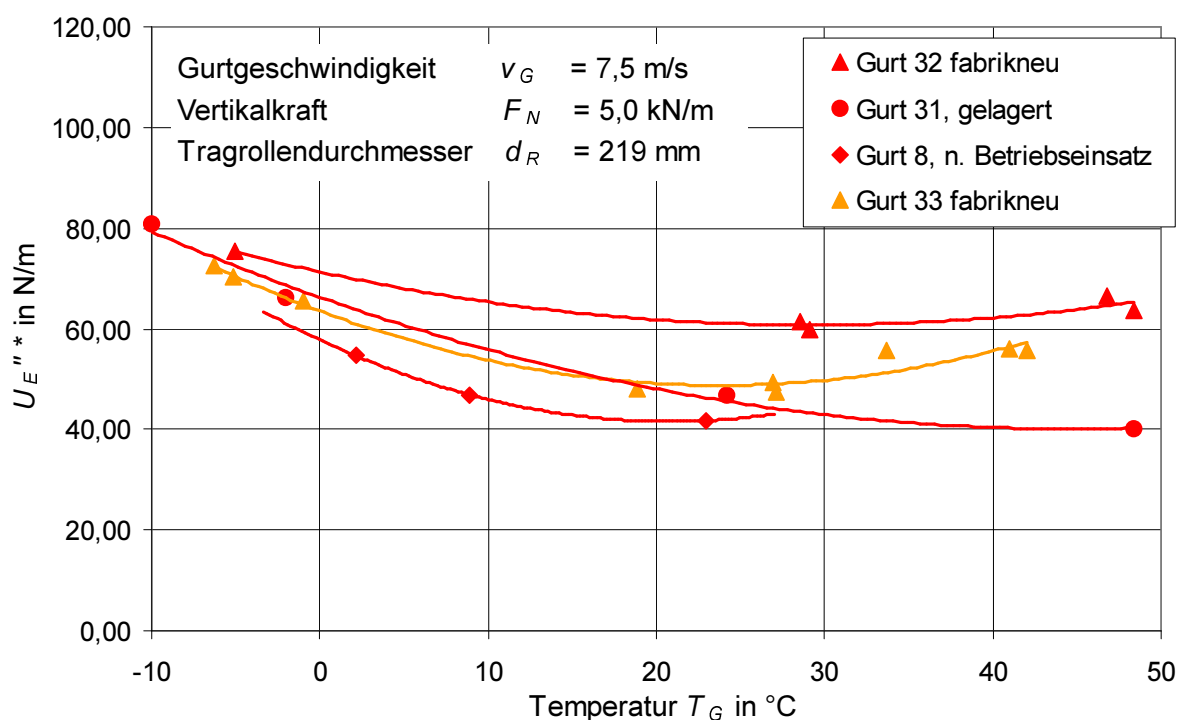


Bild 4.12: Eindrückrollwiderstand $U_E^{//}$ in Abhängigkeit von der Gurttemperatur T_G für zwei fabrikneue, einem gelagerten und einem Gurt nach mehrjährigem Betriebseinsatz

4.4.2 Vergleich von Gurten nach Betriebseinsatz

In Bild 4.13 sind die gemessenen längenbezogenen Eindrückrollwiderstände $U_E^{//*$ für die drei Gurte 2, 4 und 8 (siehe Tabelle 17) in Abhängigkeit der Gurttemperatur T_G und der längenbezogenen Normalkraft F'_N für die Gurtgeschwindigkeit $v = 7,5$ m/s graphisch dargestellt. Die drei Gurte waren vor der Laboruntersuchung mehrjährig im Betriebseinsatz und weisen auch geringe Geometrieänderungen infolge des Abriebs und geringe bis starke tragseitige Deckplattenschädigungen auf. Die tragseitigen Deckplattenstörungen beeinträchtigten die Erfassung des Eindrückrollwiderstandes aber nur unwesentlich.

Die entsprechenden Beträge für die Gurttemperaturen $T_G = 0,0$ °C, $10,0$ °C und $20,0$ °C sind in Tabelle 18 für nachfolgende Betrachtungen zusammengestellt. Des Weiteren kann angemerkt werden, dass der Eindrückrollwiderstand der jeweiligen Gurte mit geringerer Gurtgeschwindigkeit entsprechend geringfügig verringerte Beträge aufweist.

Tabelle 18: Zusammenstellung der längenbezogenen Eindrückrollwiderstände $U_E^{//*$ in N/m in Abhängigkeit der längenbezogenen Normalkraft F'_N und der Gurttemperatur T_G bei der Gurtgeschwindigkeit $v_G = 7,5$ m/s für die drei Gurte 2, 4 und 8

T_G in °C	0,0			10,0			20,0		
	F'_N in kN/m								
Gurt	3,0	5,0	9,0	3,0	5,0	9,0	3,0	5,0	9,0
2	26,8	46,1	103,0	21,0	41,0	91,1	19,2	38,8	85,0
4	24,4	43,7	100,4	16,3	33,7	85,2	14,0	34,9	75,5
8	30,5	57,8	121,7	25,6	45,9	106,3	24,3	41,6	94,6

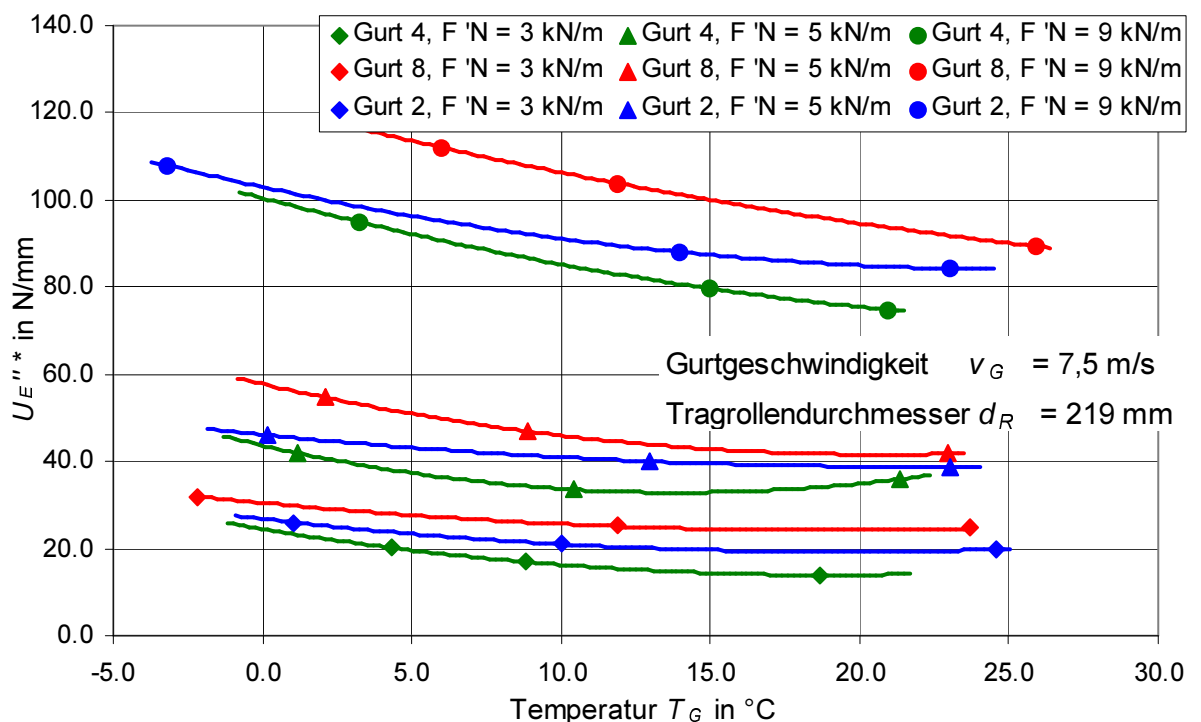


Bild 4.13: Eindrückrollwiderstand $U_E^{//*$ in Abhängigkeit von der Gurttemperatur T_G für drei Gurte nach einem mehrjährigen Betriebseinsatz

4.4.3 Einfluß des Tragrollendurchmessers

Der Tragrollendurchmesser hat nach /30/ einen wesentlichen Einfluß auf den Eindrückrollwiderstand. Um dieses messtechnisch für einen Fördergurt der Konfektion St4500 16:8 zu überprüfen, sind an dem Gurt 31 im fabrikneuem Zustand Untersuchungen zum Eindrückrollwiderstand bei Variation des Tragrollendurchmessers durchgeführt worden. In Bild 4.14 und

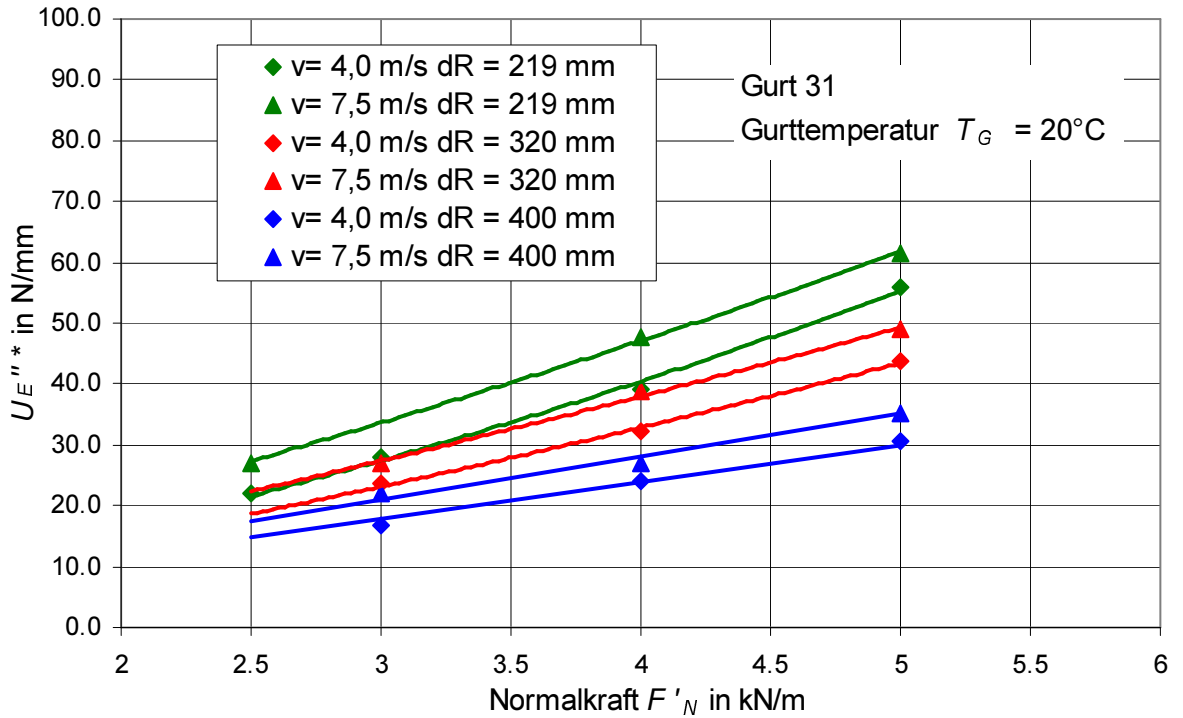


Bild 4.14: Eindrückrollwiderstand U_E'' in Abhängigkeit von der Normalkraft F'_N für drei Tragrollendurchmesser und zwei Gurtgeschwindigkeiten (Gurt 31, $T_G = 20^\circ\text{C}$)

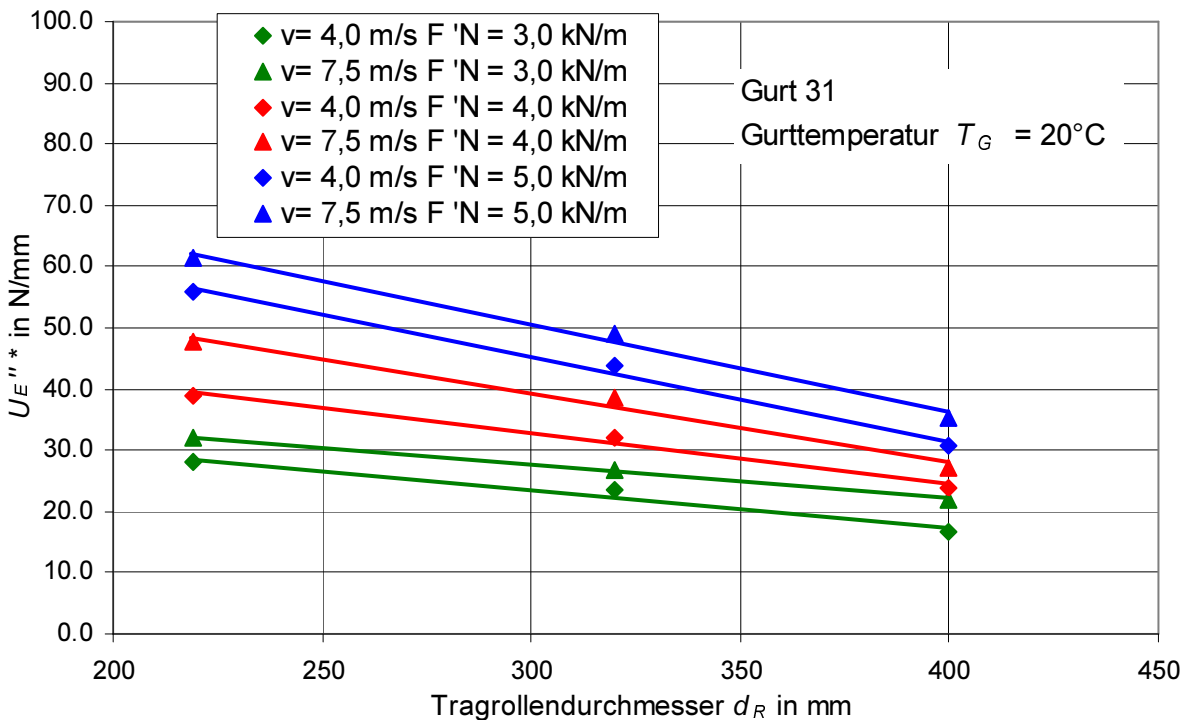


Bild 4.15: Eindrückrollwiderstand U_E'' in Abhängigkeit von dem Tragrollendurchmesser d_R für drei Normalkräfte und zwei Gurtgeschwindigkeiten (Gurt 31, $T_G = 20^\circ\text{C}$)

Bild 4.15 ist der Widerstand $U_E^{//*$ einerseits in Abhängigkeit von der Normalkraftbelastung F_V' und andererseits in Abhängigkeit von dem Tragrollendurchmesser d_R für die Gurttemperatur von $T_G = 20^\circ\text{C}$ und für die Gurtgeschwindigkeiten $v = 4,0 \text{ m/s}$ bzw. $v = 7,5 \text{ m/s}$ graphisch aufgetragen. Die Ergebnisse der Untersuchung zeigen, dass für alle Normalkräfte und Gurtgeschwindigkeiten der Eindrückrollwiderstand für Tragrollen mit kleinerem Durchmesser höhere Werte annimmt (Bild 4.14). Der von Schwarz /30/ prognostizierte Zusammenhang (Kapitel 2.2.2.1, Gleichung (10)), nach dem der Eindrückrollwiderstand zum Durchmesser-Verhältnis reziprok proportional sein soll, scheint sich nicht zu bestätigen, da die Messpunkte in Bild 4.15 sich augenscheinlich auf einer Geraden befinden. Die ermittelten Messwerte für die Rolle mit dem Durchmesser $d_R = 320 \text{ mm}$ nehmen der Theorie im Vergleich zu den Beträgen für die beiden anderen Tragrollen zu hohe Werte an. Dieses findet sich auch bei der Betrachtung der prozentualen Einsparungen, die in Tabelle 19 zu sehen sind, wieder. Hier zeigt sich besonders für die Tragrolle mit dem Durchmesser 400 mm eine sehr gute Übereinstimmung zu den Voraussagen von Schwarz. Nach seinen Angaben ist für den Einsatz von Tragrollen mit einem Durchmesser von 320 mm bzw. 400 mm für den Exponenten $n_{ED} = 1$ eine Reduzierung des Eindrückrollwiderstandes um 31 % bzw. 45 % bezogen jeweils auf den Widerstand beim Durchmesser 219 mm zu erwarten. Für den Tragrollendurchmesser $d_R = 320 \text{ mm}$ liegen die gemessenen Reduzierungen, wie schon angemerkt, im Schnitt um $2/3$ niedriger als die entsprechend berechneten. Für diesen Durchmesser würden die theoretischen Berechnungen mit einem Exponenten $n_{ED} = 0,65$ gute Übereinstimmung liefern.

Tabelle 19: Zusammenstellung der prozentualen Reduzierung des Eindrückrollwiderstandes $U_E^{//*$ in Abhängigkeit von dem Tragrollendurchmessers d_R bezogen auf $d_R = 219 \text{ mm}$

	$v=4,0 \text{ m/s}$	$v=7,5 \text{ m/s}$	$v=4,0 \text{ m/s}$	$v=7,5 \text{ m/s}$	$v=4,0 \text{ m/s}$	$v=7,5 \text{ m/s}$
	$F_V' = 3,0 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$	$F_V' = 3,0 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$	$F_V' = 5,0 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$	$F_V' = 5,0 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$	$F_V' = 9,0 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$	$F_V' = 9,0 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$
$d_R = 320 \text{ mm}$	15,6 %	15,9 %	17,7 %	18,8 %	21,9 %	20,2 %
$d_R = 400 \text{ mm}$	40,5 %	31,6 %	38,5 %	43,3 %	45,3 %	42,5 %

4.4.4 Einfluß der Tragrollenanordnung

Zwei Tragrollen in Tandemanordnung wurden mit der Überlegung eingesetzt, dass sich die Belastung gleichmäßig auf beide Tragrollen verteilt und somit infolge der progressiven Abhängigkeit des Eindrückrollwiderstandes von der Normalkraftbelastung zu einer Reduzierung dieses Walkwiderstandanteils führt. Des Weiteren wurde vermutet, dass sich zwei direkt aufeinander folgende Tragrollen wie eine Tragrolle mit großem Durchmesser verhalten könnten. Hierzu ist der Eindrückrollwiderstand von Tandemrollen bei Variation des Tragrollenabstands untersucht worden. Für alle drei Achsabstände, $a = d_R + 10 \text{ mm}$, $1,5 d_R$ und $a = 2 d_R$, ergab sich für den Gurt 31 bei einer Normalkraft $F_V' = 5,0 \text{ kN/m}$, einer Gurtgeschwindigkeit $v = 7,5 \text{ m/s}$ und der Gurttemperatur $T_G = 20^\circ\text{C}$ ein gemessener Eindrückrollwiderstand $U_E^{//*} = 56,0 \text{ N/m}$ bis $58,0 \text{ N/m}$. Dieser Wert liegt nur rund 4 N bis 6 N unter dem Wert für eine Einzelrolle mit dem gleichen Durchmesser $d_R = 219 \text{ mm}$.

Es zeigt sich, dass eine geringe Reduzierung des Eindrückrollwiderstandes festzustellen ist, diese aber in der Größenordnung des Tragrollenlaufwiderstandes der zusätzlichen Tragrollen

liegt und somit wohl kaum zu einer Reduzierung des Gesamtbewegungswiderstandes an einer Tragrollenstation führen wird.

4.4.5 Einfluß einer gummierten Stützringrolle

Gummierte Stützringtragrollen finden im Untertrum, wo der Fördergurt mit der tragseitigen Deckplatte über die Tragrollen läuft, Verwendung, um den Gurt zu reinigen und Anbackungen an der Tragrolle infolge der Verschmutzung zu vermeiden. Für die Messungen des Eindrückrollwiderstandes an einer Stützringrolle ist aus diesem Grund der Gurt 31 gewendet worden, so dass auch hier die tragseitige Deckplatte über die Messtragrolle lief. Da die an der Versuchsgurttförderanlage auftretende längenbezogene Normalkraft infolge des Fördergurtgewichtes im Untertrum ca. 4,2 kN/m beträgt, sind die längenbezogenen Eindrückrollwiderstände bei den Laborversuchen für die Auflasten $F_V' = 4,0$ kN/m und $F_V' = 5,0$ kN/m bei den Gurtgeschwindigkeiten $v = 4,0$ m/s und $v = 7,5$ m/s ermittelt worden. Die ermittelten Eindrückrollwiderstände sind in Tabelle 20 zusammengestellt.

Tabelle 20: Zusammenstellung der längenbezogenen Eindrückrollwiderstände $U_E^{//}$ in Abhängigkeit der längenbezogenen Normalkraft F_V' und der Gurtgeschwindigkeit v_G für eine Stützringrolle

Gurt 31 $T_G = 20$ °C		
v in m/s	F_V' in kN/m	$U_E^{//}$ in N/m
4,0	4,0	56,9
	5,0	72,5
7,5	4,0	58,1
	5,0	84,2

5 Experimentelle Untersuchungen an einer Gurtförderanlage

Im Rahmen des Projektes „Untersuchungen an einer Gurtförderanlage im Hinblick auf die Größe ihrer Bewegungswiderstände“ ist im Tagebau Hambach, Außenstelle Fortuna-Bergheim der Rheinbraun AG Köln, an der Gurtförderanlage F26 eine Messstrecke mit dem Ziel installiert worden, simultane, vergleichende Messungen zur Größe des lokalen Bewegungswiderstandes an unterschiedlichen Tragrollenstationen unter gleichen Randbedingungen durchzuführen. Des Weiteren wurden die Einflüsse von örtlicher Gurtzugkraft und Beladung sowie unterschiedlicher Gurtabschnitte untersucht.

5.1 Versuchsanlage mit Messstationen und Messgrößen

Nach einer intensiven Vorbereitungsphase mit Konstruktion, Fertigung und Vormontage sind die Messgerüste in einer fünftägigen Stillstandsphase der Fernbandanlage 2 in die Gurtförderanlage eingebaut worden. Der durchgetrennte 2,8 m breite Stahlseilfördergurt wurde im Bereich der Messstrecke im Ober- und Untertrum aus der Gurtförderanlage über die Kopfstation herausgezogen und am heckseitigen Ende der Messstrecke in Schlaufen gelagert. Die elektrischen Versorgungs- und Steuerleitungen wurden zwischen der Kopfstation und der Bandwaage entfernt. Insgesamt 24 Bandträgerüste wurden aus der Anlagenachse im Bereich der geplanten Messstrecke entfernt. Die freie Fläche wurde ausgekoffert und mit einer 15 cm dicken Kiesschicht aufgefüllt. Mit einem Grader wurde der neue Kies planiert und mit einer Walze verdichtet. Auf das gut verdichtete horizontal verlaufende Planum (Bild 5.1) wurden insgesamt 16 Messbandgerüste gestellt und mit Hilfe eines Theodoliten ausgerichtet.



Bild 5.1: Planum im Bereich der Messstrecke

An den Kopfplatten der verlängerten Längsholme wurden diese miteinander verschraubt. In den Übergangsbereichen zwischen der Messstrecke und den stehengebliebenen Bandträgerüsten wurden die jeweils vier Übergangsgerüste wieder in die Achse der Gurtförderanlage eingebracht und ausgerichtet. Der Fördergurt wurde eingezogen und wieder endlos verbunden. Mit Hilfe eines Kranes wurden die Bandträgerüste der Messstrecke teilweise in der Höhenausrichtung nochmals justiert. Unmittelbar danach wurden die Schwellen der ersten 15 Messbandträgerüste der Messstrecke in eine 4 m breite und 115 m lange Betonplatte mit einer durchschnittlichen Dicke von 10 cm einbetoniert. Es wurde eine Richtungsgenauigkeit der Bandträgerüste mit einer Abweichung von der Bandachse von weniger als ± 2 mm erreicht, wobei die maximale Abweichung zur Horizontalebene ± 50 mm betrug. Die Lageposition der Messbandträgerüste war so über Jahre gesichert.

Während der Einbauphase der Messstrecke wurden von Mitarbeitern des Instituts für Förder-technik die Messgeber eingebaut und Messtragrollen ausgerichtet. Für die elektrische Verbin-

derung der Messgeber mit den Messgeräten sind ca. 9 km Messkabel verlegt und angeschlossen worden. Des Weiteren sind die Messgeräte und Rechneinheiten für die ersten Kontrollmessungen vorbereitet worden.

Der schematische Aufbau der Gurtförderanlage F26 mit der eingebauten Messstrecke ist in Bild 5.2 zu sehen. Die Achse der nicht angetriebenen Hecktrommel befindet sich am Ort $x = 0,0$ m. Nach freistehenden Bandtraggerüsten befindet sich bei $x = 666,5$ m die Doppelhebelbandwaage zur Erfassung des Massenstroms. Nach weiteren vier freistehenden Bandtraggerüsten beginnt bei $x = 703,5$ m die Messstrecke mit einer Gesamtlänge von 120 m. An die Messstrecke schließen sich wiederum freistehende Bandtraggerüste bis zur Auflaufbrücke zur Antriebsstation an. Die Achse der ersten Antriebstrommel befindet sich bei $x = 1140,0$ m.

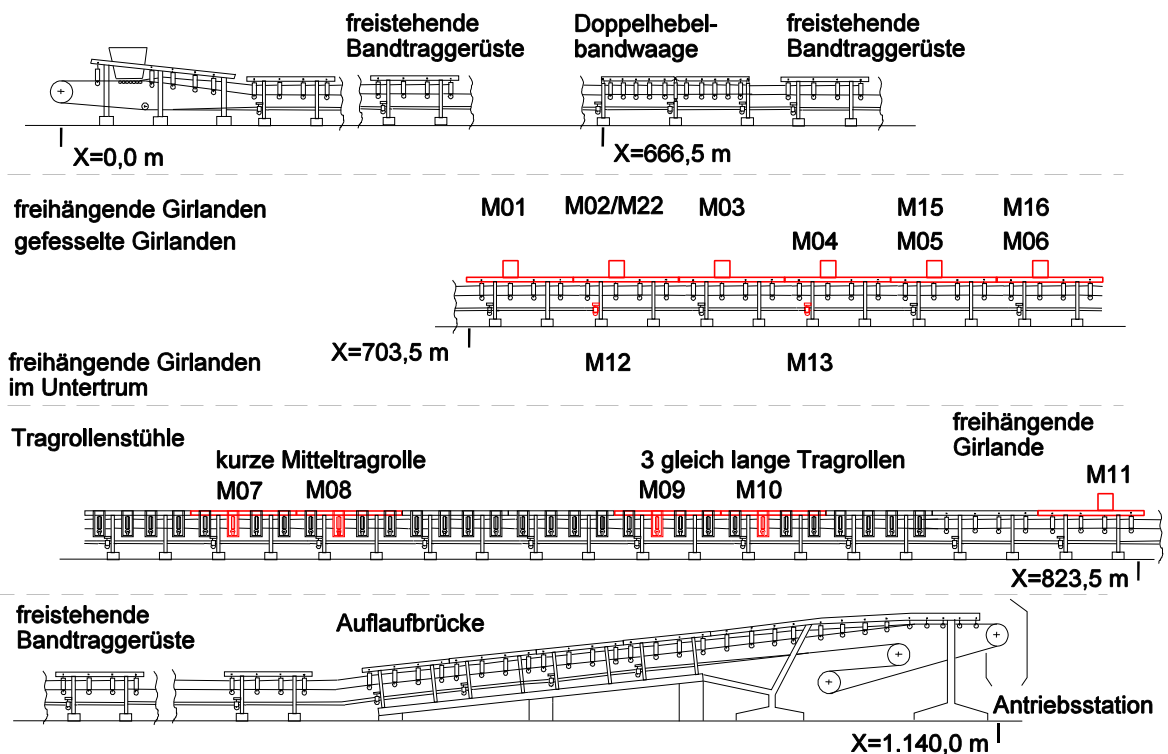


Bild 5.2: Schematische Darstellung der Gurtförderanlage F26 mit den Messstationen der Messstrecke

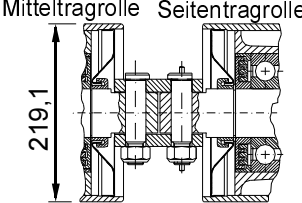
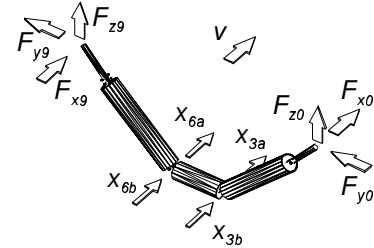
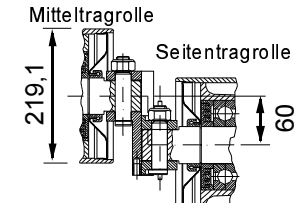
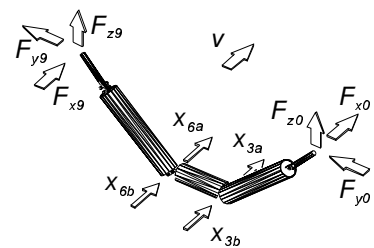
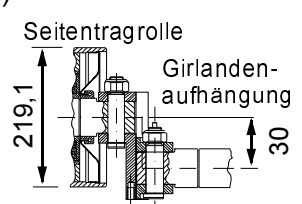
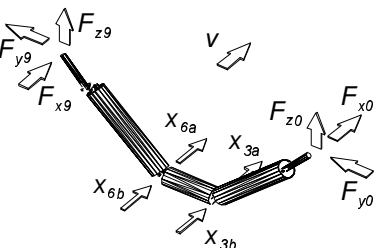
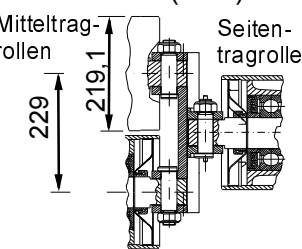
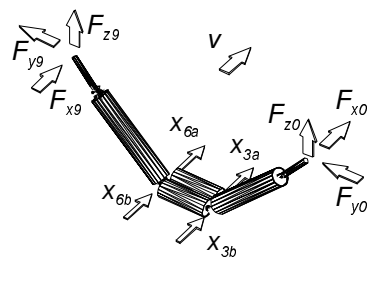
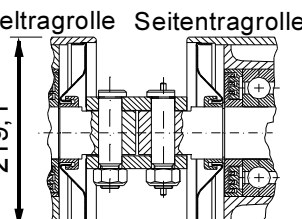
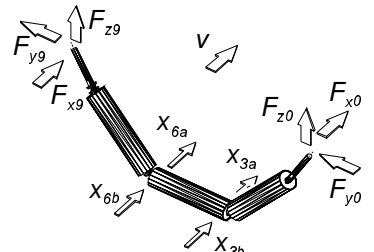
In der Messstrecke sind alle Girlandenaufhängungen mit Spanschlössern für eine Höhennivellierung ausgestattet worden, um die Abweichungen der Höhenlage der Aufhängepunkte der in der Messstrecke montierten Girlanden an den Bandtraggerüsten von der Horizontalebene auszugleichen. Somit ließ sich eine exakt horizontal verlaufende Förderstrecke im Bereich der Messstationen realisieren.

Von den in die Messstrecke eingebauten 16 Messbandtraggerüsten sind die ersten sechs konstruktiv so ausgeführt, dass jeweils die zweite Girlande des jeweiligen Bandtraggerüstes als Messstation (M01 bis M06 und M15, M16, M22) ausgeführt ist. Acht nachfolgende Messbandtraggerüste waren im ersten Messzeitraum mit Tragrollenstühlen bestückt, von denen in den ersten vier mit einer kurzen Mitteltragrolle ($l_{M45} = 600$ mm) und die weiteren vier mit Tragrollenstationen mit drei gleich langen Tragrollen ($l_M = 1\ 000$ mm) montiert waren. Wie aus Bild 5.2 ersichtlich, sind jeweils die zweiten Tragrollenstühle der jeweiligen Messbandtraggerüste als Messstation (M07, M08, M09, M10) ausgeführt. Alle Tragrollenstühle sind konstruktiv derart gestaltet, dass sie für einen anderen Versuchsaufbau oder für den Normalbetrieb leicht demontierbar sind und durch Girlanden ersetzt werden können. Die Tragrollenstühle mit der kurzen Mitteltragrolle ($l_{M45} = 600$ mm) sind während des Versuchszeitraumes demontiert und

durch Girlanden mit drei gleichlangen Tragrollen ($I_M = 1\ 000\text{ mm}$) ersetzt worden. Das letzte, nicht einbetonierte Messbandträgergerüst der Messstrecke ist konstruktiv in der gleichen Art ausgeführt wie die ersten sechs, nur dass hier die dritte Girlande des Gerüsts als Messstation (M11) ausgeführt war. Die Messstationen (M12, M13) für das Untertrum sind an den Längsholmen des zweiten und vierten Messbandträgergerüsts montiert.

Die Parameter der untersuchten Messstationen sind in nachfolgenden Tabellen aufgelistet. Die fünf freihängenden Girlanden sind in Tabelle 21 zusammengestellt. Neben den jeweiligen Girlandenkenndaten sind eine Abbildung zur Beschreibung der Verbindung der Mittel- mit der Seitentragrolle bzw. der Seitentragrolle und der Girlandenaufhängung und einer schematischen Girlandendarstellung mit den jeweiligen Messgrößen dargestellt. In der kodierten Geometriebezeichnung sind Einbautrum (Ober-/Untertrum), die Länge der Mitteltragrolle und die

Tabelle 21: Parameter der freihängenden Messgirlanden im Obertrum

<p>Girlande mit kurzer Mitteltragrolle OG-600-eT (M01)</p> <ul style="list-style-type: none"> - Durchmesser $d_R = 219,1\text{ mm}$ - Mantellänge Seitentragrollen $I_{M23} = I_{M67} = 1160\text{ mm}$ - Mantellänge Mitteltragrolle $I_{M45} = 600\text{ mm (-600)}$ - ebene Tragrollenanordnung (-eT) 	
<p>Girlande mit versetzter Mitteltragrolle OG-600-vM (M02)</p> <ul style="list-style-type: none"> - Tragrollen wie bei OG-600-eT - Mitteltragrolle um 60 mm in Laufrichtung versetzt (-vM) 	
<p>Versetzte Girlande OG-600-vG (M22)</p> <ul style="list-style-type: none"> - Tragrollen wie bei OG-600-eT - Girlande um 30 mm in Laufrichtung versetzt (-vG) 	
<p>Girlande mit doppelter Mitteltragrolle OG-600-dM (M03)</p> <ul style="list-style-type: none"> - Tragrollen wie bei OG-600-eT - zwei Mitteltragrollen sind in einem Abstand von 229 mm symmetrisch zu den Seitentragrollen angeordnet (-dM) 	
<p>Girlande mit drei gleichlangen Tragrollen OG-1000-eT (M15, M16)</p> <ul style="list-style-type: none"> - Durchmesser $d_R = 219,1\text{ mm}$ - Tragrollen Mantellänge $I_M = 1\ 000\text{ mm (-1000)}$ - ebene Tragrollenanordnung 	

Tragrollenanordnung in Kurzform angegeben. Die Messgrößen werden nachfolgend ausführlich beschrieben. Des Weiteren sind in Tabelle 22 die drei im Obertrum untersuchten gefesselten Girlanden zusammengestellt. Bei dieser Ausführung sind die Girlanden in einer zur Förderrichtung lotrechten Ebene geführt. In Tabelle 23 sind die entsprechenden freihängenden Girlanden im Untertrum in gleicher Weise zusammengestellt.

In Tabelle 24 sind die charakteristischen Kenndaten der vier untersuchten Tragrollenstühle im Obertrum mit einer schematischen Darstellung aufgelistet.

Tabelle 22: Parameter der gefesselten Messgirlanden im Obertrum

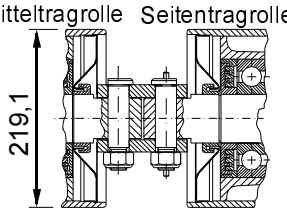
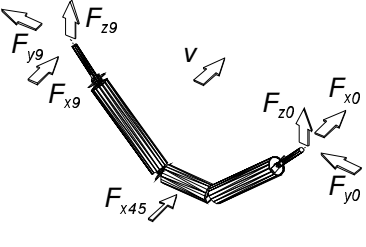
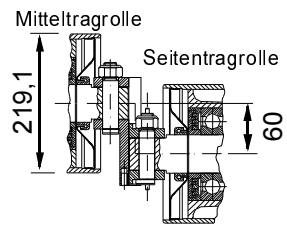
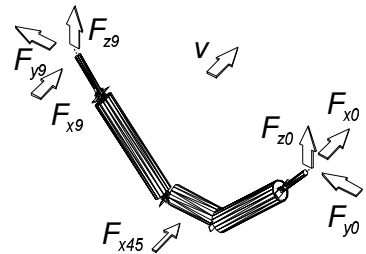
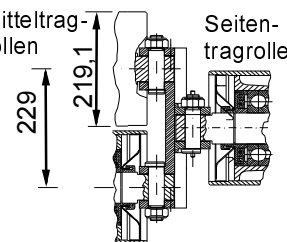
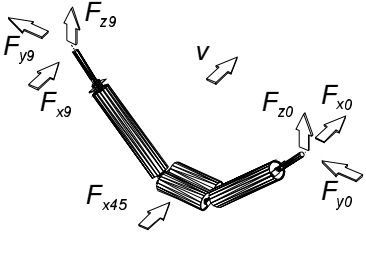
<p>Girlande, gefesselt OG-600-eT (M06)</p> <ul style="list-style-type: none"> - Tragrollen wie bei OG-600-eT - Girlande in Fördergurtlaufri- chtung sturzfrei gefesselt 		
<p>Girlande mit versetzter Mitteltragrolle, gefesselt OG-600-vM (M05)</p> <ul style="list-style-type: none"> - Tragrollen wie bei OG-600-eT - Mitteltragrolle um 60 mm in Laufri- chtung versetzt - Girlande in Fördergurtlaufri- chtung sturzfrei gefesselt 		
<p>Girlande mit doppelter Mitteltragrolle, gefesselt OG-600-dM (M04)</p> <ul style="list-style-type: none"> - Tragrollen wie bei OG-600-eT - zwei Mitteltragrollen im Abstand von 229 mm symmetrisch zu den Seitentragrollen angeordnet - Girlande in Fördergurtlaufri- chtung sturzfrei gefesselt 		

Tabelle 23: Parameter der freihängenden Messgirlanden im Untertrum

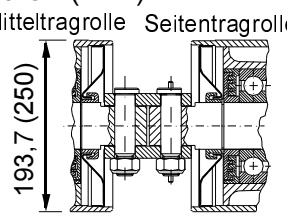
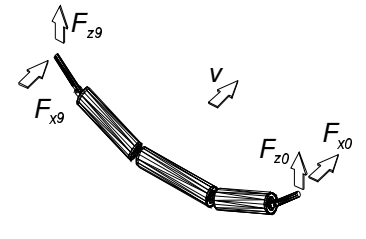
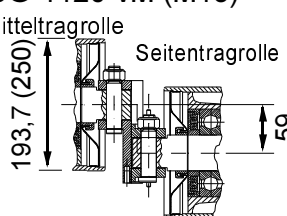
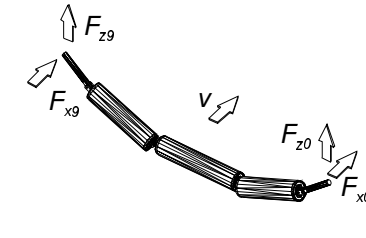
<p>Bezugsgirlande im Untertrum UG-1120-eT (M12)</p> <ul style="list-style-type: none"> - Tragrollen $d = 197,3$ mm mit Stützringen $d_R = 250$ mm - Mitteltragrolle $l_{M45} = 1120$ mm - Seitentragrolle $l_{M23} = l_{M67} = 900$ mm - Tragrollen in einer Ebene angeordnet 		
<p>Girlande mit versetzter Mitteltragrolle UG-1120-vM (M13)</p> <ul style="list-style-type: none"> - Tragrollen wie bei UG-1120-eT - Mitteltragrolle um 59(35) mm in Laufri- chtung versetzt 		

Tabelle 24: Parameter der Messtragrollenstühle im Obertrum

<p>Tragrollenstuhl mit kurzer Mitteltragrolle OT-600-eT (M07)</p> <ul style="list-style-type: none"> - Tragrollen wie bei OG-600-eT - Muldungswinkel $\lambda = 44^\circ$ 	
<p>Tragrollenstuhl mit kurzer $\varnothing 400$-Mitteltragrolle OT-600-4M (M08)</p> <ul style="list-style-type: none"> - Seitenträgrollen wie bei OG-600-eT - Durchmesser der Mitteltragrolle $d_{R45} = 400$ mm (-4M) - Mantellänge Mitteltragrolle $l_{M45} = 600$ mm - Muldungswinkel $\lambda = 44^\circ$ 	
<p>Tragrollenstuhl drei gleich lange Tragrollen OT-1000-eT (M10)</p> <ul style="list-style-type: none"> - Tragrollen wie bei OG-1000-eT - Muldungswinkel $\lambda = 44^\circ$ 	
<p>Tragrollenstuhl drei gleich lange Tragrollen OT-1000-4M (M09)</p> <ul style="list-style-type: none"> - Seitenträgrollen wie bei OG-1000-eT - Durchmesser der Mitteltragrolle $d_{R45} = 400$ mm - Mantellänge $l_{M45} = 1\ 000$ mm - Muldungswinkel $\lambda = 44^\circ$ 	

Neben der Untersuchung der verschiedenen Tragrollenanordnungen sind in zwei Versuchszeiträumen in der Gurtförderanlage F26 verschiedene Stahlseilgurtabschnitte mit unterschiedlichen laufseitigen Deckplattenqualitäten vergleichend untersucht worden. Die sonstigen Gurtkenn Daten wie Breite, Seildurchmesser, Seilteilung, etc. waren bei allen Gurtabschnitten identisch.

Nennbruchkraft	k_N	4500	N/mm,
Breite	B	2800	mm,
Seilteilung	t_S	16	mm
Anzahl der Seile	n_S	171	
Seildurchmesser	d_S	9,5	mm,
tragseitige Deckplattenstärke	s_1	16,0	mm,
laufseitige Deckplattenstärke	s_2	8,0	mm,

Im ersten Versuchszeitraum waren insgesamt 9, im zweiten 14 Gurtabschnitte zu je einer endlosen Gurtlänge von insgesamt ca. 2300 m zusammenvulkanisiert. In Tabelle 25 sind die Gurtabschnitte gegliedert nach Versuchszeitraum in der entsprechenden Einbaureihenfolge aufgelistet. In der ersten Spalte sind die Abschnittsnummern, die bei der Darstellung der Ergebnisse angegeben werden, eingetragen. Des Weiteren sind die Gurtlänge, das Liefer- und das Einbaudatum des jeweiligen Gurtabschnitts angegeben. Von denen im ersten Versuchszeitraum betriebenen Gurten sind acht im Juli 1996 und einer im Juli 1997 in die Gurtförderanlage eingebaut worden. Zu Beginn des zweiten Versuchszeitraumes sind fünf der Gurte des ersten Versuchszeitraumes durch 10 neue Gurte ersetzt worden. Zur weiteren Unterscheidung der Gurtabschnitte sind mit Buchstaben die laufseitige Deckplattenqualität, der Hersteller und die Produktionsstätte kodiert angegeben. In der fünften Spalte sind die vier Gurte mit einer energieverbrauchsoptimierten Deckplatte (EVO) und ein Gurtabschnitt mit einer in der Laufseite eingebrachten Querarmierung gekennzeichnet.

Tabelle 25: Untersuchte Fördergurtabschnitte der beiden Versuchszeiträume 1 und 2

Gurt-Nr.:	Abschnittslänge	Gewicht	laufseitige Deckplattenqualität	Energieoptimiert	Lieferdatum	Einbaudatum	Hersteller	Produktionsstätte
-	m	kg/m						
1. Versuchszeitraum								
1	295,2	160,3	A		01.10.95	24.07.96	A	A
2	190,0	163,1	B		01.07.97	09.07.97	B	B
3	103,3	158,0	A		01.10.95	24.07.96	A	A
4	214,8	158,0	D		01.10.95	24.07.96	C	C
5	295,5	160,0	D		01.10.95	24.07.96	C	C
6	295,7	158,8	A		01.10.95	24.07.96	A	A
7	296,9	157,5	A		01.10.95	24.07.96	A	A
8	297,9	159,6	A		01.10.95	24.07.96	A	A
9	294,1	160,0	A		01.10.95	24.07.96	A	A
2. Versuchszeitraum								
11	147,7	157,2	K		16.12.99	24.03.00	D	D
2	174,6	155,5	B		01.07.97	09.07.97	B	B
3	103,3	152,1	A		01.10.95	24.07.96	A	A
4	194,7	151,8	D		01.10.95	24.07.96	C	C
15	156,2	161,4	E	EVO	18.01.00	24.03.00	A	C
16	156,1	161,6	F		18.01.00	24.03.00	A	C
17	156,0	161,3	F	Querarm.	18.01.00	24.03.00	A	C
18	155,8	160,9	F		18.01.00	24.03.00	A	C
19	155,9	157,8	G	EVO	16.12.99	24.03.00	B	D
20	145,2	158,8	B		16.12.99	24.03.00	B	D
8	276,7	155,1	A		01.10.95	24.07.96	A	A
22	156,3	161,4	H	EVO	18.01.00	24.03.00	A	C
23	156,1	159,2	I		18.01.00	24.03.00	A	C
24	154,0	158,1	J	EVO	16.12.99	24.03.00	D	D

5.1.1 Freihängende Girlande im Obertrum

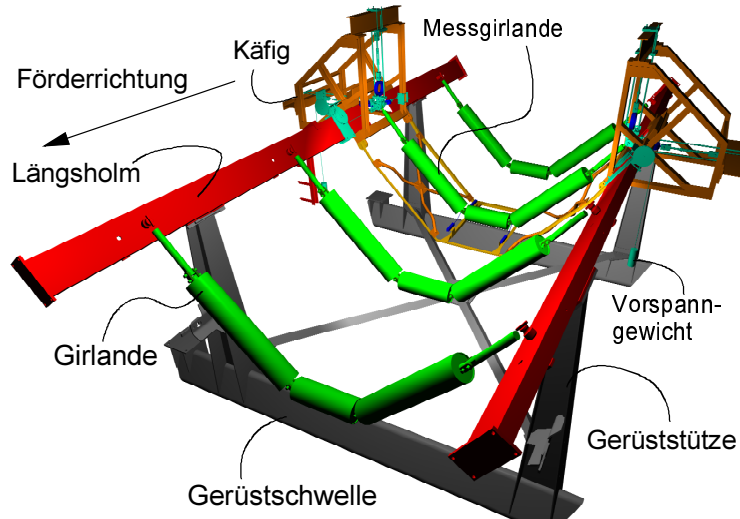


Bild 5.3: Messbandträgergerüst mit freihängender Girlande OG-600-eT, Messstation M01

In Bild 5.3 ist das erste Messbandträgergerüst der Messstrecke, in dem die Messstation M01 mit einer Girlande OG-600-eT mit kurzer Mitteltragrolle ($l_M = 600 \text{ mm}$) montiert ist, abgebildet (s. Tab. 21). Im Bereich der Aufhängung der Messstation ist der Längsholm auf einer Länge von 600 mm unterbrochen und durch eine Käfigschweißkonstruktion ersetzt worden. In dem Käfig hängt die in drei Achsen frei einstellbare, momentenfreie Messaufhängung für die Messgirlande. Beide Seiten des Messbandträgergerüsts sind spiegelbildlich aufgebaut. An den Enden der Längsholme, die hier abweichend von der Länge der Standardbandträgergerüste mit einer Länge von 7500 mm ausgeführt sind, befinden sich wie bei allen Bandträgergerüsten der Messstrecke Kopfplatten zur direkten Verbindung der Längsholme benachbarter Messbandträgergerüste in der Messstrecke miteinander.

In Bild 5.4 ist die Aufhängung des Aufhängepunkts 9 der Messgirlande dargestellt. Die momentenfreie Aufhängung ist in Richtung der drei Hauptkoordinatenrichtungen abgespannt. Jeder der drei Festpunkte der Messaufhängung ist in Richtung der drei Hauptkoordinatenrichtungen zur Justierung des Messgirlandenaufhängepunkts um ΔX , ΔY , ΔZ verschiebbar. Des Weiteren lassen sich die Seilumlenkrollen entsprechend justieren. So lassen sich die Aufhängepunkte der Messgirlande auf mindestens 1 mm genau auf die Sollkoordinaten einstellen. Hier blau dargestellt sind die Kraftmessgeber zur Erfassung der Kraftkomponenten F_{x9} , F_{y9} , F_{z9} in X-, Y- und Z-Richtung. Diese Messgeber sind zur momentenfreien Messung der Kraftkomponenten jeweils mit reibungsarmen Gelenkköpfen nach DIN 748 im Messstrang konstruktiv integriert. Alle Kraftmessgeber an den Girlandenaufhängungen sind als Kraftmessringe ausgeführt. Diese haben den Vorteil, dass die zu messende Zugbelastung in eine Biegedehnung umgesetzt wird, die eine hohe Empfindlichkeit der zur Messwertwandlung in eine elektrische Größe verwendeten Anordnung der Dehnungsmessstreifen bedingt. Des

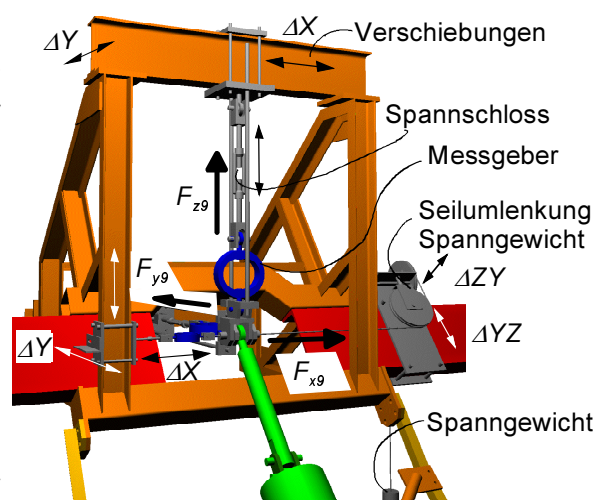


Bild 5.4: Aufhängung der Messgirlande

weiteren lassen sich die Seilumlenkrollen entsprechend justieren. So lassen sich die Aufhängepunkte der Messgirlande auf mindestens 1 mm genau auf die Sollkoordinaten einstellen. Hier blau dargestellt sind die Kraftmessgeber zur Erfassung der Kraftkomponenten F_{x9} , F_{y9} , F_{z9} in X-, Y- und Z-Richtung. Diese Messgeber sind zur momentenfreien Messung der Kraftkomponenten jeweils mit reibungsarmen Gelenkköpfen nach DIN 748 im Messstrang konstruktiv integriert. Alle Kraftmessgeber an den Girlandenaufhängungen sind als Kraftmessringe ausgeführt. Diese haben den Vorteil, dass die zu messende Zugbelastung in eine Biegedehnung umgesetzt wird, die eine hohe Empfindlichkeit der zur Messwertwandlung in eine elektrische Größe verwendeten Anordnung der Dehnungsmessstreifen bedingt. Des

Weiteren ist die verwendete Brückenschaltung unempfindlich gegen äußere Biegemomente. Aus den Messsignalen ergibt sich nun die Gesamtkraft für die Messstation (01, 02, 03, 11, 15, 16) mit einer freihängenden Girlande OG-600-eT (-vM, -vG, -dM) bzw. OG-1000-eT nach Gleichung (70), (s.a. Tab. 21).

$$\vec{F} = \begin{pmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{pmatrix} = \vec{F}_0 + \vec{F}_9 = \begin{pmatrix} F_{x0} \\ F_{y0} \\ F_{z0} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} F_{x9} \\ F_{y9} \\ F_{z9} \end{pmatrix} \quad (70)$$

Mit Linearpotentiometern auf dem Halterahmen zwischen den Längsholmen wird gem. Bild 5.5 die Auslenkung der freihängenden Messgirlande in Förderrichtung an den Gelenkpunkten 3 und 6 der Seitenträgrollen erfasst. Auf dem Halterahmen sind die Linearpotentiometer waagrecht und axial in Förderrichtung ausgerichtet montiert. Sie lassen sich in der gleichen Weise wie die Kraftmessgeber in Richtung der drei Hauptkoordinatenachsen justieren, um eine horizontale und richtungsgenaue Montage der Messgeber gewährleisten zu können. Zur Verdeutlichung des Berechnungsansatzes zur Bestimmung der Auslenkung aus den Messsignalen ist der Einbau der Linearpotentiometer in Bild 5.6 schematisch dargestellt. Mit den jeweils zwei Linearpotentiometern an jedem der beiden Gelenkpunkte kann mit Hilfe der Gleichungen (71) und (72) die Auslenkung Δr_{x3} hier exemplarisch für den Gelenkpunkt 3 bestimmt werden. Durch Subtraktion der beiden Gleichungen voneinander ergibt sich die Auslenkung des Gelenkpunkts nach Gleichung (73).

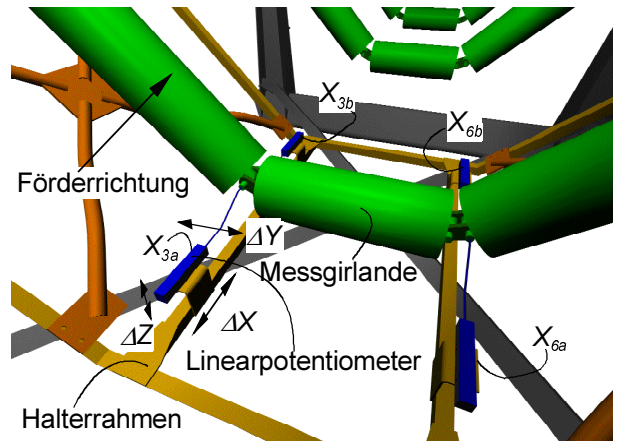


Bild 5.5: Einbau der Linearpotentiometer

$$|\vec{r} + \Delta\vec{r} + \vec{X}_{3b}| = \left| \begin{pmatrix} b_x \\ b_y \\ b_z \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \Delta r_x \\ \Delta r_y \\ \Delta r_z \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} X_{3b} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \right| \stackrel{!}{=} |\vec{r}| = \sqrt{(b_x^2 + b_y^2 + b_z^2)} \quad (71)$$

$$|\vec{r} + \Delta\vec{r} + \vec{X}_{3a}| = \left| \begin{pmatrix} a_x \\ a_y \\ a_z \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \Delta r_x \\ \Delta r_y \\ \Delta r_z \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} X_{3a} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \right| \stackrel{!}{=} |\vec{r}| = \sqrt{(a_x^2 + a_y^2 + a_z^2)} \quad (72)$$

$$\Delta r_{x3} = \frac{X_{3a} + X_{3b}}{2} \quad (73)$$

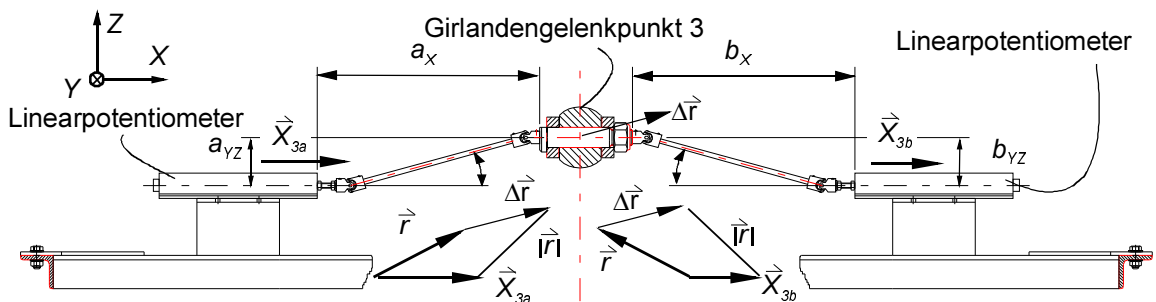


Bild 5.6: Schematische Darstellung des Einbaus der Linearpotentiometer

5.1.2 Gefesselte Girlande im Obertrum

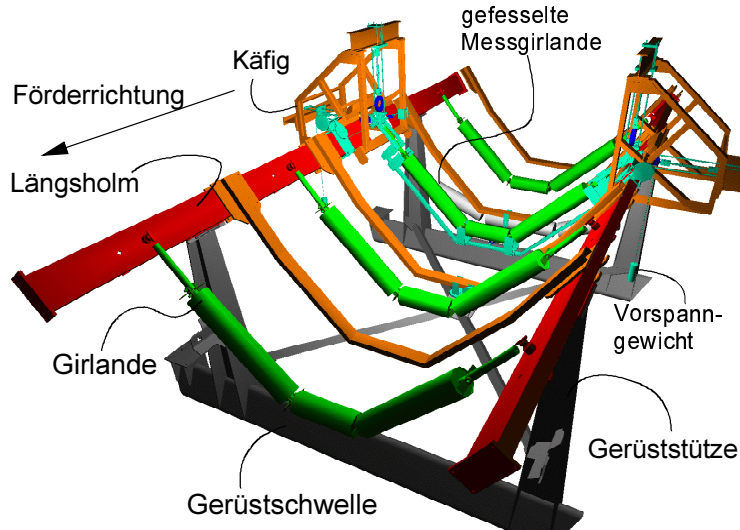


Bild 5.7: Messbandträgergerüst mit gefesselter Girlande OG-600-eT, Messstation M06

Nach den drei Messbandträgergerüsten mit den Messstationen der freihängenden Girlanden (M01, M02, M03) folgen in der Messstrecke drei Messbandträgergerüste mit Messstationen, bei denen die Girlanden gefesselt sind (M04, M05, M06). Die Grundkonstruktion entspricht hier der Ausführung wie bei allen Messbandträgergerüsten. Der Käfig auf den Längsholmen zur Aufnahme der Messaufhängung unterscheidet sich nicht von denen der Messgerüste der freihängenden Girlanden. Abweichend ist zusätzlich ein Halterahmen montiert (Bild 5.8 und Bild 5.9). Alle anderen Girlanden in dem Messbandträgergerüst sind mit Hilfe von Seilen an Hilfsrahmen gefesselt.

Die Messgirlande wird über die an den Kettengliedern angeschweißten Distanzbleche zwischen den Halteblechen in dem Halterahmen gefesselt. Dieser Halterahmen stützt sich zum einen an den Knotenpunkten der momentenfreien Messaufhängung in den Käfigen ab (Bild 5.9), zum anderen ist er über einen gewichtsvorgespannten, horizontal angeordneten Kraftmessgeber gegen ein Verdrehen um die Achse der Aufhängpunkte gesichert (Bild 5.8). Die Messgirlanden sind so in einer vertikalen Ebene senkrecht zur Förderrichtung gehalten und können nicht infolge

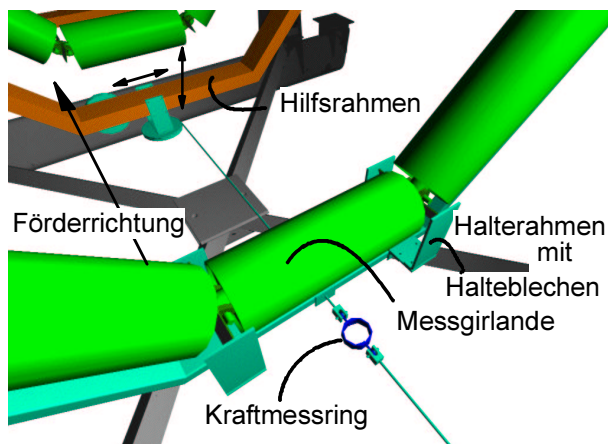


Bild 5.8: Fesselung des Halterahmens

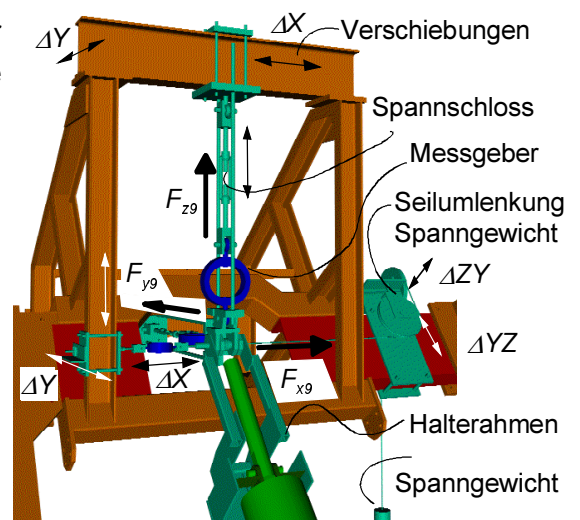


Bild 5.9: Messgirlandenaufhängung der gefesselter Girlande

$$\vec{F} = \begin{pmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{pmatrix} = \vec{F}_0 + \vec{F}_9 + \vec{F}_{45} = \begin{pmatrix} F_{x0} \\ F_{y0} \\ F_{z0} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} F_{x9} \\ F_{y9} \\ F_{z9} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} F_{x45} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (74)$$

des Bewegungswiderstandes in x-Richtung auslenken. Die Seitenträgrollen der Girlanden sind in diesem Bereich somit sturzfrei. Die Kräfte ergeben sich aus der Gleichung (74), (s.a. Tabelle 22).

5.1.3 Tragrollenstuhl im Obertrum

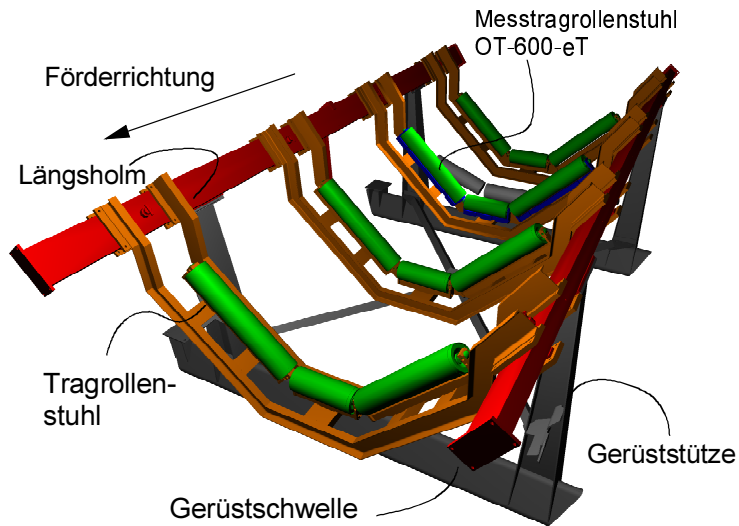


Bild 5.10: Messbandträgergerüst mit Tragrollenstühlen OT-600-eT, Messstation M07

Das in Bild 5.10 wiedergegebene Messbandträgergerüst mit Tragrollenstühlen OT-600-eT und der Messstation M07 ist gem. Bild 5.2 das erste von vier Messbandträgergerüsten der Messstrecke mit einer Messstation, bei denen Kräfte an den einzelnen Tragrollen der Messstation gemessen werden. Die Messstationen unterscheiden sich in der Tragrollenstuhlgeometrie derart, dass bei zwei unterschiedlichen Tragrollendurchmessern der Mitteltragrolle jeweils ein Tragrollenstuhl mit kurzer Mitteltragrolle ($l_{M45} = 600 \text{ mm}$) OT-600-eT, OT-600-4M und jeweils einer mit drei gleich langen Tragrollen ($l_M = 1000 \text{ mm}$) OT-1000-eT, OT-1000-4M untersucht wurde (s.a. Tabelle 24).

Der Messtragrollenstuhl der Messstation M07 mit der Tragrollenanordnung OT-600-eT mit der kurzen Mitteltragrolle ($l_{M45} = 600 \text{ mm}$) und dem Durchmesser $d_R = 219,1 \text{ mm}$ ist in Bild 5.11 dargestellt. Die Seitenträgrolle sowie die Mitteltragrolle sind in Messtragrollenhaltern montiert und lassen sich mit Hilfe von Futterblechen zum Ausgleich von Unebenheiten in der Höhe ausrichten. Für die Realisierung einer Mitteltragrolle mit dem Durchmesser $d_{MR} = 400 \text{ mm}$ in

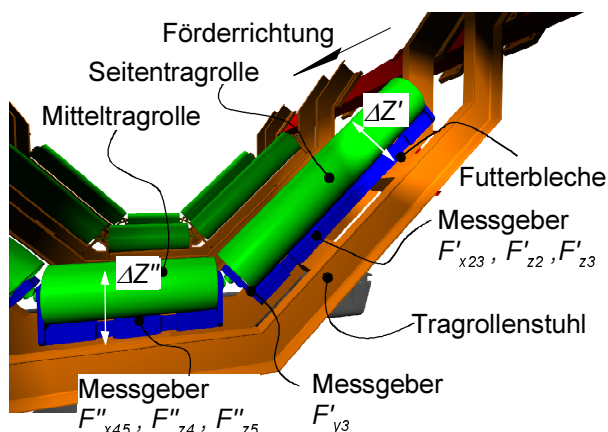


Bild 5.11: Messstation M07, OT-600-eT ($l_{M45} = 600 \text{ mm}$, $d_{R45} = 219 \text{ mm}$)

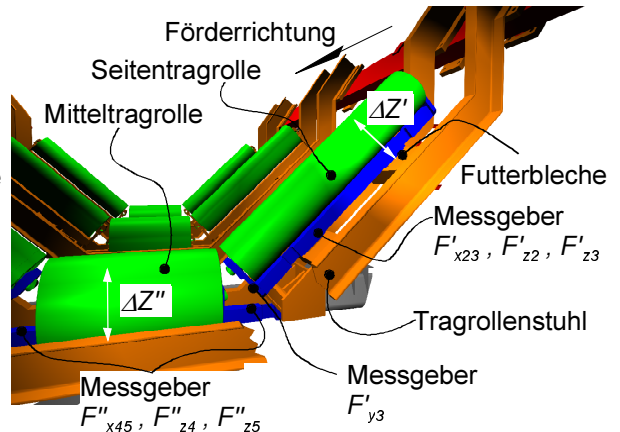


Bild 5.12: Messstation M08, OT-1000-4M ($l_{M45} = 600 \text{ mm}$, $d_{R45} = 400 \text{ mm}$)

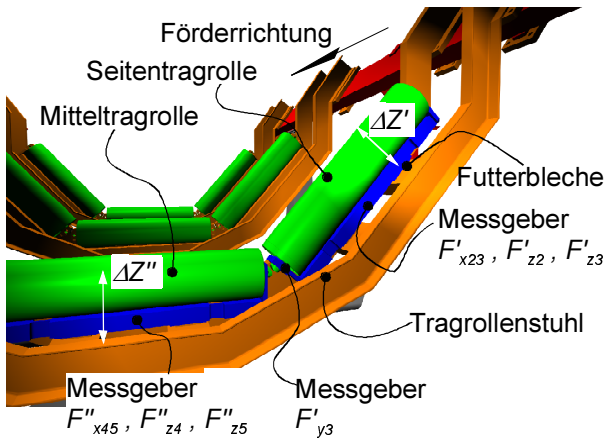


Bild 5.13: Messstation M10, OT-1000-eT
($l_{M45} = 1000 \text{ mm}$, $d_{R45} = 219 \text{ mm}$)

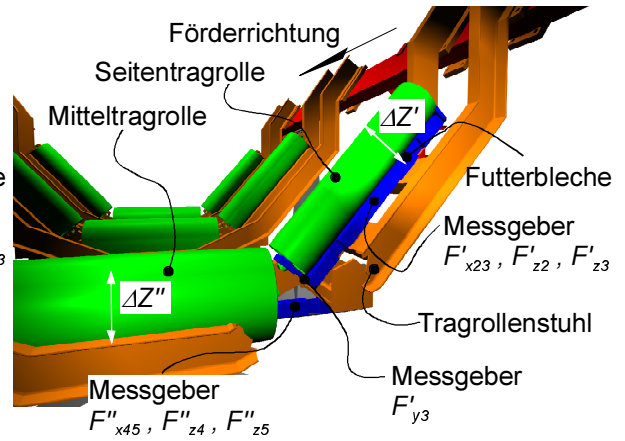


Bild 5.14: Messstation M09, OT-1000-4M
($l_{M45} = 1000 \text{ mm}$, $d_{R45} = 400 \text{ mm}$)

der Tragrollenstuhlkonstruktion ist, wie in Bild 5.12 zu sehen ist, der Messtragrollenhalter geteilt und je Lagerseite nach außen geführt am Tragrollenstuhl befestigt.

Der konstruktive Aufbau der Messtragrollenstühle für die Tragrollenanordnung mit den drei gleich langen Tragrollen ($l_M = 1000 \text{ mm}$) und einem Durchmesser der Mitteltragrolle $d_{R45} = 219 \text{ mm}$ bzw. $d_{R45} = 400 \text{ mm}$ ist in Bild 5.13 bzw. in Bild 5.14 dargestellt. Die konstruktive Ausführung unterscheidet sich nur in den Abmessungen von den ersten beiden Tragrollenstationen mit der kurzen Mitteltragrolle.

In Bild 5.15 ist repräsentativ die Anordnung der Messtragrollen für den Messtragrollenstuhl M07, OT-600-eT mit den wirkenden Kraftkomponenten F' und F''' für die linke und rechte Seitentragrolle sowie die Kraftkomponenten F'' für die Mitteltragrolle dargestellt. An den Tragrollenhaltern für die Seitentragrollen befindet sich auf der Innenseite ein Messbiegeblech mit einem Festlager zur Vermeidung einer axialen Verschiebung der Seitentragrollen infolge einer Axialkraft, deren Größe mit Hilfe des Messbiegeblechs erfasst wird. Die Gelenklager an allen Seitenblechen der Messtragrollenhalter gewährleisten eine momentenfreie Lagerung der Tragrollenachse.

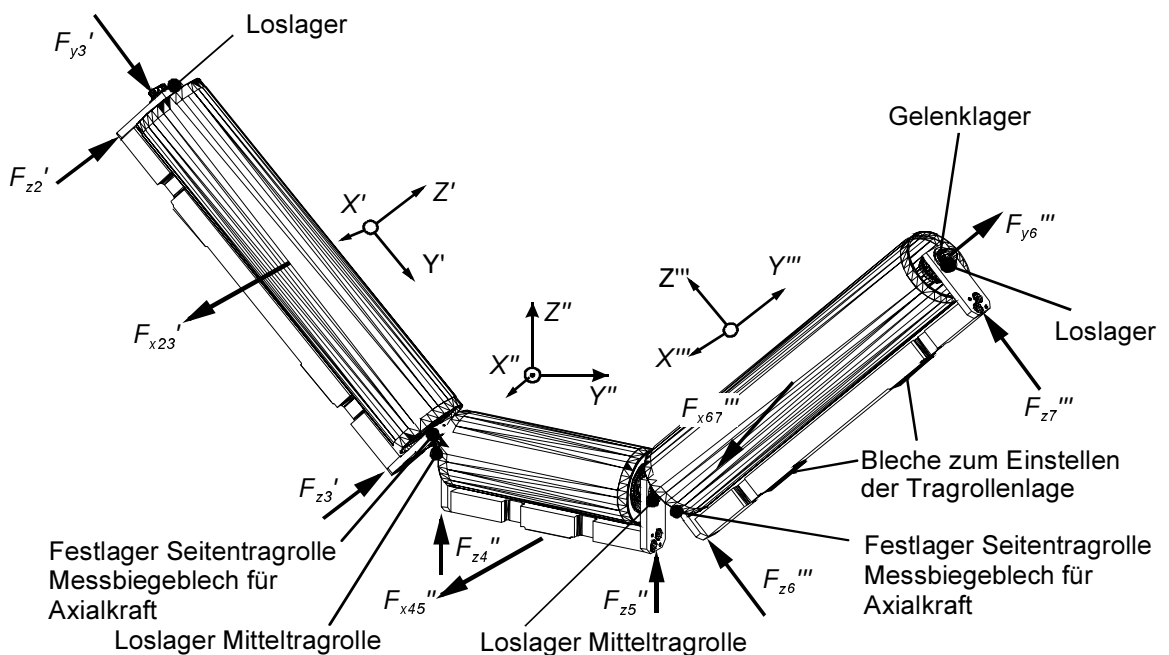


Bild 5.15: Messkräfte an den Tragrollen der Messstation M07

Bei der Ermittlung der Messkräfte, die gem. Bild 5.15 jeweils in x-Richtung, y-Richtung und normal zur Tragrollenmantelfläche in z-Richtung zeigen, muss beachtet werden, dass einige Kraftmessgeber ein Messsignal liefern, welches überlagerte Kraftgrößen beinhaltet. Hierauf wird später im Detail eingegangen. Aus der Kräftesumme an jeder Tragrolle, Gleichung (75), (76), (77) ergibt sich an der Messstation gem. Gleichung (78) der Gesamtbelastungsvektor. Die Summe der Normalkräfte F_{zN} auf die Tragrollen ergibt sich aus Gleichung (79).

$$\vec{F}'_{23} = \begin{pmatrix} F'_{x23} \\ F'_{y23} \\ F'_{z23} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F'_{x23} \\ F'_{y3} \\ F'_{z2} + F'_{z3} \end{pmatrix} \quad (75)$$

$$\vec{F}''_{45} = \begin{pmatrix} F''_{x45} \\ 0 \\ F''_{z45} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F''_{x45} \\ 0 \\ F''_{z4} + F''_{z5} \end{pmatrix} \quad (76)$$

$$\vec{F}'''_{67} = \begin{pmatrix} F'''_{x67} \\ F'''_{y67} \\ F'''_{z67} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F'''_{x67} \\ F'''_{y6} \\ F'''_{z6} + F'''_{z7} \end{pmatrix} \quad (77)$$

$$\vec{F} = \begin{pmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{pmatrix} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\lambda_{23} & \sin\lambda_{23} \\ 0 & -\sin\lambda_{23} & \cos\lambda_{23} \end{vmatrix} \vec{F}'_{23} + \vec{F}''_{45} + \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\lambda_{67} & \sin\lambda_{67} \\ 0 & -\sin\lambda_{67} & \cos\lambda_{67} \end{vmatrix} \vec{F}'''_{67} \quad (78)$$

$$F_{zN} = F'_{z23} + F''_{z45} + F'''_{z67} \quad (79)$$

5.1.4 Freihängende Girlande im Untertrum

Die beiden Messstationen im Untertrum unterscheiden sich gem. Tabelle 23 konstruktiv nur in der Ausführung der freihängenden Messgirlande. Die Aufhängung bzw. der Einbau der Messstationen für das Untertrum ist in Bild 5.16 für die Messstation M12 mit der Girlande UG-1120-eT exemplarisch dargestellt. Zu sehen ist die Konsole zur Aufhängung der Vertikal-kraftgeber, die eine Justierung der Aufhängung in die beiden horizontalen Richtungen ermöglicht. Die Justierung der Messstation in vertikaler Richtung erfolgt, wie bei den Messstationen im Obertrum, über die Spanschlösser der Messaufhängung, in die die Messgeber zur Erfassung der Vertikalkräfte integriert sind. Die quer zur Laufrichtung in horizontaler Richtung wirkenden Querkräfte an den Girlandenaufhängungen werden über das unter der Messgirlande verlaufende Joch aufgenommen und messtechnisch nicht erfasst. Zwischen den beiden Enden des Joches ist die Messgirlande über momentenfreie Befestigungen aufgehängt. In Förderrichtung wird sie durch einen über ein Gewicht vorgespannten Kraftmessring zur Erfassung der Horizontalkraft an jeder Seite abgespannt. Die Aufhängungen lassen sich zur

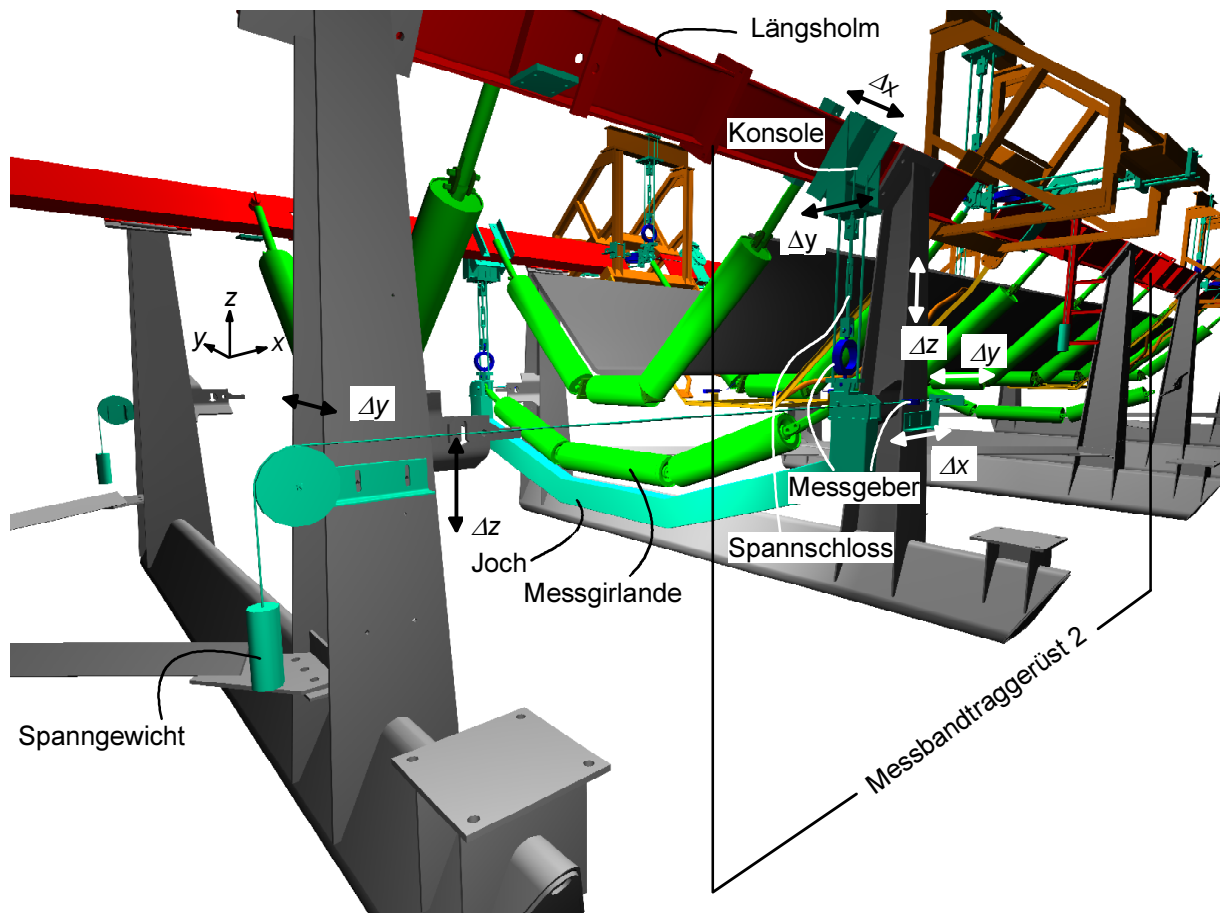


Bild 5.16: Messstation M12 im Untertrum für freihängende Girlande UT-1120-eT

Justierung in alle Koordinatenrichtungen frei einstellen (ΔX , ΔY , ΔZ), so dass die Messgeber optimal zur Messgirlande ausgerichtet werden können. Die Lage der Messgirlande war ca. 200 mm in Laufrichtung versetzt von der eigentlichen Position einer Girlande angeordnet, da sonst das entsprechende Bandträgergest konstruktiv hätte verändert werden müssen. Einflüsse infolge des Versatzes auf das Messergebnis können bei dem großen Girlandenabstand von 7500 mm im Untertrum vernachlässigt werden. Der Gesamtbelastungsvektor errechnet sich gem. Gleichung (80).

$$\vec{F} = \begin{pmatrix} F_x \\ 0 \\ F_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_{x0} + F_{x9} \\ 0 \\ F_{z0} + F_{z9} \end{pmatrix} \quad (80)$$

5.1.5 Sonstige Messstellen

Neben den einzelnen Messstationen wurden weitere Messstellen eingerichtet. In Bild 5.17 sind die ersten zwei Messbandträgergeste der Messstrecke in der Gurtförderanlage F26 dargestellt. Zwischen der ersten Stütze und dem Käfig des ersten Messbandträgergestes (Messstation M01) ist ein Ultraschallsensor zur Fördergurtschiefauferfassung montiert. Aus der gemessenen Entfernung zwischen Fördergurtkante und Sensor kann seitliche Auswandern des Fördergurtes während der Messungen ermittelt werden.

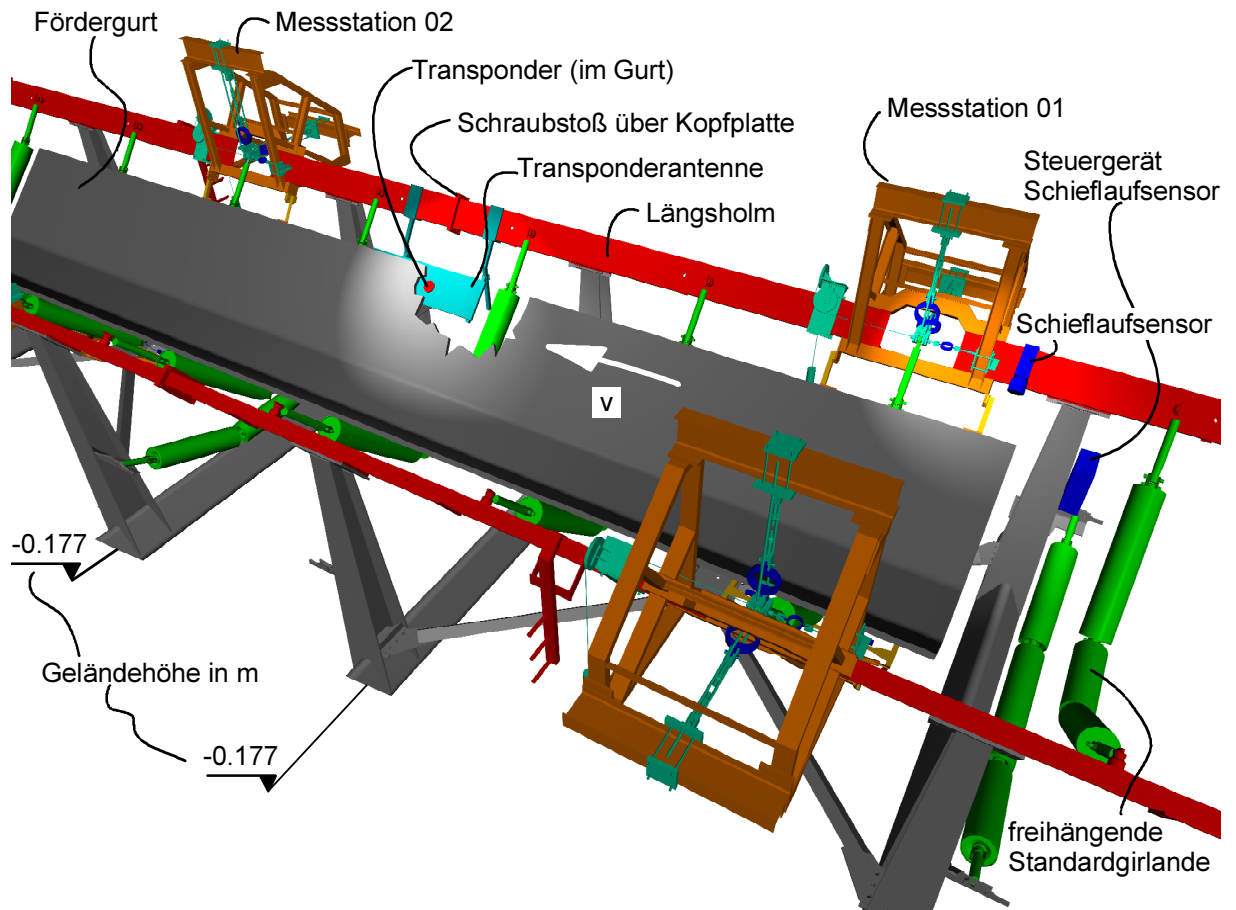


Bild 5.17: Blick auf die ersten Messstationen der Messstrecke mit Transponderantenne und Schiefelaufsensor

Am Übergang vom ersten zum zweiten Messbandträgergerüst ist eine Transponderantenne auf der Unterseite des Obertrums in einem Abstand von ca. 50 mm von der laufseitigen Gurtoberfläche zwischen zwei Girlanden montiert. Mit Hilfe dieser Antenne werden die in den Fördergurtverbindungen befindlichen sogenannten Transponder messtechnisch erfasst. Über einen transponderspezifischen Code ist die Identifizierung jedes Gurtabschnitts während der Durchführung der Versuchsreihen gewährleistet /23/.

Des Weiteren ist zur gesonderten Erfassung des Massenstromes vier Bandträgergerüste vor Beginn der Messstrecke eine Doppelhebel-Bandwaage installiert. Die Massenstromermittlung erfolgt über die konstruktiv bedingte Mittelwertbildung aus den an zehn Girlanden angreifenden Vertikalkräften infolge des Fördergutes. Der sich aus dem Bandwaagensignal ergebende Massenstrom ist somit ein gemittelter Wert und gibt keine Momentanbelastung an einer Messstation an. Zur Berechnung des örtlichen Gurtzuges an der jeweiligen Messstation werden die Leistungsaufnahmen der Antriebe von den Antriebstrummeln 1 und 2 und die Gurtvorspannkraft messtechnisch erfasst. Die entsprechenden Spannungswandler und die Kraftmessgeber sind in der Antriebsstation der Gurtförderanlage F26 fest installiert. Die entsprechenden Messsignale werden während der Durchführung der Versuchsreihen permanent aufgezeichnet. Für die Erfassung der Drehzahlen der Tragrollen ist für einen Versuch eine freihängende Girlande OG-1000-eT mit geteilter Seitentragrolle eingebaut worden. Die geteilte Seitentragrolle besteht aus zwei Tragrollenmänteln mit Mantellängen von $l_M = 600$ mm und $l_M = 395$ mm, die jeweils separat gelagert auf einer Achse montiert sind. Graphisch ist der konstruktive Aufbau dieser Girlande in Bild 10.1 im Anhang dargestellt.

5.2 Messwerterfassung und -verarbeitung

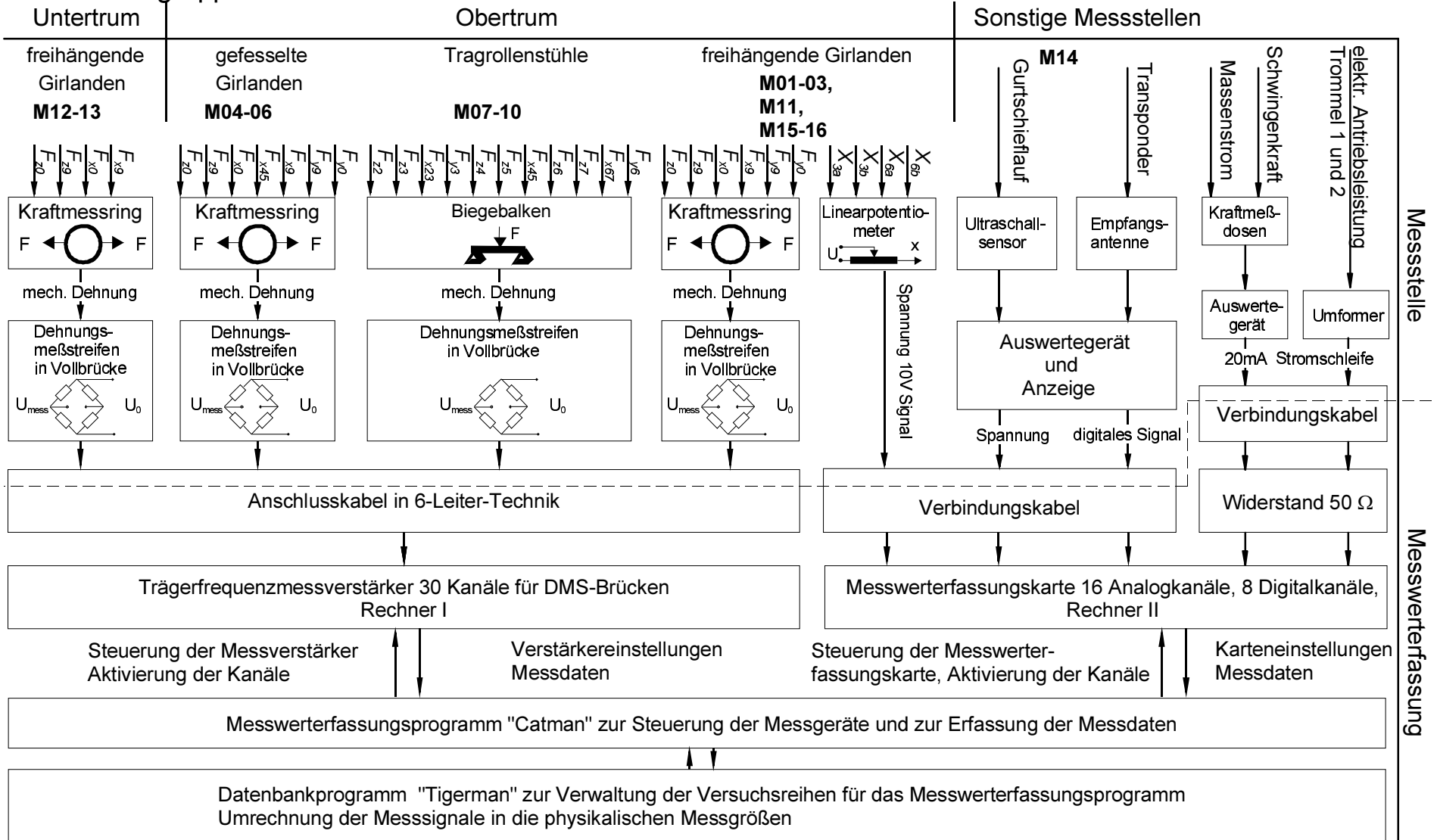
In der in Bild 5.2 dargestellten Messstrecke sowie der Antriebsstation befinden sich insgesamt 122 Messstellen. Es wurden Kräfte, Wege, elektrische Leistungen etc. gemessen. Die Messstellen einer Messstation sowie die sonstigen Messstellen sind jeweils zu einer Gruppe zusammengefasst. In Bild 5.18 ist der Signalfluss der Messstellengruppen der einzelnen Messstationen für die freihängenden Girlanden M12 und M13 im Untertrum sowie im Obertrum für die gefesselten Girlanden M04 bis M06, die Tragrollenstühle M07 bis M10, die freihängenden Girlanden M01 bis M03, M15, M16 und auch für die sonstigen Messstellen (M14) dargestellt. In der linken Hälfte des Signalflussplanes sind die Messstellen für die Kraftmessung schematisch dargestellt. Daneben folgen die Darstellung für die Erfassung der Auslenkung der freihängenden Girlanden und anschließend alle nicht zu einer Messstation gehörenden sonstigen Messsignale. In der oberen Hälfte des Bildes 5.18 sind die Messstellen mit den Messgebern beschrieben, welche über eine entsprechend lange Zuleitung von bis zu 200 m mit den Messverstärkern und Messwerterfassungsgeräten verbunden sind. Diese sind im unteren Teil des Bildes dargestellt.

Als Kraftmessgeber waren an den Girlandenstationen Kraftmessringe und an den Messtragrollenstühlen Messbiegebalken montiert. Alle diese Messgeber sind im Rahmen des Projektes am Institut für Fördertechnik hergestellt worden und basieren auf dem Messprinzip mit Dehnungsmessstreifen. Sie waren über 200 m lange Messkabel in Sechsheitertechnik mit Trägerfrequenzmessverstärkern verbunden, die eine der Belastungskraft am Messgeber proportionale Messspannung liefern. Die Linearpotentiometer zur Bestimmung der Auslenkung der freihängenden Girlanden waren über ein Verbindungskabel direkt mit einem Operationsverstärker verbunden, dessen Ausgänge an die entsprechenden Analogeingänge der Messwerterfassungskarte angeschlossen waren. Der Gurtschieflauf wurde mittels eines Ultraschallsensors erfasst, mit Hilfe einer Auswerteeinheit in ein zum Abstand zwischen Gurtkante und Messgeber proportionales Spannungssignal umgeformt, das über ein entsprechendes Verbindungskabel an einen Analogeingang der Messwerterfassungskarte übermittelt wurde. Die Transponderantenne mit ihrer Auswerteeinheit liefert die Kodierung des an ihr vorbeifahrenden Transponders in Form eines digitalen Signals über die entsprechende Zuleitung an die Digital-eingänge der Messwerterfassungskarte. Die Signale der Bandwaage und der Einrichtung zur Messung der Schwingenkraft an der zweiten Antriebstrommel, deren Auswerteeinheiten, wie schon beschrieben, fest an der Gurtförderanlage installiert waren, wurden über Stromschleifen mit 20 mA bis zum Messcontainer übermittelt. Das Messsignal der Wirkleistungsumformer zur Messung der aufgenommenen elektrischen Leistungen der Hauptantriebe der Versuchsgurtförderanlage wurde am Anlagenkopf ebenfalls über Stromschleifen mit 20 mA bis zum Messcontainer übertragen und dort mit Hilfe eines 50 Ω -Widerstandes in ein Spannungssignal umgewandelt. Diese wurden von Analogeingängen der Messwerterfassungskarte erfasst.

Sowohl die Messverstärker als auch die Messwerterfassungskarte wurden jeweils über einen Messrechner mit Hilfe des Programms „Catman“ mit speziell für die Feldmessung angepassten Programmsteuerungen für die einzelnen Messreihen gesteuert. Neben der Festlegung der Messparameter wie Versuchsdauer, Abtastfrequenz etc. wurden vor der Durchführung einer Versuchsreihe die entsprechenden Kanäle aktiviert, während der Messungen wurden die Messdaten dieser Kanäle auf Massenspeichern der jeweiligen Rechereinheit gespeichert und nach Abschluss der Versuchsreihe Informationen über Verstärkereinstellungen für die Auswertung in der Datenbank abgelegt.

Bild 5.18: Signalflussplan

Messstellengruppen



Grundlage für diese Steuerung des Versuchsablaufes durch das Programm „Catman“ ist das Datenbankprogramm „Tigerman“ auf Microsoft-Access-Basis. In dieser Datenbank sind alle für eine Versuchsreihe relevanten Daten gespeichert.

Nachfolgend werden Details des Messaufbaus, der Messwerterfassung sowie der Messwertaufarbeitung näher beschrieben.

5.2.1 Kräfte an den Girlanden

Alle 53 Kraftmessstellen an den Messstationen mit Girlanden sind mit Kraftmessringen ausgerüstet. Zu diesem Zweck sind am Institut für Fördertechnik insgesamt 71 Kraftmessringe für unterschiedlich große Messbereiche hergestellt worden. Die Bauform eines Kraftmessringes hat den Vorteil einer hohen Empfindlichkeit des Messgebers bei gleichzeitiger Momenten- und Temperaturkompensation und beruht auf einem ebenen elliptischen Grundkörper, bei dem sich in Richtung der kurzen Achse der Ellipse Gelenkaugen zur Montage des Gebers befinden und auf der langen Achse Dehnungsmessstreifen aufgeklebt sind.

Die äußere Belastung an den Gelenkköpfen der Kraftmessgeber führt zu einer mechanischen Oberflächendehnung in den Messquerschnitten und somit zu einer Änderung des elektrischen Widerstandes der hier applizierten und in einer Wheatstone'schen Brücke verschalteten Dehnungsmessstreifen. Im angeschlossenen Zustand ergibt sich ein der äußeren Belastungskraft proportionales Spannungssignal /55/.

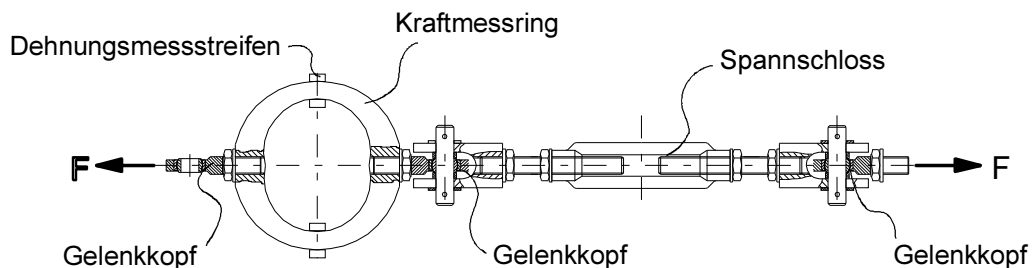


Bild 5.19: Messstrang mit Kraftmessring

In Bild 5.19 ist der Messstrang für einen Kraftmessring im Schnitt dargestellt. Der Kraftmessring ist über einen Gelenkkopf mit dem Spannschloss zur Längenjustierung verbunden, und an den jeweils anderen Enden erfolgt die Zugkrafteinleitung über die Gelenkköpfe von außen. Die Gelenkköpfe gewährleisten die momentenfreie Einleitung der Zugkraft. Mit der Geberkonstanten C_G , der Verstärkerkonstanten C_V und dem Kabelfaktor C_K ergibt sich nach Gleichung (81) die Zugkraft aus der vom Trägerfrequenzmessverstärker abgegebene Spannung u_{mess} .

$$F = \frac{C_G}{C_V C_K} u_{mess} \quad (81)$$

5.2.2 Kräfte an den Tragrollenstühlen

An den Messstationen mit Tragrollenstühlen (M07 bis M10) werden Kräfte an den Tragrollen mit Hilfe sogenannter Messbiegebalken gemessen. Diese sind ebenfalls im Institut für Fördertechnik eigens für die Feldmessung hergestellt worden. Der Messbiegebalken für eine Mitteltragrolle ist im oberen Teil von Bild 5.20 ohne Tragrolle dargestellt. Der eigentliche Balken hat einen rechteckigen Querschnitt und weist an den Messstellen Einfräsungen auf, die als

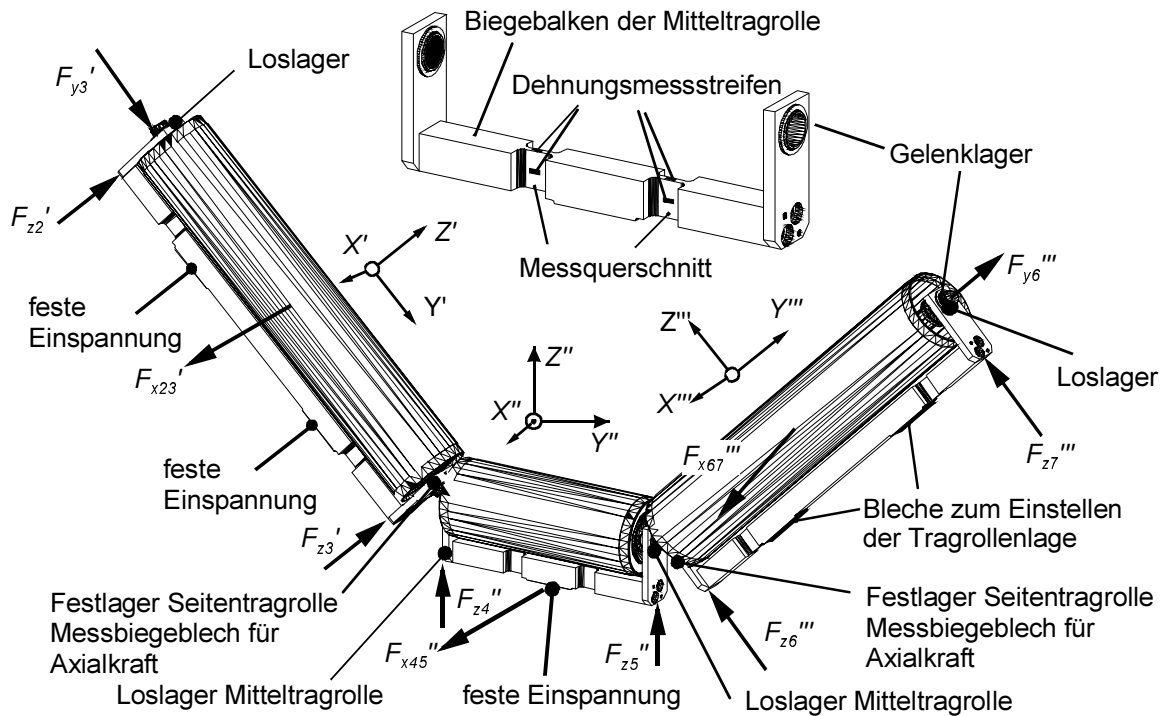


Bild 5.20: Kräfte am Messtragrollenstuhl

Messquerschnitte zwecks der Erfassung der messkraftbedingten Oberflächendehnung mit Dehnungsmessstreifen beklebt worden sind. An den Stirnseiten der Biegebalken sind Messbleche angeschraubt, an denen im oberen Teil zur Aufnahme der Messtragrolle reibungsarme Gelenklager montiert sind. Die Gelenklager, die sich an den unteren Seitenblechen der Messtragrollenhalter für die Seitentragrollen befinden, sind als Festlager ausgeführt, alle anderen als Loslager. An den beiden Seitenblechen mit Festlagerung befindet sich eine weitere Messstelle an der die in Richtung der Tragrollenachse wirkenden Kraftkomponente F_{y3}' bzw. F_{y6}''' erfasst wird.

Zur Bestimmung der in den jeweiligen Koordinatensystemen wirkenden Kraftkomponenten aus den entsprechenden Messspannungen sind wiederum die Messgeberkonstante C_G , die Verstärkerkonstante C_V und der Kabelfaktor C_K zu berücksichtigen. Des Weiteren muss beachtet werden, dass sich an den Messbiegebalken für die Seitentragrollen auf der Seite der Seitenbleche mit den Festlagern an dem Signal des Messquerschnittes für die Vertikalbelastung die axiale Belastung auf die Messtragrolle überlagert. Die Ausgangsspannungen der Trägerfrequenzmessverstärker können mit Hilfe der Gleichungen (82), (83) und (84) in die entsprechenden Kraftgrößen umgerechnet werden. Der Quotient aus h_1 und h_2 gibt das Hebelverhältnis der beiden Biegebalken für die Vertikal- und Axialkräfte wieder.

$$\begin{aligned}
 F_{x23}' &= \frac{C_{GX23}}{C_{VX23} C_{KX23}} u_{x23} \\
 F_{y3}' &= \frac{C_{GY3}}{C_{VY3} C_{KY3}} u_{y3} \\
 F_{z2}' &= \frac{C_{GZ2}}{C_{VZ2} C_{KZ3}} u_{z2} \\
 F_{z3}' &= -\frac{h_1}{h_2} \frac{C_{GY3}}{C_{VY3} C_{KY3}} u_{y3} + \frac{C_{GZ3}}{C_{VZ3} C_{KZ3}} u_{z3}
 \end{aligned}
 \tag{82}$$

$$F_{X45} = \frac{C_{GX45}}{C_{VX45} C_{KX45}} u_{X45}$$

$$F_{Z4} = \frac{C_{GZ4}}{C_{VZ4} C_{KZ4}} u_{Z4}$$

$$F_{Z5} = \frac{C_{GZ5}}{C_{VZ5} C_{KZ5}} u_{Z5}$$
(83)

$$F_{X67}^{//} = \frac{C_{GX67}}{C_{VX67} C_{KX67}} u_{X23}$$

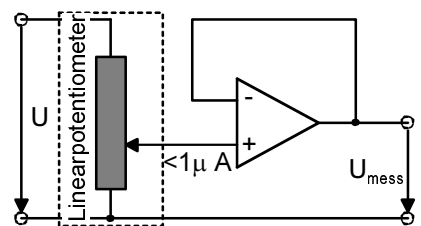
$$F_{Y6}^{//} = \frac{C_{GY6}}{C_{VY6} C_{KY6}} u_{Y6}$$

$$F_{Z7}^{//} = \frac{C_{GZ7}}{C_{VZ7} C_{KZ7}} u_{Z7}$$

$$F_{Z6}^{//} = \frac{h_1}{h_2} \frac{C_{GY6}}{C_{VY6} C_{KY6}} u_{Y6} + \frac{C_{GZ6}}{C_{VZ6} C_{KZ6}} u_{Z6}$$
(84)

5.2.3 Auslenkung an den freihängenden Girlanden

Die Auslenkung an den freihängenden Girlanden wird gem. Abschnitt 5.1.1 über Linearpotentiometer erfasst. Diese liefern über die in Bild 5.21 dargestellte Verstärkerschaltung ein dem Messweg X proportionales Signal.



$$X = \frac{130 \text{ mm}}{U_0} U_{\text{mess}}$$
(85)

Bild 5.21: Verstärkerschaltung für Linearpotentiometer

5.2.4 Wirkleistung des Hauptantriebes

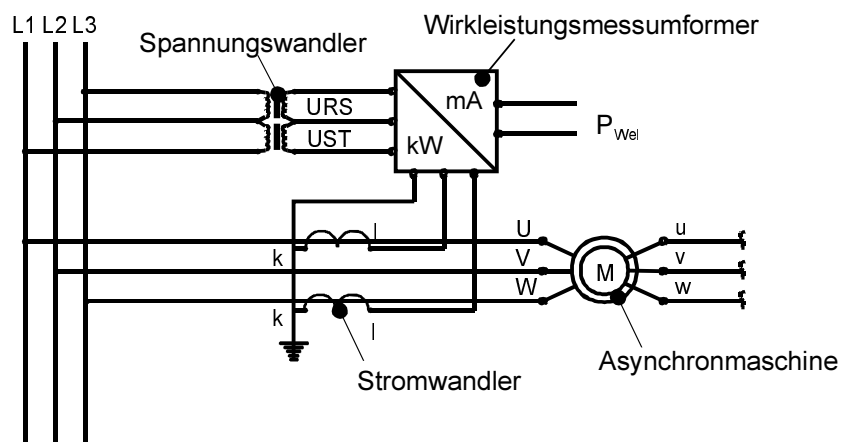


Bild 5.22: Prinzip der Drehstrom-Wirkleistungsmessung nach Aron

Die Messung der von den drei Hauptantrieben aufgenommene Wirkleistung erfolgt nach dem in Bild 5.22 dargestellten Prinzip. Mittels Spannungswandler werden zwei verkettete Spannungen und mittels zweier Stromwandler zwei Strangströme so heruntertransformiert, dass der nachfolgende Wirkleistungsmessumformer in seinem Arbeitsbereich betrieben werden kann.

Die 20 mA-Ausgangssignale der drei Wirkleistungsmessumformer werden zwecks Bildung der Gesamtleistung durch eine entsprechende Summenschaltung zusammengefasst.

5.2.5 Drehzahlmessung an den Tragrollen

Zur Erfassung der Drehzahlen an einzelnen Tragrollen ist für einen optischen Impulsgeber eine entsprechende Verstärkerschaltung zur Erzeugung eines Rechtecksignals angefertigt worden (Bild 5.23). Mit diesem Versuchsaufbau ist es möglich, bei einer zu erwartenden maximalen Tragrollendrehzahl von 660 U/min das Signal des eingesetzten Drehzahlgebers für eine Inkrementalscheibe mit einer maximalen Skalenteilanzahl von $n_{Skt} = 150$ in ein störungsfreies Rechtecksignal umzuwandeln. Für die Anzahl der Rechteckimpulse pro Zeiteinheit ergibt sich die Drehzahl der Tragrolle nach

$$n_R = \frac{e_a}{n_{Skt} t_{mess}} \quad (86)$$

Zur genauen Bestimmung der bezogenen Differenzdrehzahl der Tragrollen werden die Impulszahlen der beiden zu betrachteten Tragrollendrehzahlen voneinander abgezogen und auf die Impulszahl der Bezugstragrolle bezogen:

$$\Delta n_{rel} = \frac{e_a - e_b}{e_a} \quad (87)$$

Da eine Auswerteeinheit für die zu messenden Frequenzen, die Werte von bis zu 2 kHz bei dem Einsatz der Inkrementalscheiben mit $n_{Skt} = 150$ erreichen, nicht zur Verfügung stand, sind vereinfachte Messungen mit dem Einsatz von Inkrementalscheiben $n_{Skt} = 1$ durchgeführt worden.

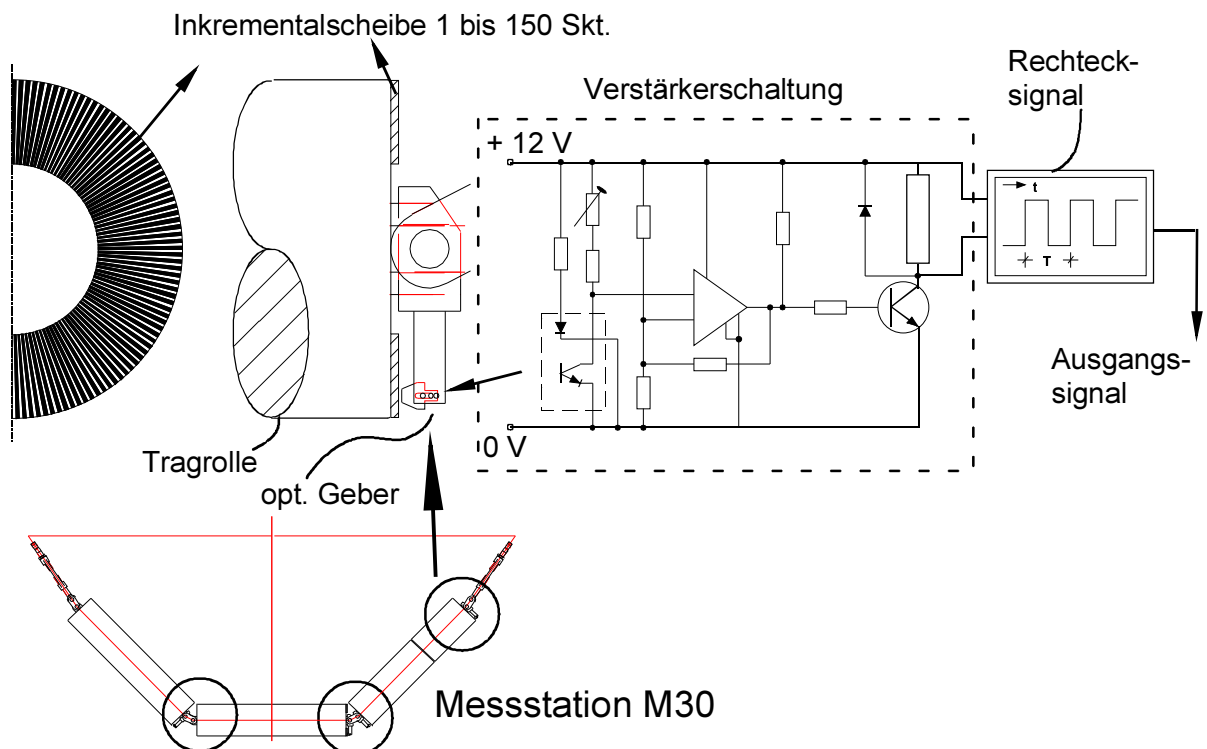


Bild 5.23: Prinzip der Verstärkerschaltung zur Drehimpulswiedergabe

5.3 Auswerteverfahren

Während der Durchführung der einzelnen Versuchsreihen sind die Messsignale der verschiedenen Messstationen im Obertrum im Vergleich zur Messstation M01 mit der freihängenden Girlande OG-600-eT sowie beiden freihängenden Messstationen im Untertrum zueinander vergleichend messtechnisch erfasst worden. Da auf Grund der großen Messstellenzahl nicht alle Messstationen zeitgleich erfasst werden konnten, wurden die Versuchsreihen nacheinander durchgeführt. Zur Organisation der einzelnen Versuchsreihen wurde der jeweilige Versuchsaufbau in einer Datenbank erfasst und dokumentiert. Das eigentliche Messdatenerfassungsprogramm auf der jeweiligen Rechneinheit nutzte die Daten aus der Datenbank zur Aktivierung der in der jeweiligen Versuchsreihe verwendeten Kanäle. Während der Durchführung einer Versuchsreihe wurden die Messdaten auf den jeweiligen Massenspeichern der Rechneinheiten gespeichert. Nach Beendigung der Messreihe wurden neben den Messdaten auch Verstärkereinstellungen und sonstige Versuchsparameter an die Datenbank übergeben. Im Folgenden wird nun die Organisation der Versuchsreihen in dem Datenbankprogramm „Tigerman“ beschrieben. Es wird erklärt, wie die in Form von elektrischen Spannungen gemessenen Rohdaten in physikalische Größen umgerechnet werden. Des Weiteren werden die Arbeitsschritte zur Aufbereitung der Messdaten, die zu deren Auswertung notwendig sind, erläutert. Abschließend wird die Routine zur Bestimmung der Kräftesummen etc. beschrieben.

5.3.1 Organisation der Versuchsreihen in einer Access-Datenbank

Eigens für die Durchführung der Feldmessungen an der Versuchsgurttörderanlage ist eine Access-Datenbank entwickelt und programmiert worden. Sie enthält eine freie Datenstruktur, in der sich Messstellengruppen, Messaufgaben etc. frei definieren lassen. Für die Messungen sind in der Datenbank Messstellengruppen entsprechend Bild 5.18 definiert. Die Daten aller eingesetzten Messgeber und Messkabel werden über Eingabemasken in vorgegebenen Datensätzen abgelegt. Entsprechend der Möglichkeit der freien Definition der Messstellengruppen lassen sich auch unterschiedliche Rechneinheiten mit der Anzahl und Art ihrer Kanäle frei definieren. Für die Feldmessung sind zwei Rechneinheiten zur Erfassung der Kraftkanäle bzw. aller anderen Kanäle zum Einsatz gekommen.

Zum Verständnis soll kurz der Aufbau und die Organisation der Versuchsreihe 46 mit dem Datenbankprogramm beschrieben werden. In Bild 5.24 ist die Eingabemaske für diese Versuchsreihe zu sehen, in dem oben die Versuchsnummer erscheint. Rechts neben der Versuchsnummer ist der Auswertestand des Versuches angegeben. Hier ist der Versuch noch in der Vorbereitungsphase; das bedeutet, dass zunächst nur der Versuchsaufbau eingegeben werden kann. Hierzu können Messstellengruppen entweder neu eingegeben oder von anderen Versuchen übernommen und dann gegebenenfalls angepasst werden. Zur Anpassung können in der Auflistung der ausgewählten Messstellengruppen die Messketten der einzelnen Messstellengruppen, z.B. die Gruppe 1, die Messstation mit der freihängenden Girlande OG-600-eT, bearbeitet werden. Nach Abschluss der Eingabe kann die jeweilige Versuchsreihe dann für die Rechneinheiten zur Durchführung einer Messung freigegeben werden. Die Versuchsreihe kommt damit in die Freigabephase. Sobald die Rechneinheiten die kanalspezifischen Daten aus der Datenbank abgefragt haben, signalisiert die Datenbank, dass die Versuchsreihe läuft. Nach Abschluss des Messzyklusses, wenn die Messdaten von den Messrechnern an die

Datenbank zurückgegeben worden sind, ist die Möglichkeit der Auswertung durch die Datenbank freigegeben. Bei der Auswertung werden die Messdaten der einzelnen Messrechner-einheiten zusammengeführt und z.B. mit Hilfe der Gleichungen (81), (82), (83), (84) etc. in die physikalischen Größen umgerechnet. Diese Daten werden dann in Exceltabellen-Dateien exportiert und im Zielverzeichnis gespeichert.

Die schon erwähnte Eingabe oder Änderung der Elemente der Messketten der jeweiligen Messstellengruppe lässt sich in dem in Bild 5.25 dargestellten Bildschirm der Datenbank vornehmen. Hier sind die Messstellen M01_x6b und M01_Fy0 der Messstellengruppe 01 der Messstation mit der freihängenden Girlande OG-600-eT (Bild 5.4 bzw. 5.5) aufgelistet. Die Eingabe der Elemente erfolgt in der Reihenfolge von der Messstelle bis zum Datenkanal.

Bild 5.24: Eingabe der Versuchsreihen

Durch Plausibilitätsprüfungen ist gewährleistet, dass kein Element in einer Versuchsreihe doppelt verwendet werden kann, und dass Messstelle, Messgeber, Gerätekanal und Datenkanal zueinander passen. Hierdurch sind Verwechslungen und dergleichen bei der Messdurchführung und der Auswertung praktisch ausgeschlossen.

Bild 5.25: Eingabe der Messketten für die jeweiligen Messstellen

5.3.2 Aufarbeitung der Messdaten

Die Aufbereitung der Messdaten erfolgt über Rechenroutinen, die speziell für diese Feldmessung erstellt wurden. Die Basis der Auswertung bilden die von der Datenbank erstellten Excel-Tabellen der in physikalische Einheiten umgerechneten Messwerte. Die Aufbereitung gliedert sich in die im Folgenden kurz beschriebenen Aufbereitungsschritte.

Synchronisation der Zeitachsen

Durch die Erfassung der Messdaten mit zwei Rechneinheiten ist infolge unterschiedlicher Rechnerzeitmessungen eine Anpassung der Zeitachsen erforderlich gewesen. Hierzu wurde ein Messsignal von beiden Rechneinheiten gleichzeitig aufgezeichnet. Aus dem Vergleich der sich über der jeweiligen Rechnerzeit ergebenden Verläufe ließen sich die Parameter m_{Zeit} und b_{Zeit} des linearen Zusammenhangs aus Gleichung (88) der beiden Zeitachsen bestimmen und sich die Zeitachse der Rechneinheit 2 auf die Zeitachse des Rechners 1 anpassen. Die bei den Feldmessungen ermittelten Werte für den Parameter m_{Zeit} ergaben immer einen Faktor in Höhe von 0,99973. Bei der Dauer der Durchführung einer Versuchsreihe von 12 Stunden Dauer, was 43200 Sekunden entspricht, ergab sich somit ein Zeitachsenunterschied von 11 Sekunden, der durch die Anpassung der Zeitachsen korrigiert wurde. Der Parameter b_{Zeit} passt die Startwerte der Zeitachsen an und beträgt für die meisten Messungen annähernd 0 Sekunden.

$$t_{R\ 1} = m_{Zeit} t_{R\ 2} + b_{Zeit} \quad (88)$$

Ergänzung fehlender Transpondersignale

Die Ermittlung der Transpondercodierungen war für die Identifizierung der einzelnen Gurtabschnitte während der Versuchsdurchführung notwendig. Da nun zum einen während der Durchführung einer Versuchsreihe infolge von Gurtschieflauf, zum anderen auf Grund des Ausfalls einiger Transponder während des langen Versuchszeitraumes einige Transpondersignale nicht erfasst werden konnten, wurde eine Interpolation der Erfassungszeit und der fehlenden Transpondersignale erforderlich. Die große Messdatenmenge der einzelnen Versuchsreihen machte die Automatisierung dieses Aufbereitungsschrittes zwingend erforderlich. In der entwickelten Routine zur Interpolation der Erfassungszeit der fehlenden Transpondersignale wurden die fehlenden Transpondersignale und die Zeiten der Stillstände, die während der Durchführung einer Versuchsreihe vorgekommen waren, ermittelt. Die Zeiten der fehlenden Transpondersignale wurden mit Hilfe der gelesenen Transpondersignale über die daraus ermittelten Laufzeiten der entsprechenden Gurte und aus der aus den bekannten Gurtabschnittslängen nach Tabelle 25 berechenbaren, mittleren Gurtgeschwindigkeiten unter Berücksichtigung der Stillstandszeiten interpoliert. Ergebnis der Interpolation waren die überarbeiteten Datentabellen mit interpolierten Erfassungszeiten der Transpondersignale und eine Informationstabelle, in der die Erfassungszeit, die Gurtabschnittslaufzeit und die Zeiten der auftretenden Stillstände der Gurförderanlage chronologisch für jede Versuchsreihe aufgelistet waren.

Digitales Filtern der Messdaten zur Reduktion der Datenmenge

Die gemessenen Daten der einzelnen Versuchsreihen wurden mit einem im Messaufbau integrierten Tiefpassfilter mit einer Grenzfrequenz von 10 Hz gefiltert und mit einer Abtastfrequenz von 50 Hz digital von den Rechereinheiten erfasst. Um nun die Datenmenge für die Auswertung zu verringern, wurden die Messdaten zusätzlich mit einem digitalen Filter der Grenzfrequenz 2 Hz wiederholt gefiltert und entsprechend der Einhaltung des Abtasttheorems nach Shannon um ein Fünftel reduziert.

Die Filterfunktion nach /44/ ist in Gleichung (89) angegeben. Die Koeffizienten A_0 , A_1 , A_2 , B_1 und B_2 werden mit Hilfe der bilinearen Z-Transformation berechnet. Sie bestimmen die Art des Filters und den Filtertyp.

$$y(k) = A_0 x(k) + A_1 x(k-1) + A_2 x(k-2) - B_1 y(k-1) - B_2 y(k-2) \quad (89)$$

Ortssynchronisation der Messdaten der einzelnen Messstationen

Die Messstationen in der Messstrecke hatten zueinander konstruktiv bedingt einen Abstand in Förderrichtung (Bild 5.2). Zum Vergleich der Messdaten der einzelnen Messstationen bei derselben Vertikalbelastung an derselben Fördergurtstelle wurde eine sogenannte Ortssynchronisation notwendig. Hierbei wurden die Messdaten der Messstationen um eine dem Abstand der jeweiligen Messstation zur Bezugsmessstation mit der freihängenden Girlande OT-600-eT entsprechenden Differenzzeit, die sich aus dem Quotienten des Abstandes und der Gurtgeschwindigkeit ergab, verschoben.

5.3.3 Verarbeitung der Einzelsignale

Kräfte und Auslenkungen

Zur Bestimmung der Kräftesummen fanden an den Messstationen im Obertrum für die freihängenden Girlanden Gleichung (70), für die gefesselten Girlanden Gleichung (74) und für die Tragrollenstühle die Gleichungen (75), (76), (77), (78), (79) sowie für die Messstationen mit den freihängenden Girlanden im Untertrum Gleichung (80) Anwendung. Die Auslenkungen der freihängenden Girlanden im Obertrum wurden mittels Gleichung (73) ermittelt. Die entsprechenden Auswerteprogramme greifen dazu auf die durch die Accessdatenbank aufbereiteten Messdaten zurück.

Berechnung des örtlichen Gurtzuges

Zur Berechnung des örtlichen Gurtzuges an den jeweiligen Messstationen wurden die elektrische Gesamtantriebsleistung $P_{el,ges}$, die elektrische Antriebsleistung an Trommel 2 $P_{el,2}$ und die Kraft F_{S_2} an der Antriebstrommel 2 (Bild 5.26) sowie die Streckenlast infolge Fördergut m'_L auf der Gurtförderanlage gemessen. Nach Bestimmung der Umfangskräfte F_U aus den Antriebsleistungen mit Hilfe der Gurtgeschwindigkeit und der Wirkungsgrade gem. Gleichungen (90)

und (91) lassen sich zunächst folgende Gleichungen (92) und (93) für die Trumkräfte F_{T1} und F_{T2} am Anlagenkopf angeben.

$$F_{U1} = P_{el1} \eta_{M1} \eta_{G1} \frac{1}{v} = \frac{(P_{el\ ges} - P_{el2})}{v} \eta_{M1} \eta_{G1} \quad (90)$$

$$F_{U2} = P_{el2} \eta_{M2} \eta_{G2} \frac{1}{v} = \frac{M_{Tro2}}{R_{Tro}} \quad (91)$$

$$F_{T1} = F_{TZ} + F_{U1} \quad (92)$$

$$F_{TZ} = F_{T2} + F_{U2} \quad (93)$$

Mit Hilfe der vektoriellen Kräftesumme gem. Gleichung (94) und (95) und der Momentensumme an der Messschwinge (96) lässt sich in Verbindung mit Gleichung (93) zunächst die Trumkraft F_{T2} nach Gleichung (97) in Abhängigkeit von der elektrischen Antriebsleistung P_{elT2} und der gemessenen Schwingenkraft F_{S2} berechnen.

$$\sum F_{ix} = F_{a2x} - F_{T2} \cos \alpha - F_{TZ} \cos \beta = 0 \quad (94)$$

$$\sum F_{iz} = F_{a2z} - F_{T2} \sin \alpha - F_{TZ} \sin \beta = 0 \quad (95)$$

$$\sum M_i^{(A)} = F_{S2} z_1 - F_{a2x} z_2 + F_{a2z} x_1 = 0 \quad (96)$$

$$F_{T2} = \frac{F_{S2} z_1 - \frac{P_{el2}}{v} \eta_{M2} \eta_{G2} (z_2 \cos \beta - x_1 \sin \beta)}{z_2 (\cos \alpha + \cos \beta) - x_1 (\sin \alpha + \sin \beta)} \quad (97)$$

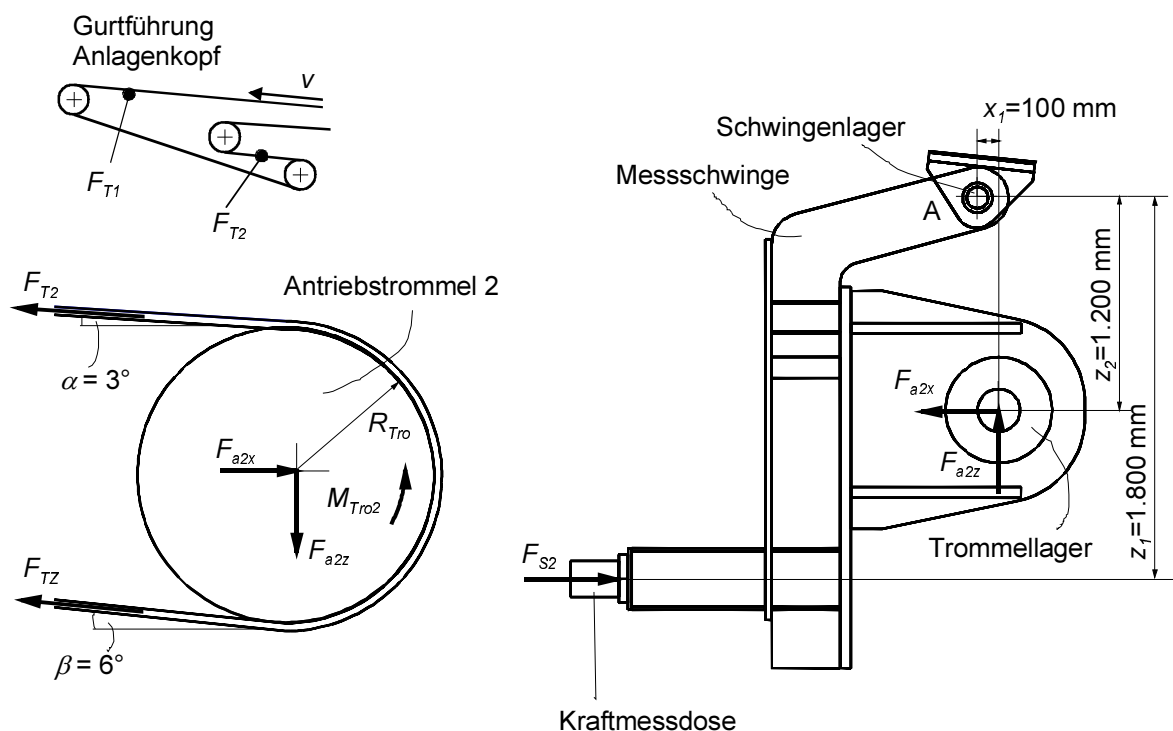


Bild 5.26: Freigeschnittene Antriebsstrommel 2 und freigeschnittene Messschwinge

Die Trumkraft F_{T1} ergibt sich dann mit Gleichung (98).

$$F_{T1} = F_{T2} + \frac{P_{el2}}{v} \eta_{M2} \eta_{G2} + \frac{(P_{el\,ges} - P_{el2})}{v} \eta_{M1} \eta_{G1} \quad (98)$$

Für die Auswertung der Gleichungen (97) und (98) wurden neben den geometrischen Parametern zu Bild 5.26 in erster Näherung zunächst folgende Werte verwendet:

$$\begin{aligned} \text{Motorwirkungsgrad:} & \quad \eta_M = \eta_{M1} = \eta_{M2} = 0,95 \\ \text{Getriebewirkungsgrad:} & \quad \eta_G = \eta_{G1} = \eta_{G2} = 0,95 \end{aligned}$$

Für den stationären Zustand läßt sich mit den für den Zeitpunkt t berechneten Werten der Trumkraft F_{T1} an Antriebstrommel 1, der bekannten Streckenlast infolge der Beladung auf der Gurtförderanlage und dem Höhenverlauf der Gurtförderanlage die örtliche Trumkraft $F_T(x)$ mit $x = L$ an der Antriebstrommel 1 und $x = 0$ an der Hecktrommel bestimmen:

$$F_T(x) = F_{T1} - \int_x^L F_{HO}'(x) + F_{StO}'(x) dx \quad , \text{ mit} \quad (99)$$

F_{HO}' : Örtlicher längenbezogener Bewegungswiderstand infolge Walkwiderstand sowie Lauf- und Sturzwiderstand der Girlanden;

F_{StO}' : Örtlicher längenbezogener Steigungswiderstand infolge Gewicht von Fördergurt und Fördergut.

Während für den Parameter F_{HO}' die der an der Bezugsgirlande in der Messstation M01 (siehe Bild 5.3) gemessenen Werte zugrundegelegt wurden, ergibt sich die Größe F_{StO}' nach folgender Bestimmungsgleichung:

$$F_{StO}' = g (m_G' + m_L') \sin\delta \quad . \quad (100)$$

Sortierung der Messdaten

Für eine gezielte Auswertung der Messergebnisse bezüglich der jeweiligen Messstation (Tabellen 21, 22, 23, 24), des jeweiligen Gurtabschnitts (Tabelle 25) sowie unterschiedlicher Beträge der örtlichen Gurtzugkraft ist eine Sortierung der ausgewerteten Daten erforderlich gewesen. Mit entsprechenden Sortierprogrammen wurde die Sortierung der Datentabellen nach den entsprechenden Kriterien durchgeführt. Die erzeugten Ergebnisdaten bildeten die Grundlage der graphischen Darstellung der Ergebnisse.

6 Vergleich der experimentellen Ergebnisse mit den theoretischen Berechnungsansätzen

Im Rahmen der Feldversuche sind mit dem in Abschnitt 5 beschriebenen Versuchsaufbau und den in Abschnitt 5.3 beschriebenen Auswerterroutinen in über 100 Versuchen die nachstehenden Ergebnisse ermittelt worden. Diese gliedern sich im Folgenden nach dem Einfluss unterschiedlicher Tragrollenanordnungen, der verschiedenen Gurtabschnitte und sonstigen Parameter auf den Bewegungswiderstand an den jeweiligen Tragrollenstationen.

Grundlage aller Auswertungen sind die während der Durchführung aller Versuchsreihen gemessenen Zeitverläufe der Einzelsignale. In Bild 6.1 ist exemplarisch für einen Versuch ein Ausschnitt der Zeitverläufe der Beträge der sechs Kräfte an der Messstation M01 mit der freihängenden Girlande OG-600-eT für ein Zeitintervall von 250 Sekunden dargestellt. Auf der Abszisse ist die Zeit in Sekunden aufgetragen. Die Beträge der Kräfte F_z in vertikaler Richtung und F_y quer zur Förderrichtung sind auf der linken Ordinate, die Beträge der in Förderrichtung wirkenden Horizontalkräfte F_x auf der rechten Ordinate aufgetragen (zur Definition der Messkraft der jeweiligen Messdaten s. Tab. 21). Alle Zeitverläufe haben den gleichen qualitativen charakteristischen Verlauf. In regelmäßigen Abständen tritt bei allen Signalen eine Störung infolge des Durchlaufens einer Gurtverbindung durch die Messstation auf. In Bild 6.1 sind diese Verbindungen durch die jeweilige messtechnisch erfasste Transpondernummer gekennzeichnet, welche die Nummer des nachfolgenden Fördergurtabschnitts (Tab. 25) angibt. So vergehen z.B. zwischen der Erfassung der Gurtverbindung mit der Transpondernummer T1 bis zur Erfassung der Transpondernummer T2 39,4 Sekunden, was bei der Fördergurtgeschwindigkeit von 7,5 m/s einer Länge des Gurtes 1 des ersten Prüfzeitraumes gem. Tabelle 25 von 295,2 m entspricht. Bei der Auswertung werden die Zeitbereiche, während derer eine Gurtverbindung durch die jeweilige Messstation läuft, nicht berücksichtigt und somit ausgeblendet.

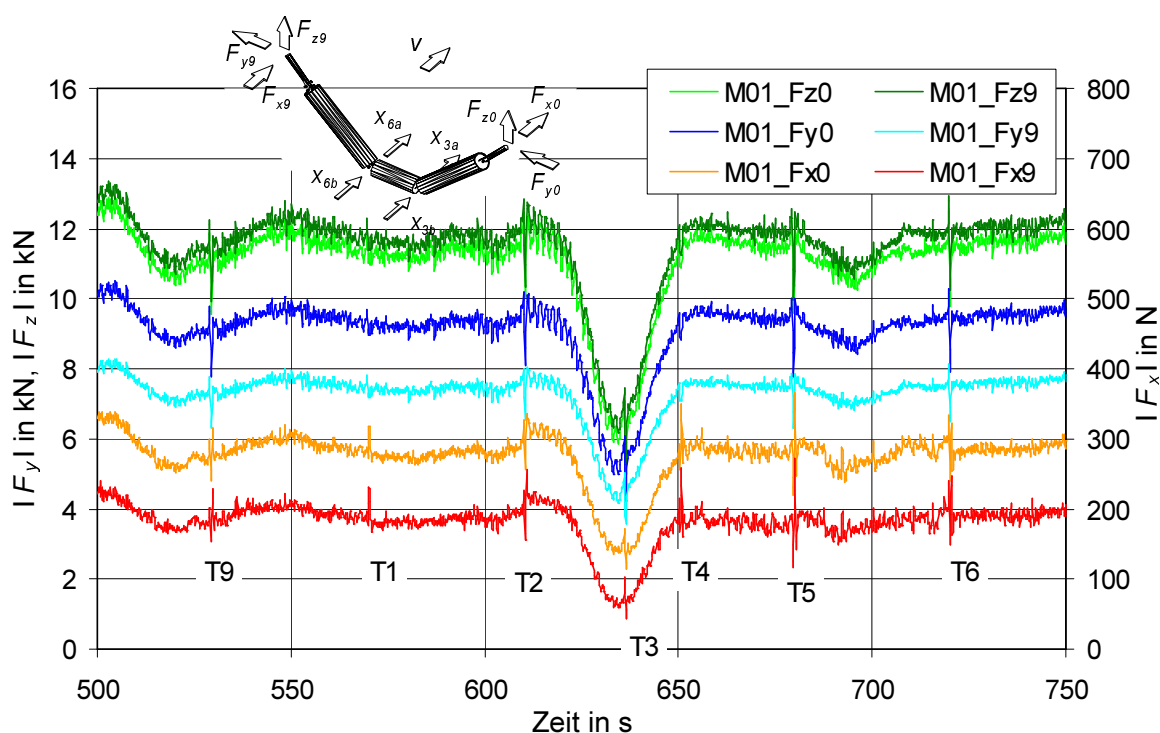


Bild 6.1: Zeitverläufe der Beträge der Kräfte an der Messstation 01 mit der freihängenden Girlande OG-600-eT (Versuch 46)

Dieser Versuch weist einen hohen Auslastungsgrad der Gurtförderanlage während des gesamten Verlaufes auf. In Bild 6.1 ist dieses an der Höhe der grün dargestellten Kräfte F_z zu erkennen, die hier bei je 12 kN Auflast an der Messstation annähernd Werte entsprechend des Nennmassenstromes $I_{mN} = 37500$ t/h der Gurtförderanlage erreichen. Das Einfallen der Signale bei 630 Sekunden erfolgt durch den Beladungsabfall infolge des Sichelschnittes des Schaufelradbaggers am Anfang der gesamten Förderstrecke /1/. Als ein direktes Ergebnis der Zeitverläufe ist in Bild 6.2 beispielhaft die insgesamt wirkende Horizontalkraft F_x gem. Gleichung (73) für die Messstation M01 mit der Girlandenordnung OG-600-eT in Abhängigkeit von der insgesamt wirkenden Vertikalkraft F_{zL} infolge des Fördergutes aufgetragen. Das negative Vorzeichen von F_x resultiert aus der Definition des Koordinatensystem gem. Bild 3.3 bei dem die x-Achse in Förderrichtung zeigt. Der Betrag von F_x entspricht, wie in Abschnitt 5.1.1 erläutert, dem Bewegungswiderstand der jeweiligen Messstation. Bedeutend ist hier die Streubreite der rund 32000 Messwerte, die sich während einer Messdauer von ca. einer Stunde auf Grund der unterschiedlichen Eigenschaften des Fördergutes und der Fördergurtabschnitte sowie sonstiger Einflüsse ergibt. Das Durchlaufen der Fördergurtverbindung durch die Messstation ist für dieses Diagramm aus den Messwerten schon eliminiert worden und hat keinen Einfluss auf die Streubreite.

Nachfolgend werden nun die an den Messstationen für die unterschiedlichen Tragrollenanordnungen und Fördergurtabschnitte in Abhängigkeit des Massenstroms und anderer Parameter ermittelten Kräfte und Auslenkungen mit den Ergebnissen aus theoretischen Berechnungsansätzen und mit den aus der Literatur bekannten Ergebnissen verglichen und diskutiert. Beginnend mit den Normal- und Axialkräften auf die Tragrollen bei verschiedenen Tragrollenanordnungen, äußeren Einflüssen, wie z. B. der der einzelnen Fördergurtabschnitte, auf den Bewegungswiderstand an der jeweiligen Tragrollenanordnung werden des Weiteren die in vergleichenden Versuchen an den verschiedenen Tragrollenanordnungen ermittelten Bewegungswiderstände beschrieben. Zur besseren Orientierung findet sich im Anhang ein Faltblatt mit einer Zusammenstellung der einzelnen Messstationen und eines für die Gurte.

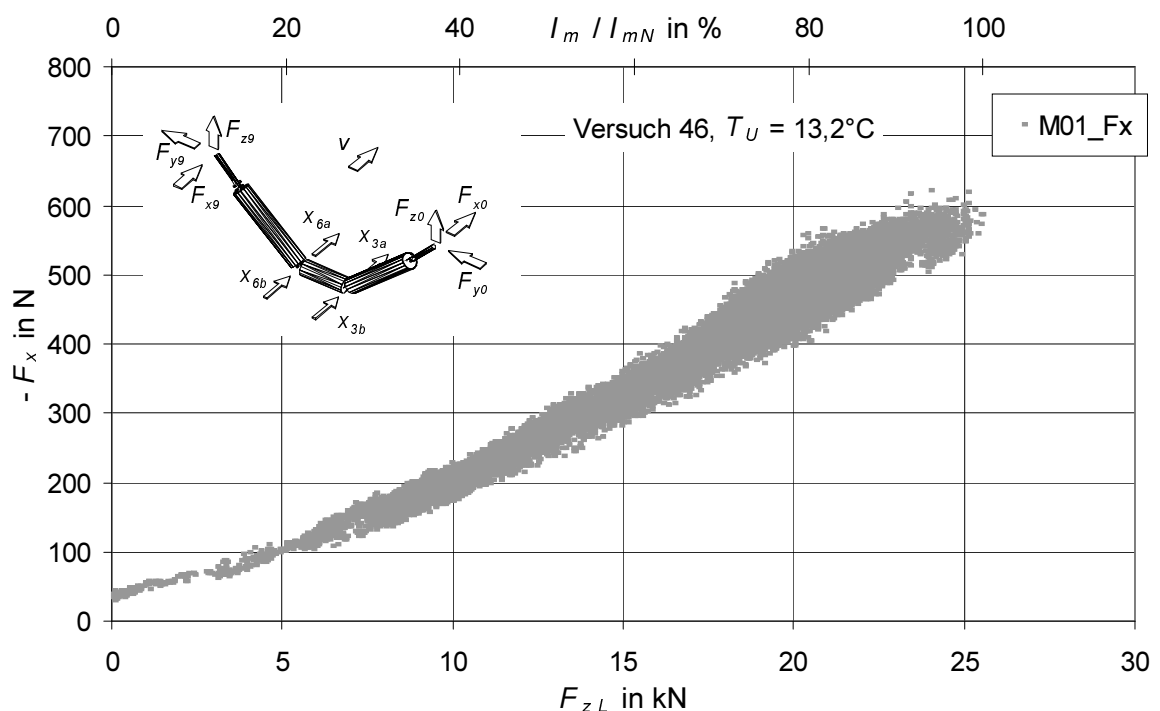


Bild 6.2: Horizontalkraft F_x in Abhängigkeit von der Vertikalkraft F_{zL} an der Messstation M01 mit der freihängenden Girlanden OG-600-eT (Versuch 46)

6.1 Belastungen der Tragrollen infolge der Normal- und Axialkräfte

Die Belastungen der Tragrollen eines Tragrollenstuhles oder bei einer Tragrollengirlande setzen sich aus den normalen und axialen Kräften sowohl infolge des Fördergurt- und des Fördergutgewichtes als auch infolge ihrer mechanischen Eigenschaften zusammen. Es werden nun die Belastungen der Tragrollen, die sich daraus ergebenden Lagerbelastungen sowie die Gegenüberstellung der Ergebnisse mit Werten aus der Literatur herausgestellt.

6.1.1 Tragrollenbelastungen infolge des Fördergurt

Behrens /33/ hatte festgestellt, dass infolge der Quersteifigkeit eines Fördergurtes ein entsprechendes Gegenmoment während des Laufes des gemuldeten, leeren Gurtes über die Tragrollen wirken musste. Er konnte aber nur indirekt die Größenordnung dieses Momentes abschätzen und führte eventuelle Ungenauigkeiten auf die für diesen Lastbereich zu geringe Empfindlichkeit der von ihm eingesetzten Messgeber und auf die Eigenschaften des von ihm eingesetzten Gurtes zurück. Bei den in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen ist nun versucht worden, die Größenordnung der Quersteifigkeit für die unterschiedlichen Gurte zu bestimmen, doch es ergaben sich weitere Gesichtspunkte in Bezug auf die Tragrollenbelastungen bei unbelasteter Gurtförderanlage.

In Bild 6.3 und 6.4 ist die an der Messstation M01 mit der Girlande OG-600-eT gemessene Vertikalkraft F_{zL} bei unbelasteter Anlage für den Gurt 2 bzw. Gurt 15 (gem. Tab. 25) für jeweils 14 Durchläufe in Abhängigkeit von der Gurtlängenkoordinate X aufgetragen. Das Signal für den Gurt 2 weist für alle Durchläufe einen mit einer Periodenlänge von ca. 12,5 m sinusförmigen Verlauf um die Nulllage ($F_{zL} = 0$) auf, was nach Aussage des Herstellers in etwa einer Pressenlänge entspricht. Der Scheitelwert von ca. ± 300 N entspricht ungefähr $\pm 10\%$ des auf eine Girlande wirkenden Gurtgewichtes.

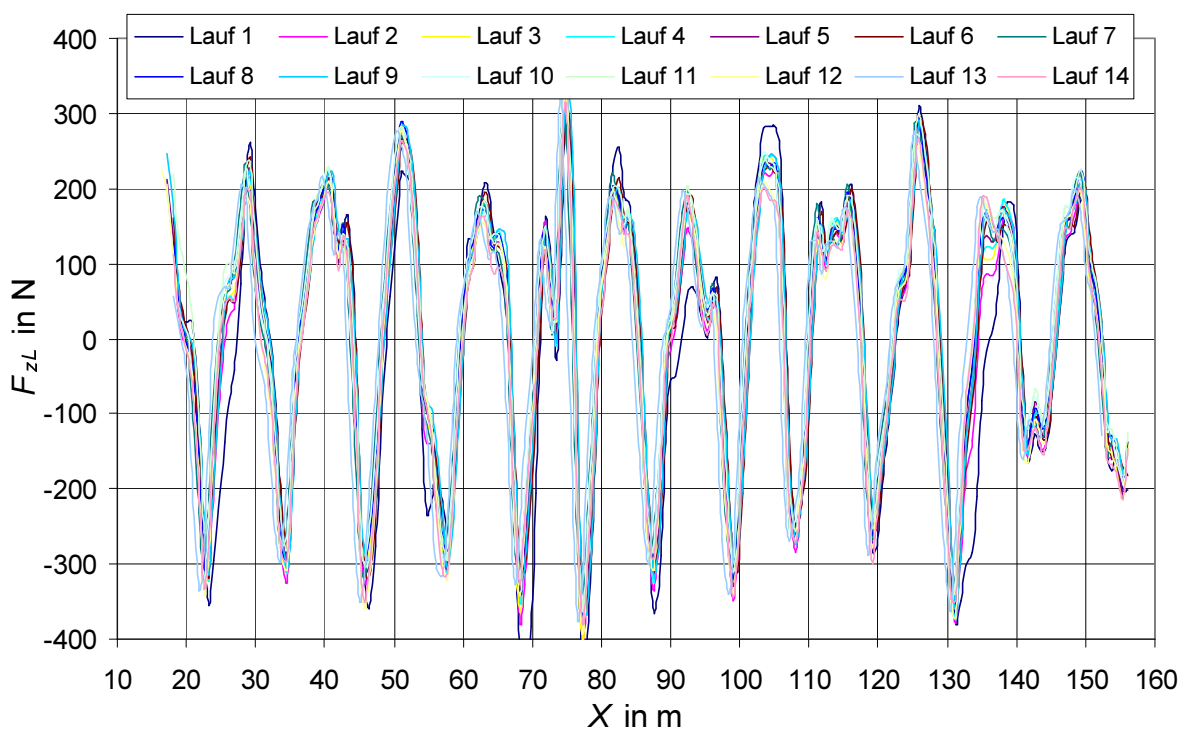


Bild 6.3: Gemessene Vertikalkraft F_{zL} bei Leerlauf in Abhängigkeit von der Gurtlängenkoordinate X für Gurt 2 an der Girlande OG-600-eT (14 Durchläufe)

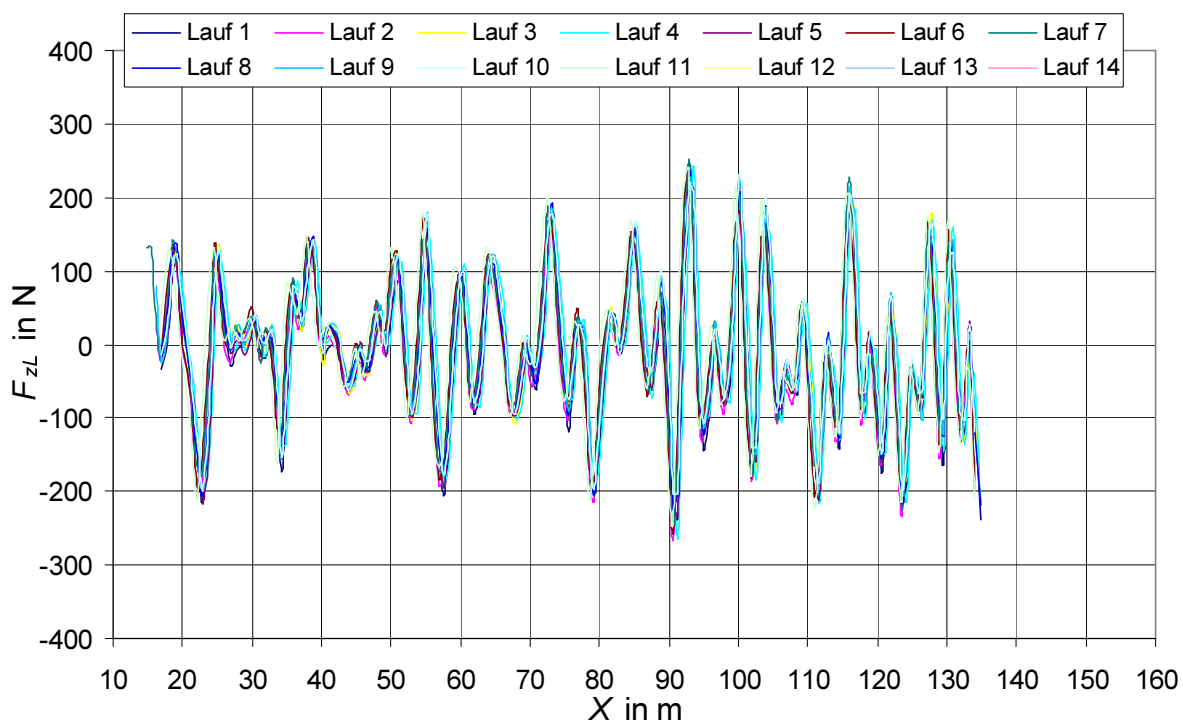


Bild 6.4: Gemessene Vertikalkraft F_{zL} bei Leerlauf in Abhängigkeit von der Gurtlängenkoordinate X für Gurt 15 an der Girlande OG-600-eT (14 Durchläufe)

Das Signal der Vertikalkraft F_{zL} für den Gurt 15 über der Längenkoordinate X setzt sich aus mehreren Einzelsignalen zusammen. Mittels einer Frequenzanalyse lassen sich alle Fourieranteile bestimmen, von denen die mit den größten Amplituden 20 N, 28 N, 27 N und 30 N Periodenlängen von 2,8 m, 4,0 m, 5,6 m und 10,5 m aufweisen. Der Scheitelwert von ca. ± 250 N des Gesamtsignals ist geringfügig geringer als der des Gurtes 2. Bei der Betrachtung aller anderen, hier nicht dargestellten Gurte (Tabelle 25) ergibt sich für jeden Durchlauf durch Messstation M01 mit der Girlande OB-600-eT ein jeweils charakteristischer Verlauf der Vertikalkraft F_{zL} in Abhängigkeit der Gurtlängenkoordinate X .

Zur Untersuchung, ob ein Einfluss der Tragrollenanordnung auf diese charakteristischen Vertikalkraftverläufe vorhanden ist, sind exemplarisch für den Gurt 4 in Bild 6.5 der Verlauf der Vertikalkraft F_{zL} für die acht untersuchten unterschiedlichen Girlanden-Tragrollenanordnungen im Obertrum gem. Tabelle 21 und 22 dargestellt. Es ist festzustellen, dass sich bei den verschiedenen Tragrollenanordnungen freihängend, gefesselt oder veränderte Girlandengeometrie für diesen Gurt jeweils derselbe charakteristische Verlauf ergibt. Der betragsmäßig größte Scheitelwert liegt für den Gurt 4 bei +450 N bzw. -200 N. Auch an den untersuchten Tragrollenstühlen gem. Tabelle 24 ergeben sich für alle Gurte jeweils dieselben charakteristischen Verläufe, die somit unabhängig von der Tragrollenanordnung sind. Sie sind nur durch Eigenschaften des Gurtes bestimmt, die sich wie in Bild 6.6 für den Gurt 8 dargestellt ist, auch über einen langen Zeitraum von über 2 Jahren nicht ändern.

Diese charakteristischen Verläufe finden sich auch in den Signalen aller einzelnen Kraftmessstellen der jeweiligen Messstationen mit Ausnahme der Horizontalkraft F_x , die dem Bewegungswiderstand entspricht, wieder, denn bei der Horizontalkraft bestimmen neben den Störungen aus den Gurten auch das dynamische Verhalten der Tragrollenstationen im Leerlauf den zeitlichen Verlauf der Signale. Insgesamt kann hieraus eindeutig geschlossen werden, dass sich in Abhängigkeit der Gurtlängenkoordinate periodische Reaktionskräfte an den Girlanden und Tragrollenstühlen aus den Eigenschaften der Gurte ergeben. Dynamische Einflüsse sowie geometrische Einflüsse der Tragrollenanordnung können als Ergebnis der

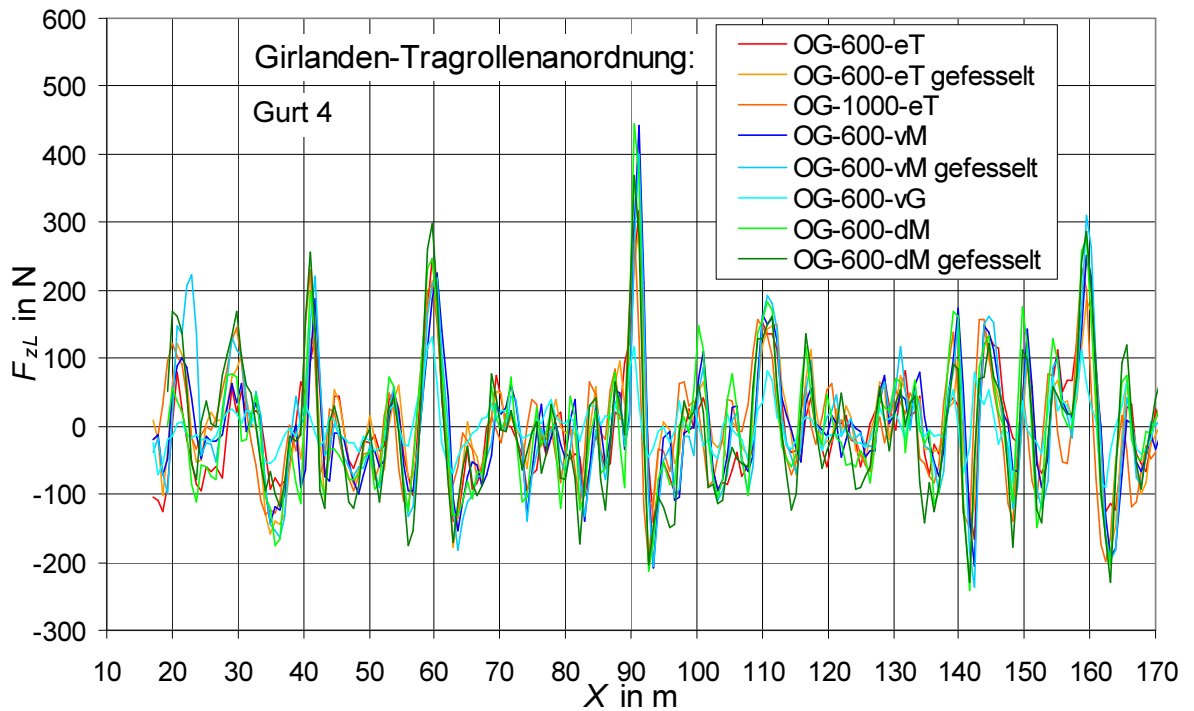


Bild 6.5: Gemessene Vertikalkraft F_{zL} bei Leerlauf in Abhängigkeit von der Gurtlängen-
 koordinate X für Gurt 4 an verschiedenen Girlanden-Tragrollenanordnungen

umfangreichen Untersuchungen ausgeschlossen werden. Hervorgerufen werden könnten diese periodischen Belastungen durch Deckplattendickenänderungen und durch Schwankungen in der Höhenlage der Zugträger im Fördergurt infolge des Produktionsprozesses. Nach Angaben von /54/ sind aber insbesondere an dem Gurt 2 keine von außen sichtbaren Deckplattendickenänderungen und Pressenübergänge zu sehen, sowie Seillagenänderungen

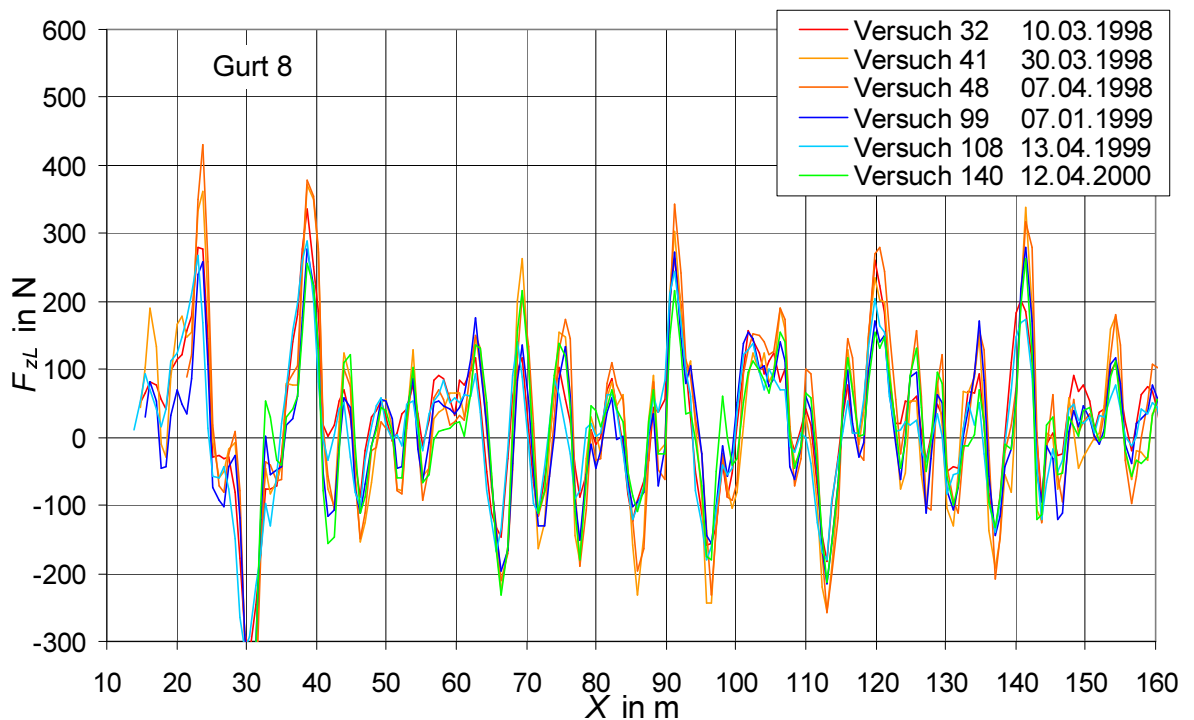


Bild 6.6: Gemessene Vertikalkraft F_{zL} bei Leerlauf in Abhängigkeit von der Gurtlängen-
 koordinate X für Gurt 8 an der Girlande OB-600-eT für diverse Versuch über den
 Versuchszeitraum zeitlich verteilt

konnten nicht festgestellt werden. So liegt der Schluss nahe, dass diese Signalschwankungen auf Eigenschaftsänderungen der laufseitigen Deckplatte in Abhängigkeit der Gurtlängenkoordinate zurückzuführen sind.

Zur Betrachtung der einzelnen Belastungen auf die Tragrollen sind für den Gurt 2 in Bild 6.7 die Normal- und Axialkräfte an einem Tragrollenstuhl OT-1000-eT bei unbeladener Anlage über der Längenkoordinate aufgetragen. Die Änderung der Vertikalkraft an der Mitteltragrolle F_{zL45}'' und den Seitentragrollen F_{zL23}' und F_{zL67}''' weisen den für den Gurt 2 typischen sinusförmigen Verlauf auf. Der Scheitelwert erreicht für das Signal der Mitteltragrolle einen nur geringfügig kleineren Wert als die des gesamten Tragrollenstuhls, für die Normalkräfte auf den Seitentragrollen F_{zL23}' und F_{zL67}''' sind die Beträge der Amplituden wesentlich geringer. Für den Tragrollenstuhl OT-600-eT mit kurzer Mitteltragrolle ergibt sich an den Tragrollen für alle untersuchten Gurte ein vergleichbarer Verlauf der Normalkräfte über der Längenkoordinate des Gurtes.

Auf der Grundlage der umfassenden Auswertung der Leerlaufversuche ergibt sich der Schluss, dass sich alle Kraftsignale periodisch um einen konstanten Mittelwert in Abhängigkeit der Gurtlängenkoordinate ändern, so dass eine Mittelwertbildung bei Leerlauf auch für die Einzelkräfte möglich ist. Die sich aus den Messwerten ergebenden Mittelwerte für die Belastungen der Tragrollen infolge des Fördergurtes sind für die beiden untersuchten Tragrollenstühle in Tabelle 26 den Werten, die nach Kapitel 3.1.1 ohne Berücksichtigung der Quersteifigkeit des Gurtes berechnet wurden, gegenübergestellt. Für die Tragrollenanordnung OT-1000-eT mit drei gleich langen Tragrollen (Muldungswinkel $\lambda = 44^\circ$) ergibt sich, wie schon von Behrens /33/ festgestellt wurde, infolge der Quersteifigkeit des Gurtes eine Entlastung der Mitteltragrolle gegenüber dem rechnerischen Wert und eine stärkere Belastung der Seitentragrollen. Axialkräfte an den Seitentragrollen sind sehr gering. Für den Gurt 2 und den Gurt 17 mit einer in die laufseitige Deckplatte eingebrachten Querarmierung ist die Belastung der Mitteltragrolle bezogen auf das Gurtgewicht pro Tragrollenanordnung 10,4 % bzw. 14,5 % geringer und die Belastung der Seitentragrollen sind entsprechend um 7,3 % bzw. 10,1 % größer. Die Normal-

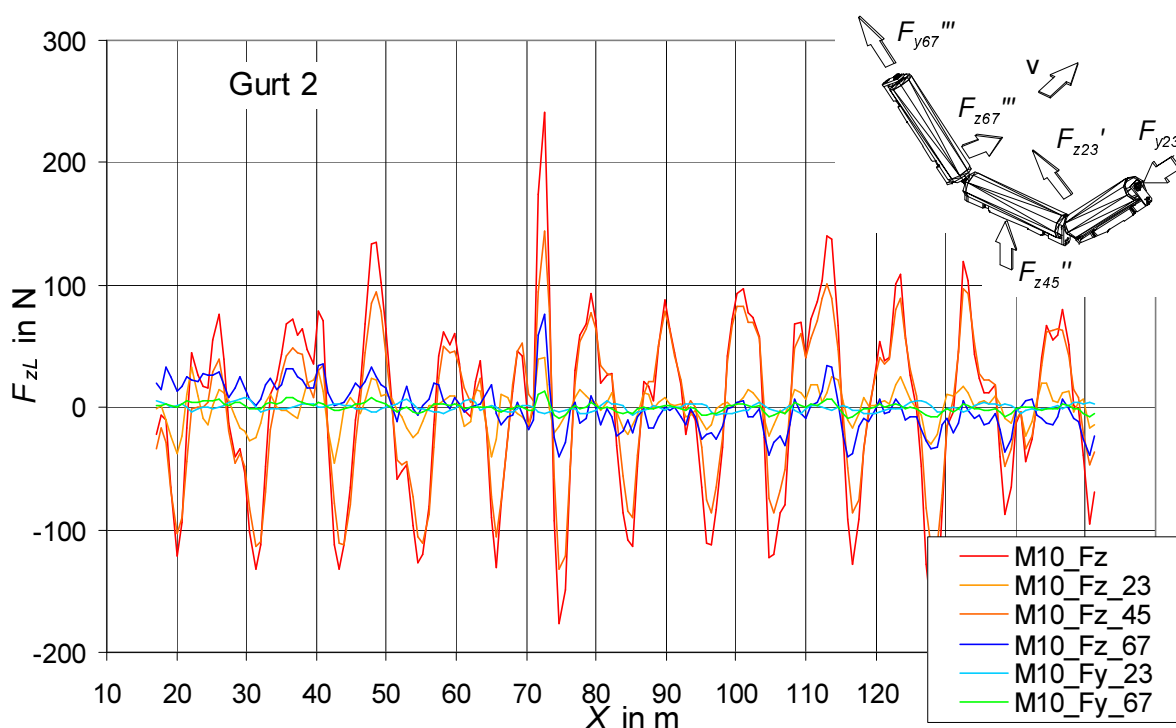


Bild 6.7: Gemessene Vertikalkraft F_{zL} bei Leerlauf in Abhängigkeit von der Gurtlängenkoordinate X für Gurt 2 an den Tragrollen der Tragrollenstuhls OT-1000-eT

Tabelle 26: Vergleich der gemessenen und berechneten Axial- und Normalkräfte auf die Tragrollen der Tragrollenstühle OT-600-eT und OT-1000-eT bei Leerlauf für zwei Gurte

	Seitentragrolle				Mitteltragrolle		F_{NG} / F_{zG} %
	F_{y23}' kN	F_{y67}'' kN	F_{z23}' kN	F_{z67}''' %*	F_{z45}'' kN	%*	
OT-1000-eT							
Gurt 2	0,00	0,00	0,85	30,4	1,57	56,3	117,1
Gurt 17 mit Querarmierung	0,00	0,00	1,00	33,2	1,57	52,2	118,6
Berechnet ohne Quersteifigkeit	-	-	0,69	23,1	2,00	66,7	113,0
OT-600-eT							
Gurt 2	0,15	-0,15	0,94	33,05	1,71	59,96	126,1
Berechnet ohne Quersteifigkeit	-	-	0,81	27,0	1,84	61,2	115,1

* bezogen auf des Gurtgewicht F_{zG} pro Tragrollenanordnung

kraftbelastung auf die Tragrollen ist für beide Gurte um 17,1 % bzw. 18,6 % höher als die auf die Tragrollen wirkende Gurtgewichtskraft. Behrens hatte mit einem 2200 mm breiten Gurt für den Muldungswinkel $\lambda = 45^\circ$ den Wert 125,9 % ermittelt. Als Ursache für seine Abweichungen könnte neben der nur bedingt zulässigen Vergleichbarkeit der Gurte, die sich erheblich in Gewicht und Quersteifigkeit unterscheiden, auch ein Einfluss des Einmuldungsbereiches der relativ kurzen Versuchsanlage zu den erhöhten Normalkräften angeführt werden. Die auf der Basis der Messergebnisse von Behrens für einen Muldungswinkel $\lambda = 30^\circ$ von Hettler /42/ gemachte Annahme, dass die Summe der Normalkräfte auf die Tragrollen dem Gurtgewicht entspricht, trifft hier nicht zu.

An dem Tragrollenstuhl OT-600-eT mit kurzer Mitteltragrolle (Muldungswinkel $\lambda = 44^\circ$) treten auf den Seitentragrollen neben den Normalkräften auch axiale Kräfte infolge des Gurtes auf. Diese führen zu einer Erhöhung der Normalkraft auf die Mitteltragrolle, so dass im Vergleich zu den rechnerisch ermittelten Werten ohne Quersteifigkeit sich bei dieser Muldungsgeometrie kaum eine Verringerung der Normalkraft auf die Mitteltragrolle ergibt. Auf der Seitentragrolle hingegen ergibt sich ein um 6,1 % höherer Wert. Die Summe der Normalkräfte erreicht für diese Tragrollenanordnung einen um 26,1 % größeren Wert als die Vertikalbelastung infolge des Gurtgewichtes. Diese Veränderung der Kräftebilanz liegt in der kurzen Mantellänge der Mitteltragrollen begründet, denn infolge des geringeren Abstandes der Seitentragrollen kann sich der Biegeradius zwischen Seitentragrolle und Mitteltragrolle nicht ungestört ausbilden, der Gurt plattet beim Überlaufen entlang der Berührungslinie auf der Mitteltragrolle stärker ab und möchte auf den Seitentragrollen nach außen bzw. oben schieben, wodurch sich zwischen Gurt und Seitentragrolle Axialkräfte auf den Seitentragrollen einstellen.

In Tabelle 27 sind die in den nach Kapitel 3.1.1 angenommenen Knickpunkten des Gurtes zwischen der Seiten- und der Mitteltragrolle berechneten Schnittgrößen aus den gemessenen Kräften auf die Seitentragrollen zusammengestellt. Für alle Gurte nach Tabelle 25 ergeben sich bei der Tragrollenstuhlgeometrie OT-1000-eT Axialkräfte in y'-Richtung mit annähernd gleichem Betrag von 0,61 bis 0,64 kN, die dem Gewichtskraftanteil des Gurtabschnitts auf der Seitentragrolle entsprechen. Für die Tragrollenanordnung OT-600-eT mit der kurzen Mitteltragrolle ergibt sich für alle Gurte hingegen ein in etwa doppelt so großer Wert zwischen 1,29 und 1,31 kN, der sich auf Grund des Schiebens des Gurtes auf der Seitentragrolle ergibt. Der Betrag der im Gurt wirkenden Querkraft in z'-Richtung liegt für alle Gurte außer dem Gurt 17 mit Querarmierung an der Tragrollenanordnung OT-1000-eT zwischen 0,81 und 0,87 kN, wobei sich für den Gurt mit Querarmierung ein höherer Wert 0,97 kN ergibt. An der Trag-

rollenanordnung OT-600-eT erreichen alle Gurte in etwa gleiche Werte zwischen 0,54 und 0,58 kN. Bei der Betrachtung des Schnittmomentes M'_{xQ} ist festzustellen, dass sich für die Gurte 1 bis 9 an der Tragrollenanordnung OT-600-eT Beträge zwischen 0,76 bis 0,79 kNm ergeben, die höher sind als für die Gurte die entsprechend an der Tragrollenanordnung OT-1000-eT untersucht wurden. Hier ergeben sich 0,53 bis 0,58 kNm, mit Ausnahme des Gurtes 17, der infolge seiner Querarmierung in der laufseitigen Deckplatte ein höheres Schnittmoment in Höhe von 0,65 kNm aufweist.

Die Ursache für die höheren Schnittmomente und für die geringere Schnittquerkraft für die Tragrollenanordnung OT-600-eT im Gegensatz zur Anordnung OT-1000-eT liegt in der kürzeren Mitteltragrolle begründet, die zu einer stärkeren gegenseitigen Beeinflussung der beiden gemuldeten Seiten führt. Für den Gurt 17 mit Querarmierung ergibt sich eine größere Querkraft infolge seiner höheren Quersteifigkeit.

Im Vergleich zu den hier ermittelten Schnittmomenten für den Gurttyp St 4500 16:8 wurden von Behrens /33/ für einen Muldungswinkel $\lambda = 45^\circ$ an einem St 2000 8:8 und einem St 3150 8:8 in einer gemuldeten Versuchsförderanlage mit einer versetzten Mitteltragrolle und in einem Biegeversuch kleinere Werte in Höhe von 0,05 kN bzw. 0,10 kN angegeben. Diese große Differenz zu den hier für einen St 4500 16:8 ermittelten Werten liegt sicherlich zum einen an dem größeren Seildurchmesser, zum anderen an der betragsmäßig größeren Gurtdicke (34 mm / 23 mm), mit dem damit verbundenem höheren Flächenträgheitsmoment.

Tabelle 27: Zusammenstellung der aus den Messergebnissen bestimmten Schnittgrößen an den Gurtabschnitten über der Seitentragrollen (zur Erläuterung siehe Bild 3.8)

Gurt	OT-600-eT			OT-1000-eT		
	F'_{yQ} *	F'_{zQ} *	M'_{xQ} *	F'_{yQ} *	F'_{zQ} *	M'_{xQ} *
	kN	kN	kN	kN	kN	kNm
1	-1,28	0,55	0,76	-	-	-
2	-1,30	0,56	0,78	-0,63	0,84	0,57
3	-1,29	0,54	0,76	-0,62	0,81	0,55
4	-1,29	0,55	0,77	-0,62	0,82	0,53
5	-1,30	0,54	0,76	-	-	-
6	-1,29	0,55	0,77	-	-	-
7	-1,31	0,58	0,79	-	-	-
8	-1,31	0,57	0,79	-0,62	0,80	0,54
9	-1,29	0,54	0,78	-	-	-
11	-	-	-	-0,62	0,83	0,54
15	-	-	-	-0,62	0,85	0,55
16	-	-	-	-0,62	0,85	0,58
17	-	-	-	-0,62	0,97	0,65
18	-	-	-	-0,62	0,86	0,58
19	-	-	-	-0,61	0,83	0,53
20	-	-	-	-0,61	0,85	0,55
22	-	-	-	-0,61	0,87	0,58
23	-	-	-	-0,62	0,84	0,56
24	-	-	-	-0,61	0,83	0,53

* gemittelte Größen bezogen auf das '-Koordinatensystem

6.1.2 Tragrollenbelastungen infolge des Fördergutes

Nach der Darstellung der Tragrollenbelastungen bei unbeladener Gurtförderanlage sollen nun für die beiden Muldungsgeometrien OG-1000-eT und OG-600-eT die Belastungen der Tragrollen bei beladener Anlage betrachtet werden. Mit zunehmender Beladung steigen die Belastungen auf die Tragrollen infolge des Schüttgutgewichtes und dessen bodenmechanischer Eigenschaften sowie infolge der Fördergurteigenschaften an.

Um den Einfluss des Fördergutes zu verdeutlichen, ist in Bild 6.8 der zeitliche Verlauf der Vertikalkraft an einer Tragrollenstation für den Gurt 2 jeweils für die unbeladene und die beladene Anlage dargestellt. Die erste Ordinate für den unbeladenen Zustand und die zweite für den beladenen Zustand sind mit der gleichen Skalierung aufgetragen, um einen direkten Vergleich zwischen den Signalverläufen zu ermöglichen. Für den Graph des beladenen Zustands ist hier darauf geachtet worden, dass das homogene Schüttgut möglichst gleichmäßig auf der Anlage verteilt war, um Signalstörungen, die aus dem Schüttgut resultieren, zu minimieren.

Bei dem Vergleich der beiden Signale ist zum einen festzustellen, dass der für die unbeladene Anlage für den Gurt 2 typische periodische Verlauf des Signals (vgl. Kap. 6.1.1) sich auch bei beladener Anlage zeigt. Es findet sich eine starke Zunahme der Amplitude, so vergrößert sich z.B. in dem gezeigten Schrieb der Scheitelabstand von 660 N auf 2100 N um mehr als den Faktor 3. Bezogen auf die gesamte Auflast infolge Fördergurt bzw. Fördergurt und Fördergut beträgt jeweils die Amplitude 10 % des arithmetischen Mittelwertes. Bei allen anderen untersuchten Gurten ist in der gleichen Weise eine Verstärkung der Amplitude des gurtspezifischen Signals, welches sich bei unbeladener Anlage findet, mit zunehmender Beladung festzustellen. Es resultieren aus diesen dynamischen Belastungen infolge der Fördergurteigenschaften erhebliche zusätzliche Belastungen der Tragrollen.

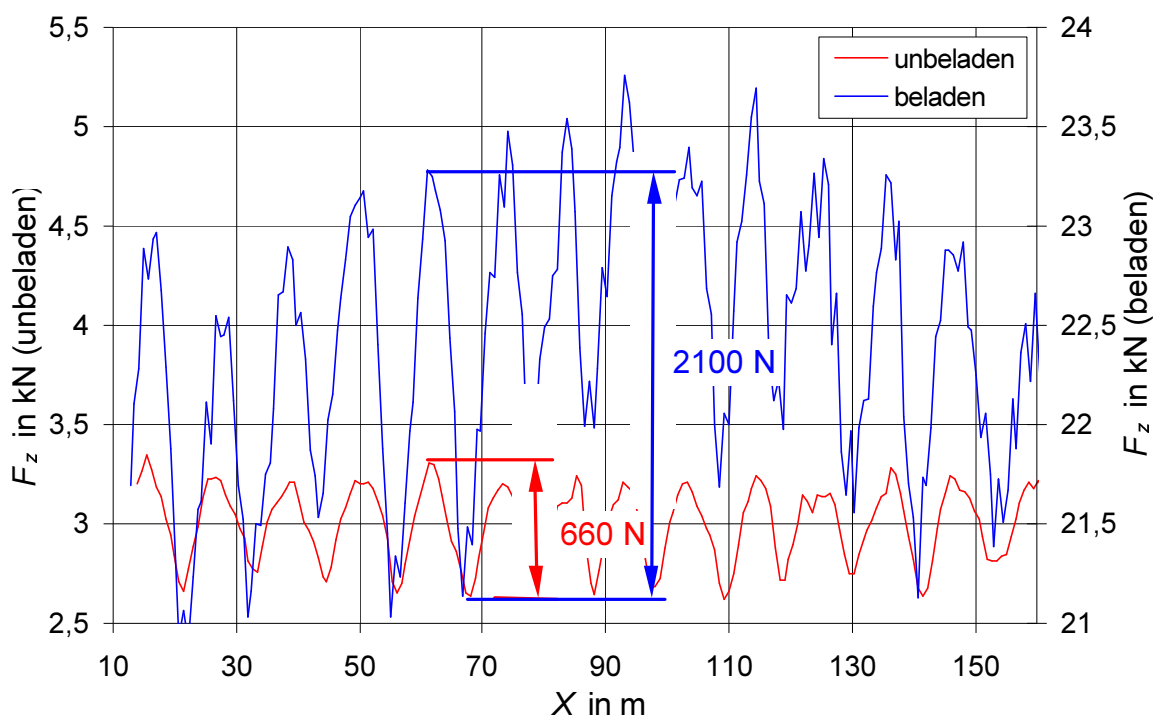


Bild 6.8: Vergleich der Vertikalkraft F_z in Abhängigkeit von der Gurtlängenkoordinate X für die unbeladene und beladene Gurtförderanlage für den Gurt 2

Die einzelnen Tragrollenbelastungen infolge Fördergurt und Fördergut sind an insgesamt vier Tragrollenstühlen mit den zwei unterschiedlichen Muldungsgeometrien OT-1000-eT und OT-600-eT messtechnisch erfasst worden. Die Messergebnisse sind für beide Tragrollenanordnungen in Abhängigkeit der Vertikalkraft F_{zL} infolge des Fördergutes in zwei Diagrammen aufgetragen.

In Bild 6.9 sind die axialen und normalen Kräfte auf die Tragrollen der Messstation M10 mit der Tragrollenanordnung OT-1000-eT gem. Bild 5.13 dargestellt. Die Normalkraft auf die Mitteltragrolle F_{z45} zeigt einen leicht degressiven Verlauf und erreicht bei einem Auslastungsgrad von 78 % einen Wert von 14,50 kN. Die Normalkräfte auf die Seitentragrollen haben einen leicht progressiven Verlauf, der aber erst ab einem Auslastungsgrad von 23 %, was einer Auflast infolge des Fördergutes von 6,00 kN entspricht, an Betrag zunimmt und bei einem Auslastungsgrad von 80 % einen Wert in Höhe von 3,60 kN erreicht. Die Axialkräfte auf die Seitentragrollen erreichen nur Beträge von weniger als 500 N, und entsprechend der Vorzeichen ist zu erkennen, dass hier der Gurt die Seitentragrollen nach innen zur Mitteltragrolle drückt. Es zeigt sich aber für andere Versuche ein uneinheitliches Verhalten der auftretenden Axialkräfte bei dieser Muldungsgeometrie, die auch in die andere Richtung wirken können, was einem Schieben des Gurtes auf den Seitentragrollen nach außen entspricht. Vom Betrag her sind diese Kräfte eher von untergeordneter Größenordnung. Ein Zusammenhang zwischen Axialkräften und dem Gurtschieflauf (s. Kap. 5.1.5) konnte nicht festgestellt werden.

Der hier hellgrün dargestellte Graph der vektoriellen Summe F_z sämtlicher Kräfte weist wegen seiner Identität mit der Vertikalkraft F_{zL} die Steigung 1 auf. Die Kraft F_{zN} der Kräftesumme der normal zu den Tragrollenmantelflächen wirkenden Kräfte infolge der Auflast durch das Fördergut gem. Gleichung (79) ergibt den hier dunkelgrün dargestellten Graph, hat einen annähernd linearen Verlauf und erreicht bei einer Auflast von $F_{zL} = 20$ kN ca. 108 % des Betrages der Vertikalkraft F_{zL} .

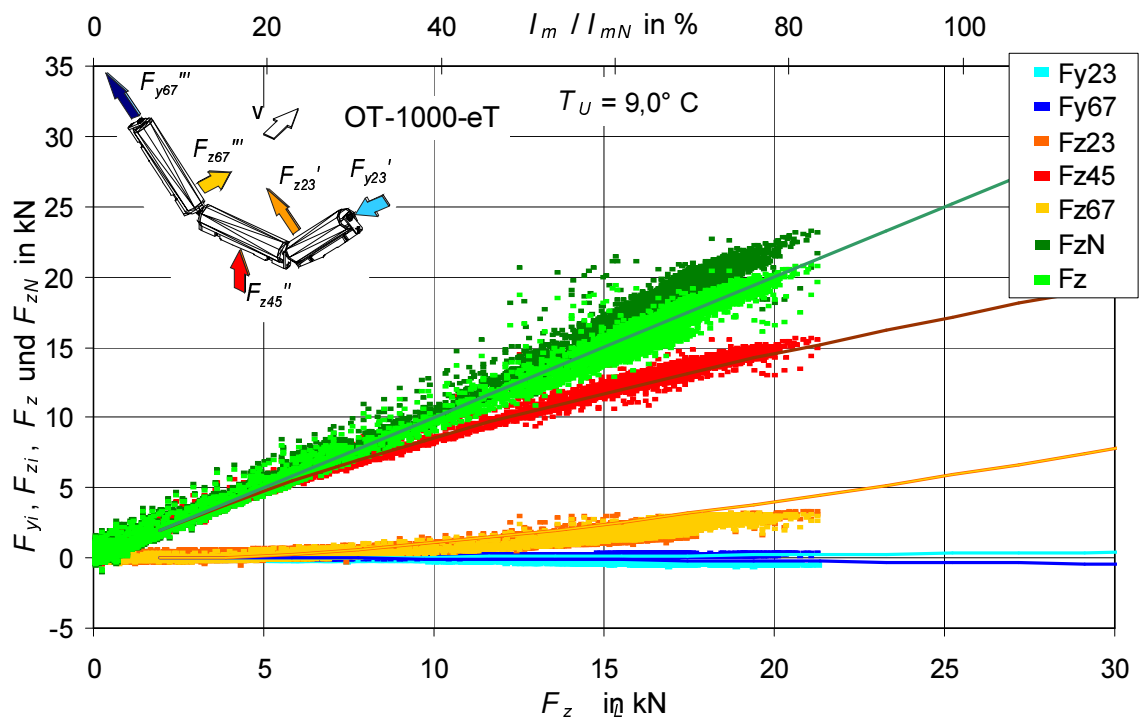


Bild 6.9: Axialkräfte F_y und Normalkräfte F_z in Abhängigkeit von der Vertikalkraft F_{zL} an den Tragrollen der Tragrollenanordnung OT-1000-eT berechnet und an der Messstation M10 gemessen

Die in Bild 6.9 dargestellten Graphen mit Linien stellen die für diese Tragrollenanordnung nach Kapitel 3.1.2 berechneten Auflasten infolge des Fördergutes auf die Tragrollen dar. Grundlage der Berechnungen der Auflasten mit Hilfe der erweiterten Coulombschen Erddrucktheorie sind die Annahme der Reibungswinkel $\varphi = 31^\circ$ und $\varphi_w = 15^\circ$ für Forstkies und die Berücksichtigung der Geschwindigkeitsabhängigkeit des Verhältnisses der aktiven und passiven Gleitphase durch die Faktoren $\chi_a = 0,67$ und $\chi_p = 0,33$. Für die Normalkräfte auf die Tragrollen ergibt sich eine sehr gute Übereinstimmung zwischen der Berechnung und den Messwerten. Die vorhandene Streuung der Messpunkte liegt neben den beeinflussenden veränderlichen Schüttguteigenschaften auch in den auftretenden Schwingungen infolge der im vorherigen Kapitel aufgezeigten Fördergurteigenschaften begründet. Starke Abweichungen zwischen Berechnung und Messung gibt es nur bei den Axialkräften auf den Seitenträgrollen. Hier ist zu bemerken, dass die hier berechneten Größen die Reaktionskräfte des Fördergutes auf den Fördergurt wiedergeben und die gemessenen Werte den Einfluss der Gurteigenschaften mit enthalten. Dieser Umstand macht sich vornehmlich bei den Axialkräften auf den Seitenträgrollen bemerkbar. Die Axialkräfte, die infolge der Schüttgutwalkung auf den Fördergurt wirken, resultieren aus den aktiven und passiven Gleitvorgängen während des Profilöffnens und Profilschließens. Diese axialen Reaktionskräfte werden vom Fördergurt nicht an die Seitenträgrollen weitergeben, sondern durch den Gurt aufgenommen. Stattdessen wirken bei dieser Muldungsgeometrie OT-1000-eT mit einem Muldungswinkel $\lambda = 44^\circ$ Kräfte infolge der Quersteifigkeit und der starken Muldung auf die Seitenträgrollen, so dass sie nach innen und der Fördergurt nach außen gedrückt wird.

Die gemessenen Axialkräfte F_y und Normalkräfte F_z auf die Tragrollen der Messstation M07 mit der Tragrollenanordnung OT-600-eT gem. Bild 5.11 sind in Bild 6.10 über der Vertikalkraft F_{zL} infolge des Fördergutes aufgetragen. Die Normalkraft auf die Mitteltragrolle F_{z45} hat einen degressiven Verlauf und erreicht bei einem Auslastungsgrad von 78 %, was einer Vertikalkraft von 20 kN oder einem Massenstrom von 28800 t/h entspricht, den Wert 11,30 kN. Die Normal-

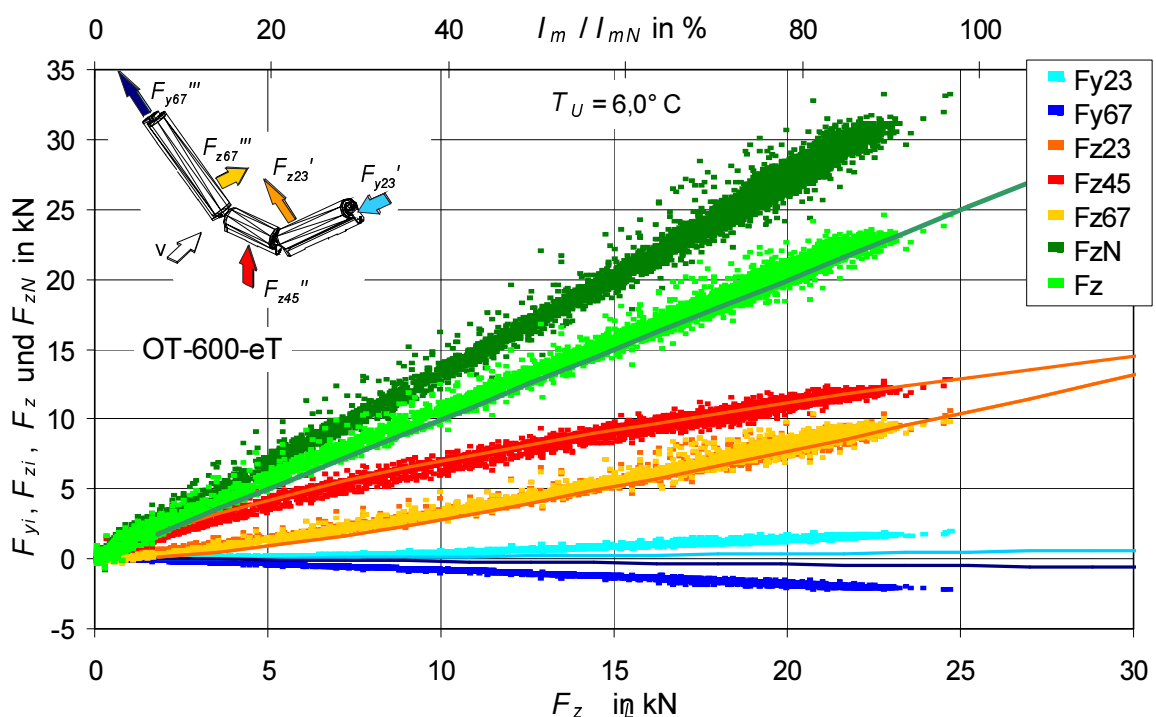


Bild 6.10: Axialkräfte F_y und Normalkräfte F_z in Abhängigkeit von der Vertikalkraft F_{zL} an den Tragrollen der Tragrollenanordnung OT-600-eT berechnet und an der Messstation M07 gemessen

kräfte auf die Seitenträgrollen F_{z23}' und F_{z67}''' hingegen haben einen leicht progressiven Verlauf und erreichen bei einem Auslastungsgrad von 78 % jeweils den Wert 8,15 kN. Die Axialkräfte F_{y23}' und F_{y67}''' haben einen annähernd linearen Verlauf und erreichen bei derselben Beladung Werte in Höhe von 1,50 kN. Sie weisen nach innen zur Mitteltragrolle. Das bedeutet, dass Fördergut und Fördergurt die Seitenträgrollen nach außen drücken. Der Graph der Summe der insgesamt normal zur den Tragrollenmänteln wirkenden Kräfte F_{zN} hat einen annähernd linearen Verlauf und erreicht bei einem Auslastungsgrad von 78 % einen Wert in Höhe von rund 27,30 kN. Dieser Wert entspricht 130 % der Vertikalkraft F_{zL} infolge der Auflast. Bei den berechneten Werten ergibt sich auch mit den gleichen, wie oben angegebenen Parametern für die Normalkräfte eine sehr gute Übereinstimmung mit den Messwerten. Die berechneten Axialkräfte, die auf den Fördergurt wirken, weisen in die gleiche Richtung wie die an den Seitenträgrollen gemessenen, sind aber vom Betrag her wesentlich kleiner. Auch bei dieser Muldungsgeometrie werden die Axialkräfte aus dem Schüttgut von Formkräften aus dem gemuldeten Gurt überlagert. Das relativ starke Drücken des Gurtes auf die Tragrolle nach außen resultiert nach bisherigen Erkenntnissen aus dem Übergang vom stark gebogenen Gurt im Bereich der Gurtmitte zwischen den Tragrollenstationen zu einem geradlinig verlaufenden Bereich auf der Mitteltragrolle. Der Gurt drückt somit auf den Seitenträgrollen nach außen, um den Längenunterschied zwischen dem sich ergebenden Bogen und der Sehne ausgleichen zu können.

Bei der Betrachtung der gemessenen Axialkraft in Abhängigkeit von der entsprechend auf die Seitenträgrolle wirkenden Normalkraft ergibt sich für die untersuchte Muldungsgeometrie OT-600-eT das in Bild 6.11 dargestellte Bild. Bei trockenen Witterungsverhältnissen ergibt sich für alle Gurte der obere Zweig des Graphen, für den ein annähernd konstantes Verhältnis aus Axialkraft zur Normalkraft von 0,18 bis 0,19 vorliegt. Aufgrund dieses konstanten Verhältnisses kann davon ausgegangen werden, dass der Gurt unter diesen Bedingungen auf den

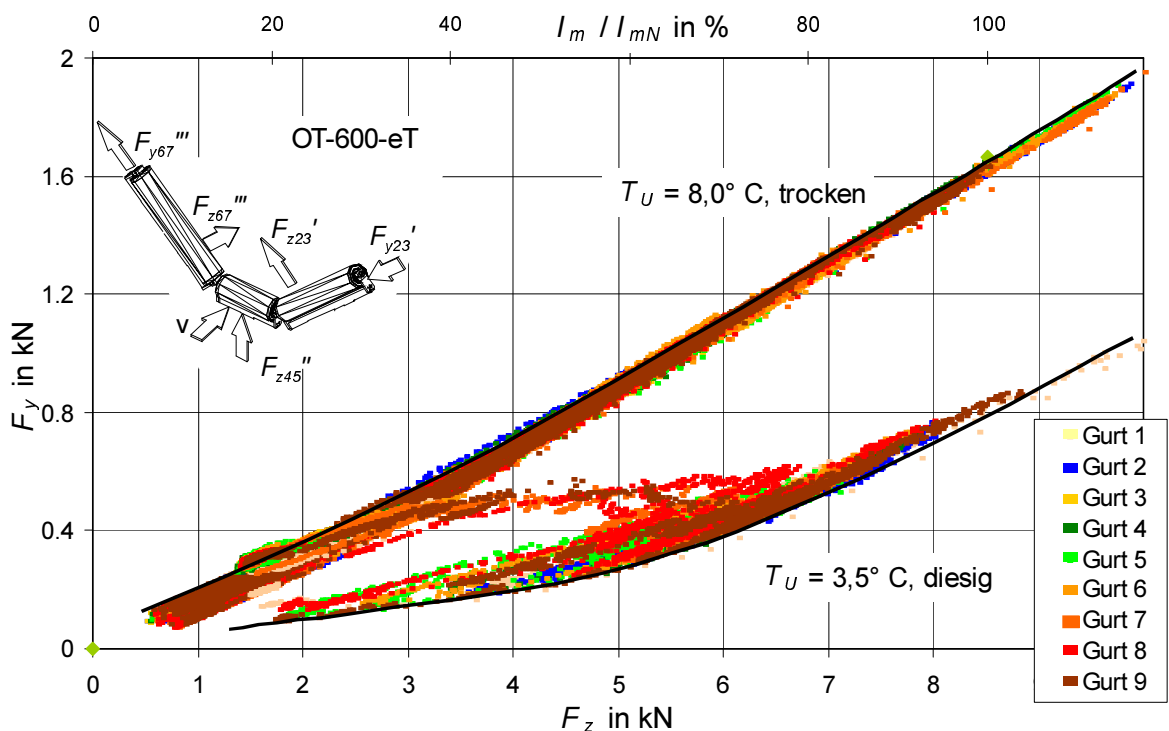


Bild 6.11: Axialkraft F_y in Abhängigkeit von der Vertikalkraft F_z auf die Seitenträgrolle der Tragrollenanordnung OT-600-eT für zwei Versuche

Seitentragrollen gleitet. Bei schlechteren Witterungsbedingungen mit diesiger Außenluft verringert sich das Verhältnis auf ca. 0,1. Bei gemischten Witterungsverhältnissen bei der die Kontaktfläche zwischen Gurt und Tragrolle mal feuchter und mal trockener ist, lässt sich kein eindeutiges Verhältnis zwischen Axial- und Vertikalkraft auf die Seitentragrollen dieser Muldungsgeometrie feststellen. Unter diesen Umständen gleitet und haftet der Gurt in stetigem Wechsel in axialer Richtung auf der Seitentragrolle.

Für die Muldungsgeometrie OT-1000-eT ließ sich kein eindeutiges Verhalten des Gurtes auf der Seitentragrolle feststellen. Zum einen ist der Betrag der Kräfte kleiner als bei der anderen Tragrollenanordnung, zum anderen wechselt die Wirkungsrichtung der Axialkräfte auf die Seitentragrolle nach gewissen Zeitabständen, oder es tritt keine Axialkraft auf. Die Ursache hierfür liegt einmal an den geringen Belastungen, die auf den Seitentragrollen wirken und daran, dass die Wechselwirkung zwischen den beiden Muldungsseiten infolge der längeren Mitteltragrolle wesentlich geringer ist. Eine Abhängigkeit vom Gurtschließlauf (s. Kap. 5.1.5) konnte nicht bestätigt werden.

6.1.3 Lagerbelastungen an den Tragrollen

Für die Abschätzung der Normalkraftverteilung auf die Seitentragrollen und die Ermittlung der Lagerbelastungen sind in Bild 6.12 und in Bild 6.13 die Kräfte F_{z2}' , F_{z3}' , F_{z6}''' und F_{z7}''' auf die Seitentragrollen über der Vertikalkraft F_{zL} aufgetragen. In Bild 6.12 steigen für die Tragrollenanordnung OT-600-eT die inneren Kräfte F_{z3}' und F_{z6}''' annähernd linear mit der Belastung F_{zL} an und erreichen bei $F_{zL} = 20$ kN, was einem Massenstrom von 28800 t/h entspricht, einen Betrag von 7,35 kN. Die Normalkräfte an den äußeren Achsenden F_{z2}' und F_{z7}''' hingegen erfahren bis zu einer Vertikalkraft $F_{zL} = 12$ kN kaum eine Veränderung, steigen erst im weiteren Verlauf an und erreichen bei $F_{zL} = 20$ kN den Wert von 0,80 kN. Die Axialkräfte F_{y3}' und F_{y6}'''

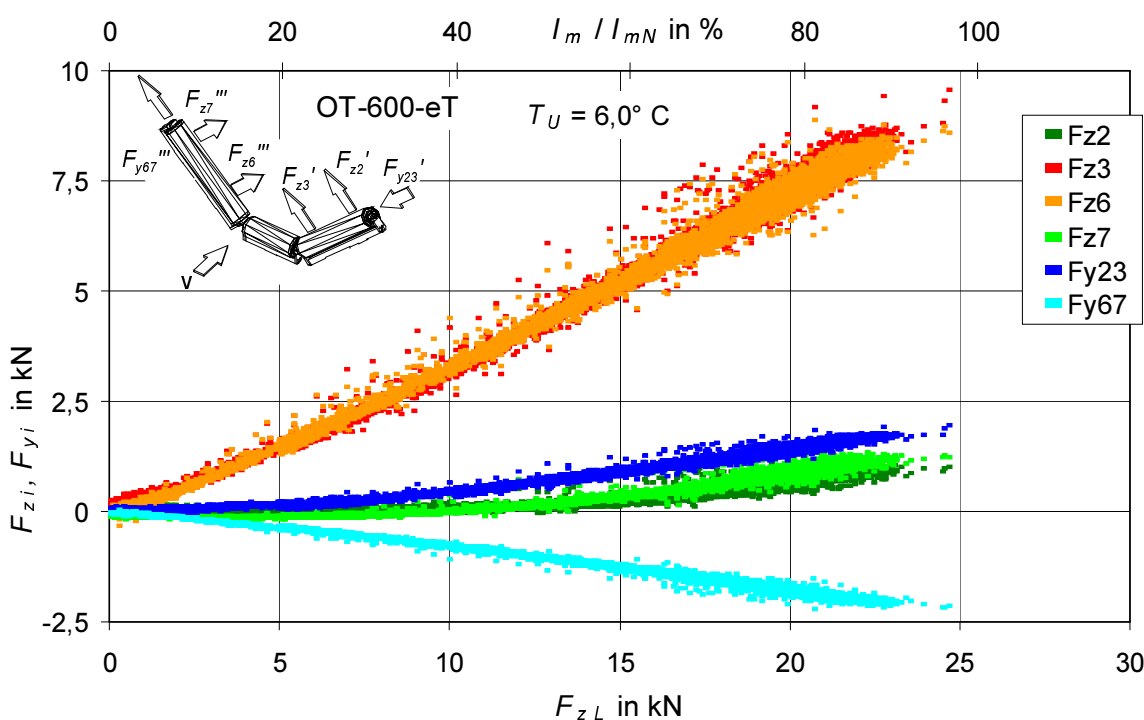


Bild 6.12: Axialkräfte F_y und Normalkräfte F_z an den Seitentragrollen der Tragrollenanordnung OT-600-eT in Abhängigkeit von der Vertikalkraft F_{zL} an der Messstation M07 gemessen

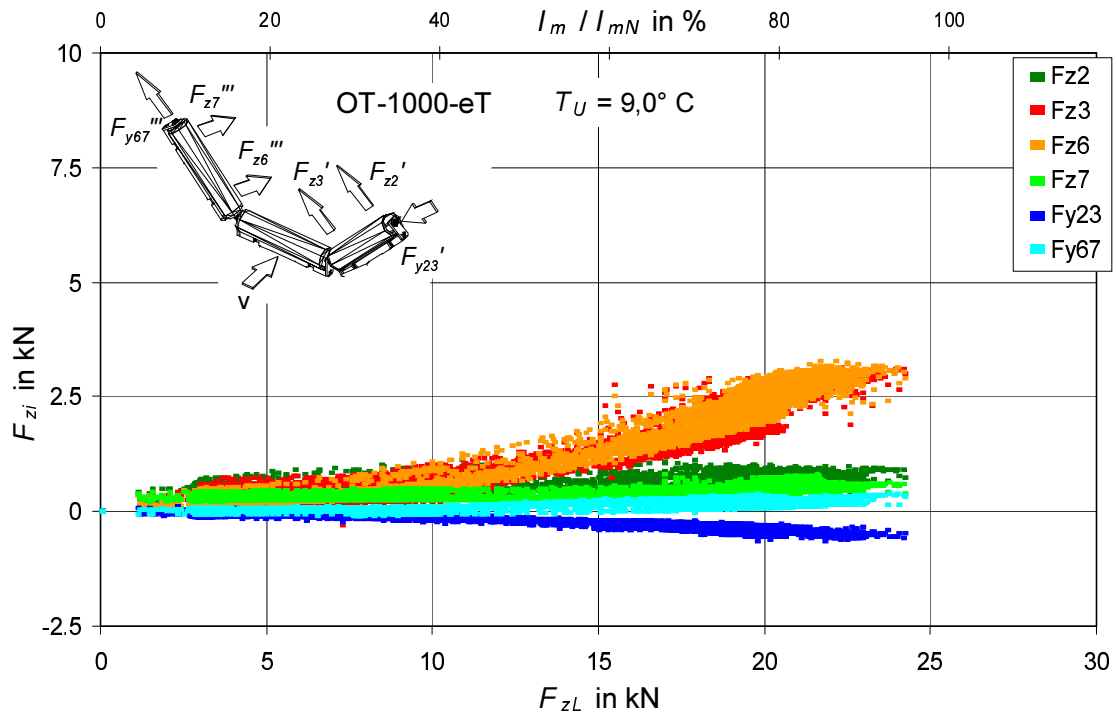


Bild 6.13: Axialkräfte F_y und Normalkräfte F_z an den Seitenträgrollen der Tragrollenanordnung OT-1000-eT in Abhängigkeit von der Vertikalkraft F_{zL} an der Messstation M10 gemessen

sind vom Betrag größer als die Normalkräfte an den äußeren Achsenden und drücken die Tragrolle jeweils nach außen, so dass diese aufgrund der konstruktiven Ausführung der Tragrollenlagerung von den äußeren Lagern aufgenommen werden.

Bei der Tragrollenanordnung OT-1000-eT hingegen sind die Beträge der inneren Normalkräfte wesentlich kleiner und erreichen bei $F_{zL} = 20$ kN einen Wert von ca. 3,00 kN, während die Verläufe der Graphen für die äußeren Kräfte nur unwesentlich mit zunehmender Vertikalkraft F_{zL} steigen (Bild 6.13). Die Axialkräfte drücken in diesem Fall die Seitenträgrollen nach innen zur Mitteltragrolle, so dass sie bei dieser Tragrollenanordnung von den inneren Lagern aufgenommen werden. Wie schon erwähnt wurde, lässt sich bei dieser Muldungsgeometrie keine eindeutige Aussage über Betrag und Wirkungsrichtung der auf den Seitenträgrollen wirkenden Axialkräfte finden.

Aus den messtechnisch ermittelten Axial- und Normalkräften an den Achsenden der Seiten- und Mitteltragrollen können die radialen Lagerkräfte, die sich infolge des Fördergurt- und Fördergutgewichtes einstellen, bestimmt werden. Unter der vereinfachten Annahme, dass sich der Tragrollenmantel ideal steif verhält, gelten gemäß des mechanischen Ersatzsystems einer Tragrolle in Bild 6.14 die Gleichungen (101) und (102). Für die Mitteltragrolle wurde vereinfachend angenommen, dass die Summe der Axialkräfte, die auf den Tragrollenmantel wirken, vom Betrag null ist.

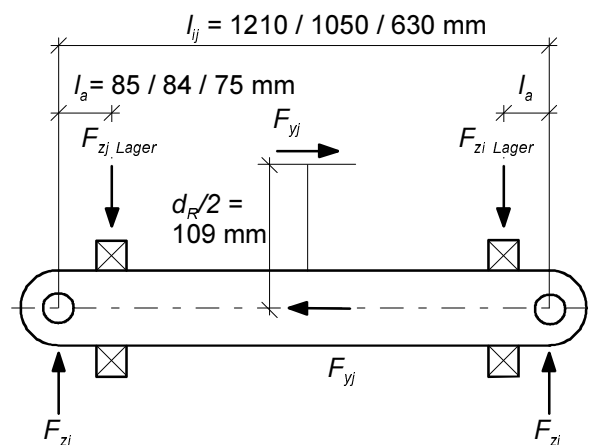


Bild 6.14: Freigeschnittene Tragrollenachse

$$F_{zj \text{ Lager}} = \frac{F_{zj} (l_{ij} - b) - F_{zi} b - F_{yj} \frac{d_R}{2}}{l_{ij} - 2b} \quad \text{mit } i = 2, 7; j = 3, 6 \quad (101)$$

$$F_{zi \text{ Lager}} = \frac{F_{zi} (l_{ij} - b) - F_{zj} b - F_{yj} \frac{d_R}{2}}{l_{ij} - 2b} \quad \text{mit } i = 2, 7; j = 3, 6 \quad (102)$$

Die aus den Messungen entsprechend berechneten und die sich aus den theoretischen Berechnungsansätzen nach Kapitel 3 ergebenden radialen Lagerbelastungen sind in Bild 6.15 in Abhängigkeit der Vertikalbelastung F_z infolge des Fördergurt- und des Fördergutgewichtes für die beiden untersuchten Tragrollenanordnungen OT-600-eT (blau) und OT-1000-eT (rot) graphisch aufgetragen. Für Mitteltragrollen zeigen Messung und theoretische Berechnungsansätze sehr gute Übereinstimmung, für die Seitentragrollen ergeben sich größere Abweichungen, da Lastangriffspunkt und die Gurteigenschaften bei den theoretischen Berechnungsansätzen nur geschätzt werden konnten (vgl. Kap. 3).

Die radiale Lagerkraft der Wälzlager der Mitteltragrolle an der Muldungsgeometrie OT-600-eT nimmt entsprechend der Tragrollenbelastung (Bild 6.10) degressiv mit der Steigerung des Massenstromes zu und erreicht bei einem Auslastungsgrad von 78 % einen Betrag von ca. 6,5 kN. Für die Muldungsgeometrie OT-1000-eT ergibt sich entsprechend ein Betrag von 7,4 kN. Zur Betrachtung des Auslastungsgrades 100 % werden die berechneten Werte (durchgezogene Linien) herangezogen und es ergibt sich eine Lagerkraft von 7,4 kN bzw. 9,6 kN. Damit liegt die radiale Lagerbelastung bei einem Nennmassenstrom von 100 % an der 1000'er-Mitteltragrolle (OT-1000-eT) rund 30 % höher als an der kürzeren Mitteltragrolle, wobei sich der Wert mit abnehmender Belastung verringert. An den inneren Lagern der Seitentragrollen wirken an der Muldungsgeometrie OT-600-eT im unteren Lastbereich bis zu einem

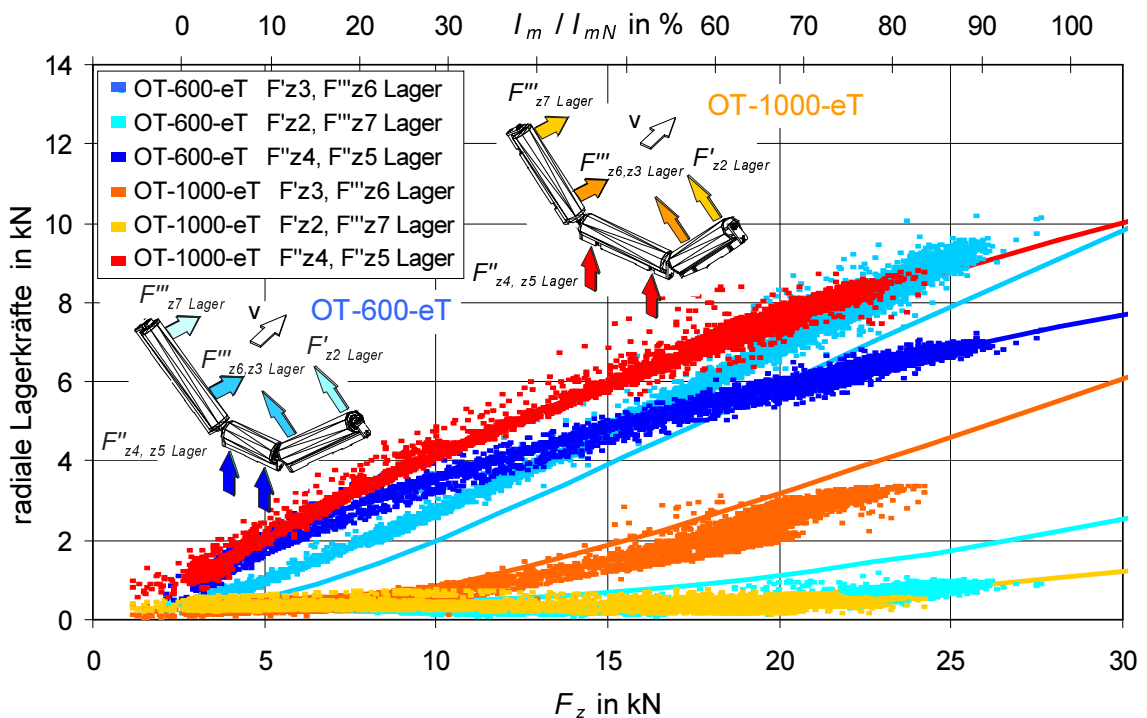


Bild 6.15: Radiale Lagerkräfte der Tragrollen der Anordnungen OT-600-eT und OT-1000-eT berechnet bzw. an den Messstationen M10 bzw. M07 in Abhängigkeit der Vertikalkraft F_z gemessen

Auslastungsgrad von 50 % geringere radiale Lagerkräfte, die aber durch den progressiven Verlauf stärker ansteigen und im oberen Lastbereich erheblich höhere Werte erreichen als an der Mitteltragrolle dieser Tragrollenanordnung. So ergibt sich bei einem Auslastungsgrad von 100% unter der Annahme, dass die Lagerkraft hier im oberen Lastbereich linear mit der Last ansteigt, ein angenommener Wert von 10,5 kN, der ca. 40 % höher liegt als für ein Lager der Mitteltragrolle. Im Vergleich hierzu liegt die radiale Belastung für das innere Lager der Seitenträgrollen der Anordnung OT-1000-eT für alle Lastbereiche weit darunter und erreicht bei dem Auslastungsgrad von 100 % weniger als 5 kN. Der Verlauf der Belastung der äußeren Lager der Seitenträgrollen ist für beide Tragrollenanordnungen annähernd gleich, leicht progressiv, und der Betrag liegt für den gesamten Belastungsbereich unterhalb von 1,5 kN.

Nach Palmgren /27/ tritt die Wälzlagerermüdung nach einer Anzahl Umdrehungen unter einer konstanten radialen Belastung ein. Bei sich zeitlich ändernden Belastungen muss die Ermüdungsäquivalente Lagerbelastung Berücksichtigung finden, um die Lebensdauer zu berechnen. Hierbei ist nach Palmgren aber zu beachten, dass die Lebensdauer umgekehrt proportional der dritten Potenz der Belastungskraft ist. Das bedeutet, dass wenige, auch kurzzeitige hohe Belastungen eines Wälzlagers die Lebensdauer maßgeblich bestimmen.

$$F_m = \sqrt[3]{\frac{\int_0^{L_N} F^3 dN}{L_N}} \quad (103)$$

Um die mittlere radiale Belastungskraft der Wälzlager der hier untersuchten Tragrollenanordnungen bestimmen zu können, ist es möglich, mit den in Bild 6.15 dargestellten Abhängigkeiten der radialen Lagerkräfte von der Auflast infolge des Massenstromes die Lebensdauer der Wälzlager zu bestimmen. Zu diesem Zweck sind die gemessenen Verläufe der Lagerkräfte mit Hilfe eines quadratischen Ansatzes in Abhängigkeit von der Auflast F_z formelmäßig beschrieben in der nachfolgenden Lagerberechnung berücksichtigt. In Verbindung mit der nach /53/ für einen Zeitraum von ca. 3500 Stunden ermittelten Häufigkeitsverteilung des Massenstromes (Bild 6.16) für die Versuchsgurttörderanlage lässt sich mit der Gleichung (103) die mittlere radial wirkende Lagerkraft der einzelnen Wälzlager der Tragrollen bestimmen.

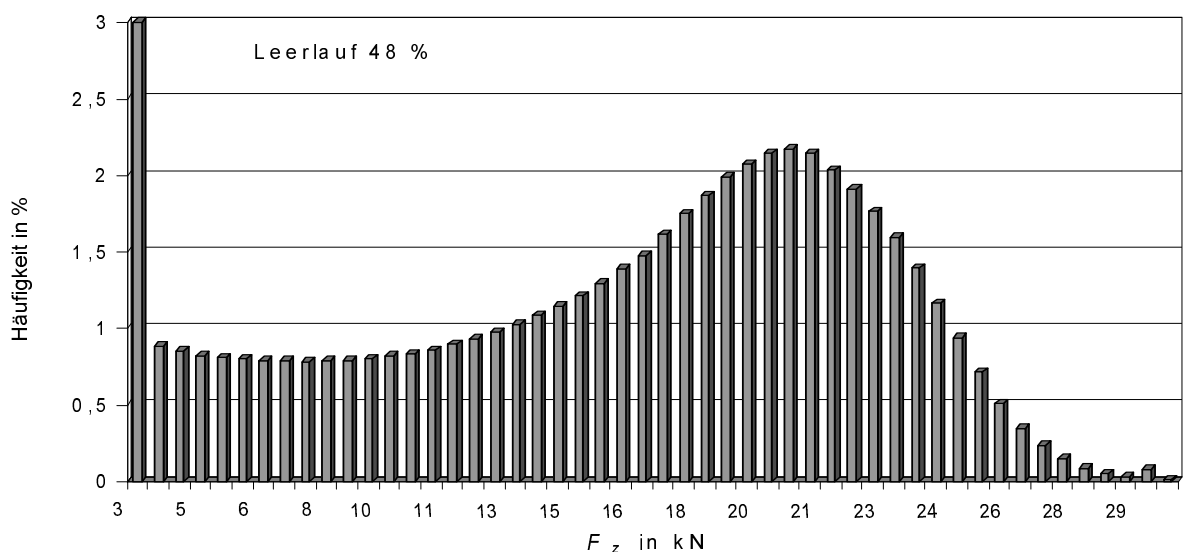


Bild 6.16: Häufigkeitsverteilung der Vertikalkraft F_z an einer Tragrollenstation aus Fördergurt- und Fördergut für eine Messzeit von 3500 h nach /53/

In Tabelle 28 sind die berechnete mittlere radiale Lagerkraft, die sich daraus ergebende Lagerlebensdauer nach Gleichung (104) in Umdrehungen L_N nach /27/ unter Berücksichtigung eines Betriebsfaktors φ_B sowie die Lebensdauer L_{NJ} in Jahren bei Berücksichtigung von 4000 Betriebsstunden pro Jahr für drei Lagertypen und die untersuchten zwei Tragrollenanordnungen zusammengestellt.

$$L_N = \left(\frac{C}{\varphi_B F_m} \right)^3 * 10^6 \quad (104)$$

Tabelle 28: Zusammenstellung der mittleren radialen Lagerkräfte und der rechnerischen Lebensdauer L_N , die 90% aller Lager erreichen, in Umdrehungen und L_J in Jahren bei 4000 Stunden Betriebszeit pro Jahr für drei Wälzlager-Typen

Tragrollen-anordnung	mittlere radiale Lagerkraft	Wälzlager 6412		Wälzlager 6312		Wälzlager 6212	
		dyn. Tragzahl	110	dyn. Tragzahl	81,5	dyn. Tragzahl	52
OT-600-eT	kN	L_N^*	L_N^{**}	L_N^*	L_N^{**}	L_N^*	L_N^{**}
F_{z2} / F_{z7}	0,38	7,19E+12	45373,1	2,92E+12	18454,1	7,59E+11	4793,3
F_{z3} / F_{z6}	5,10	2,97E+09	18,8	1,21E+09	7,6	3,14E+08	2,0
F_{z4} / F_{z5}	4,29	4,99E+09	31,5	2,03E+09	12,8	5,28E+08	3,3
OT-1000-eT							
F_{z2} / F_{z7}	0,36	8,45E+12	53363,2	3,44E+12	21703,8	8,93E+11	5637,3
F_{z3} / F_{z6}	1,99	5,00E+10	315,9	2,04E+10	128,5	5,29E+09	33,4
F_{z4} / F_{z5}	5,53	2,33E+09	14,7	9,48E+08	6,0	2,46E+08	1,6
		* Betriebsfaktor		-	1,5		
		** Betriebsstunden pro Jahr		h	4000		

Die Wahrscheinlichkeit, dass eine Tragrolle nach n Umdrehungen infolge eines Lagerschadens noch nicht ausgefallen ist, ergibt sich nach /25/ aus dem Produkt der entsprechenden Wahrscheinlichkeit eines jeden der beiden Wälzlager. Allgemein ergibt sich hieraus für die Lebensdauer einer Tragrolle unter Berücksichtigung eines Streufaktors p der Zusammenhang:

$$L_{RN} = \frac{L_1 * L_2}{\sqrt[p]{L_1^p + L_2^p}} \quad \text{mit } p = 1,111 \text{ für Rillenkugellager} \quad (105)$$

Für Tragrollen mit jeweils gleichen Wälzlager-Typen auf beiden Seiten der Rolle, so wie es bei den hier durchgeführten Untersuchungen der Fall war, ergeben sich nach Gleichung (105) die in Tabelle 29 zusammengestellten Lebensdauern der Rollen. Bei den Seitentragrollen ist die Lebensdauer nur durch das innere Wälzlager bestimmt. Für einer Mitteltragrolle beträgt, wie schon Grimmer herausstellte /25/, die Lebensdauer der Rolle infolge der symmetrischen Belastung der Lager 53,7 % der Lebensdauer eines Wälzlagers.

Tabelle 29: Zusammenstellung der rechnerischen Lebensdauer L_{RN} , die 90% aller Tragrollen erreichen, in Umdrehungen und L_{RJ} in Jahren bei 4000 Stunden Betriebszeit pro Jahr für drei Wälzlager-Typen

Tragrollen-anordnung		Wälzlager 6412		Wälzlager 6312		Wälzlager 6212	
		L_{RN}^*	L_R^{**}	L_{RN}^*	L_R^{**}	L_{RN}^*	L_R^{**}
OT-600-eT	Seitentragrolle	2,97E+09	18,8	1,21E+09	7,6	3,14E+08	2,0
	Mitteltragrolle	2,68E+09	16,9	1,09E+09	6,9	2,83E+08	1,8
OT-1000-eT							
	Seitentragrolle	4,99E+10	315,0	2,03E+10	128,1	5,27E+09	33,3
	Mitteltragrolle	1,25E+09	7,9	5,08E+08	3,2	1,32E+08	0,8
		* Betriebsfaktor		-	1,5		
		** Betriebsstunden pro Jahr		h	4000		

6.1.4 Vergleich verschiedener, aus der Literatur bekannter Muldungsgeometrien

Zur Bestimmung der Tragrollenbelastungen bei unterschiedlichen Tragrollenanordnungen finden sich in der Literatur verschiedene messtechnische und theoretische Untersuchungen mit dem Ziel, zum einen die Fördergurt- und Tragrollenbelastungen zu bestimmen, zum anderen Grundlagen zur Berechnung des Bewegungswiderstandes an einer Tragrollenstation zu bekommen. Axialkräfte auf die Tragrollen fanden bislang nur bei auf sturzgestellten Tragrollen Beachtung /26/. Für einen Vergleich mit den aus dem Schrifttum bekannten Ergebnissen zur Größe der Normalkräfte auf die Tragrollen und der damit verbundenen Lagerbelastung bei unterschiedlicher Tragrollenstuhlgeometrie finden sich Untersuchungen in /33/, /37/, /42/, /43/, /25/, /39/ und z. B. in /41/. Einige Messungen wurden teilweise auf sehr kurzen Versuchsanlagen durchgeführt, und es lassen sich somit Einflüsse aus dem Ein- und Ausmuldungsbereich auf die Belastungen der Tragrollen nicht ausschließen.

Im Folgenden werden ausgesuchte Muldungsgeometrien, die an langen Versuchsanlagen untersucht wurden, näher betrachtet. In Bild 6.17 sind für fünf verschiedene Muldungsgeometrien die sich aus entsprechenden Messergebnissen ergebende, auf die Gewichtskraft von Fördergut und Fördergurt bezogene, relative Gesamtnormalkraft über dem Auslastungsgrad aufgetragen. Es ist erkennbar, dass die Tragrollenanordnung OT-600-eT mit $f_{N\ rel} = 1,3$ bei einem Auslastungsgrad $I_m / I_{mN} = 100\ %$ den größten Wert aufweist. Die von Behrens /33/ untersuchte Tragrollenanordnung mit gleichem Muldungswinkel, aber einer infolge der versetzten Anordnung der Tragrollen leicht verkürzt wirkenden Mitteltragrolle, weist mit $f_{N\ rel} = 1,23$ einen etwas kleineren Wert bei einem Auslastungsgrad von 100 % auf. Die von Limberg /37/ messtechnisch ermittelten Graphen zur Normalkraftverteilung für eine Muldungsgeometrie mit drei gleich langen Tragrollen und einem Muldungswinkel von $41,3^\circ$ bzw. einer Muldungsgeometrie mit einer gekürzten Mitteltragrolle und dem Muldungswinkel von 37° weisen Werte von 1,12 bzw. 1,10 auf. Die an der Versuchsgurtt Förderanlage gemessene Gesamtnormalkraft

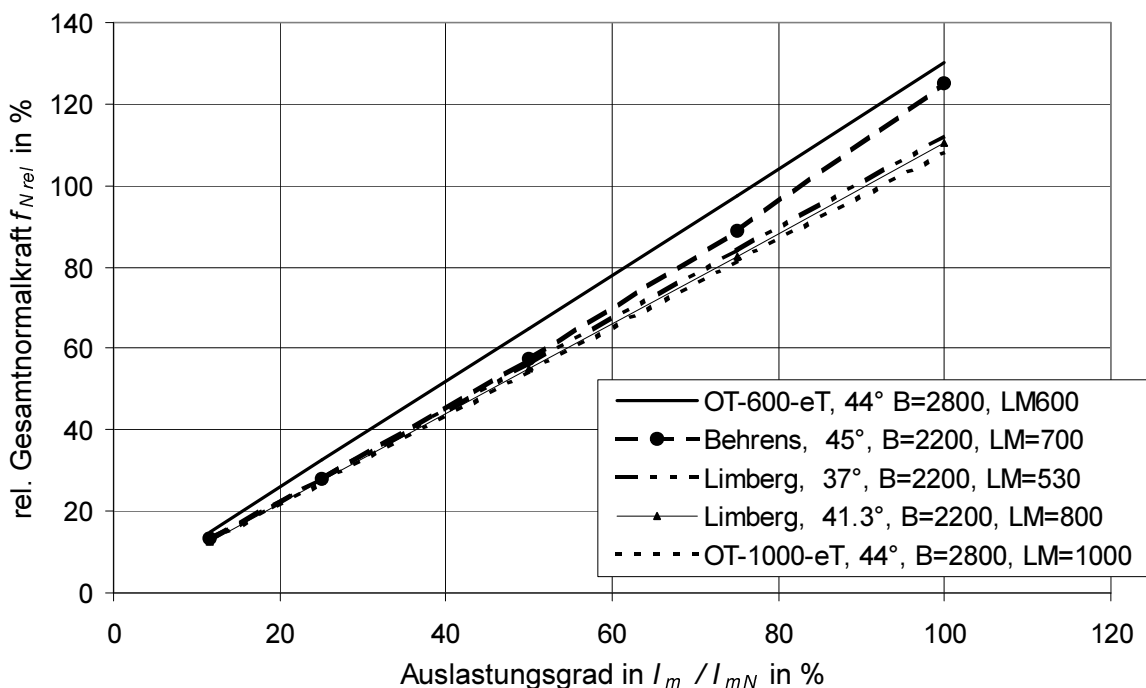


Bild 6.17: Relative Gesamtnormalkraft einschließlich der Wirkung des Fördergurtes bei unterschiedlichen Muldungsgeometrien

auf die Tragrollen mit der Muldungsgeometrie OT-1000-eT weist hier mit $f_{N \text{ rel}} = 1,08$ den geringsten Anstieg der Gesamtnormalkraft auf. Dieser Wert müßte nach den Messungen von Limberg infolge des größeren Muldungswinkels von 44° einen größeren Betrag aufweisen. Aus Untersuchungen von Hettler /42/ an dreiteiligen Tragrollenstationen mit gleich langen Tragrollen ohne Sturz ergeben sich für den Muldungswinkel von 36° Werte von 1,12 bis 1,15. Diese sind aber nach /42/ sehr stark von den Eigenschaften des Fördergurtes und des Fördergutes abhängig. Abweichungen zu den an der Tragrollenanordnung OG-1000-eT in der Versuchsgurttörderanlage ermittelten Werten können daraus resultieren, dass die in /42/ experimentell bestimmten Werte $f_{N \text{ rel}}$ auf einer relativ kurzen Versuchsanlage gewonnen wurden, bei der die Abmessungen des Fördergurtes und der Tragrollen erheblich kleiner ausgeführt waren als in der Messtrecke der Versuchsgurttörderanlage.

6.2 Einflüsse auf den Bewegungswiderstand

Der Bewegungswiderstand an einer Tragrollenstation ist im Wesentlichen durch äußere Einflüsse, wie Umgebungstemperatur, Auslastungsgrad, Fördergurteigenschaften etc. bestimmt. Um Tragrollenanordnungen mit ihrer Muldungsgeometrie im Hinblick auf ihren Anteil am Bewegungswiderstand genauer bewerten zu können, sind Kenntnisse über die äußeren Einflüsse notwendig. Nachfolgend werden aus diesem Grund diese äußeren Einflüsse auf den Bewegungswiderstand näher erläutert.

6.2.1 Umgebungstemperatur, Schüttgut, zeitlicher Auslastungsgrad

Zum Vergleich der durchgeführten Versuche des ersten und zweiten Versuchszeitraumes sind in Bild 6.18 für ausgesuchte Versuche die Horizontalkraft $-F_x$ an der Messstation M01 für den Gurt 8 über der entsprechenden Vertikalkraft F_{zL} aufgetragen. Die Versuche 140 und 141 sind während des zweiten Versuchszeitraumes und alle anderen während des ersten Versuchszeitraumes durchgeführt worden. Zur weiteren Beurteilung der Graphen sind in Bild 6.19 die Häufigkeitsverteilungen des Auslastungsgrades dieser Versuche zu sehen. In beiden Diagrammen sind die Versuche entsprechend der während der jeweiligen Versuchsdurchführung gemessenen Umgebungstemperatur T_U aufsteigend sortiert.

Die dargestellte Kurvenschar in Bild 6.18 ist von unten von dem Graph der Horizontalkraft des Versuches 46 abgegrenzt und erreicht bei der Vertikalbelastung $F_{zL} = 20 \text{ kN}$ $-F_x = 457 \text{ N}$. Obwohl bei den Versuchen 81 und 61 die Umgebungstemperatur $T_U = 18,7^\circ\text{C}$ bzw. $T_U = 29,2^\circ\text{C}$ höher ist als bei Versuch 46 ($T_U = 13,2^\circ\text{C}$), weist die Horizontalkraft an der Messstation M01 für diese Versuche einen jeweils höher liegenden Verlauf auf. Bei dem Versuch 81 liegt die Ursache für die höhere Horizontalkraft an dem großen Häufigkeitsanteil der unteren Auslastungsgradklassen (Bild 6.19). Bei Versuch 61 ($T_U = 29,2^\circ\text{C}$), der eine vergleichbare

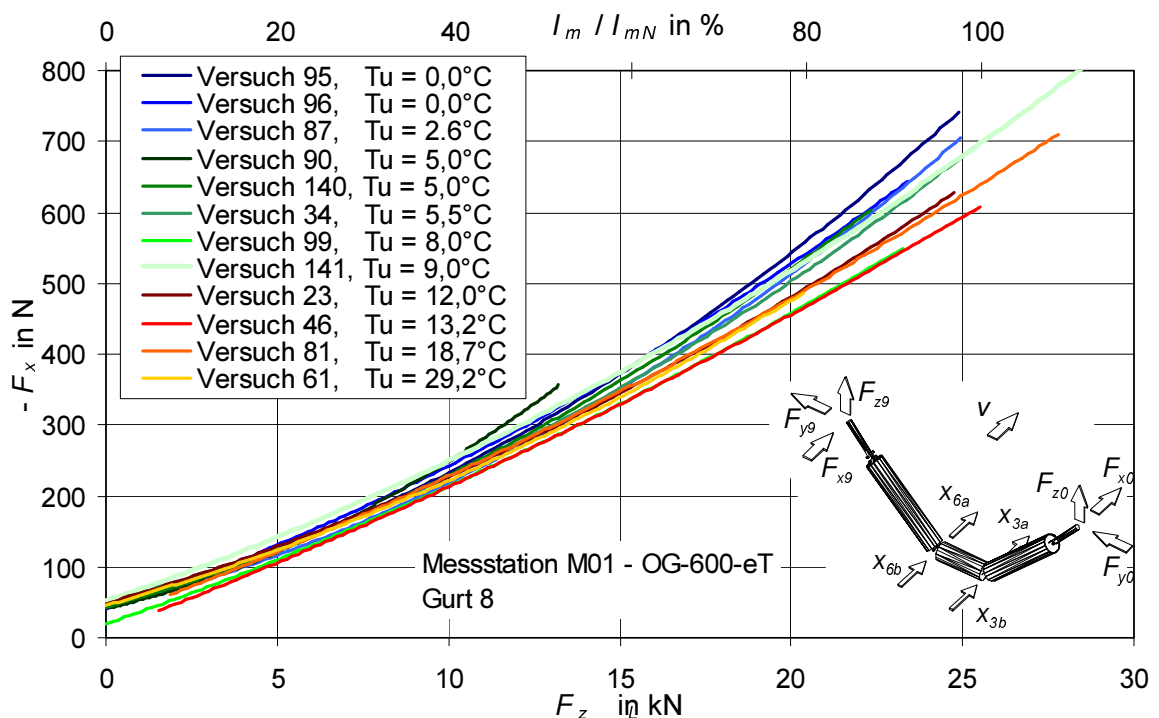


Bild 6.18: Horizontalkraft $-F_x$ an der Messstation M01, OG-600-eT, in Abhängigkeit von der Vertikalkraft F_{zL} für den Gurt 8 bei verschiedenen Umgebungstemperaturen

Häufigkeitsverteilung des Auslastungsgrades aufweist wie Versuch 46, kann die höhere Horizontalkraft im Wesentlichen nur aus den Schüttguteigenschaften resultieren.

Einen ähnlich günstigen Verlauf der Horizontalkraft $-F_x$ wie bei Versuch 46 weist der Versuch 99 auf, obwohl die Häufigkeitsverteilung des Auslastungsgrades sich für diesen Versuch breit über viele Auslastungsgradklassen mit einem größerem Anteil der unteren Klassen verteilt und die Umgebungstemperatur mit $T_U = 8,0^\circ\text{C}$ geringer ist. Auch hier sind offensichtlich die Schüttguteigenschaften für die günstige Horizontalkraft verantwortlich.

Die Kurvenschar des Diagrammes in Bild 6.18 wird durch den Horizontalkraftverlauf des Versuches 95 von oben abgegrenzt, was vor allem im oberen Belastungsbereich $F_{zL} > 15 \text{ kN}$ deutlich zu sehen ist. Der Versuch 96, der wie Versuch 95 bei der gleichen Umgebungstemperatur $T_U = 0,0^\circ\text{C}$ durchgeführt wurde, weist auf Grund des größeren Häufigkeitsanteils höherer Auslastungsgradklassen einen günstigeren Verlauf auf. Der Verlauf der Horizontalkraft des Versuches 87 ist auf Grund der etwas höheren Umgebungstemperatur $T_U = 2,6^\circ\text{C}$ günstiger als der des Versuches 95.

Der Versuch 90 wurde bei der Umgebungstemperatur $T_U = 5,0^\circ\text{C}$ und einem Auslastungsgrad im Bereich 12 bis 36 % und somit im unteren Bereich der Auslastungsgradklassen durchgeführt. Der maximale Betrag der Vertikalkraft F_{zL} ist bei diesem Versuch kleiner als 15 kN und die entsprechende Horizontalkraft $-F_x$ ist für $F_{zL} = 14 \text{ kN}$ erheblich höher als bei allen anderen Versuchen. Der betrachtete Gurt 8 erreicht bei diesem Versuch infolge der geringen Auflast nicht die für eine günstige Horizontalkraft erforderliche Betriebstemperatur der laufseitigen Deckplatte. Für die beiden Versuche 140 und 141 des zweiten Versuchszeitraumes ist (gem. Bild 6.20 und 6.21) festzustellen, dass sie eine ähnliche Häufigkeitsverteilung des Auslastungsgrades aufweisen, wobei im Bereich 48 bis 72 % die Häufigkeit 85 % bzw. 70 % beträgt. Die während der Versuche gemessene Umgebungstemperatur beträgt $T_U = 5,0^\circ\text{C}$ bzw. $T_U = 9,0^\circ\text{C}$. Die Horizontalkraft des Versuches 140 liegt im unteren Lastbereich unterhalb, im oberen Lastbereich oberhalb der des Versuches 141.

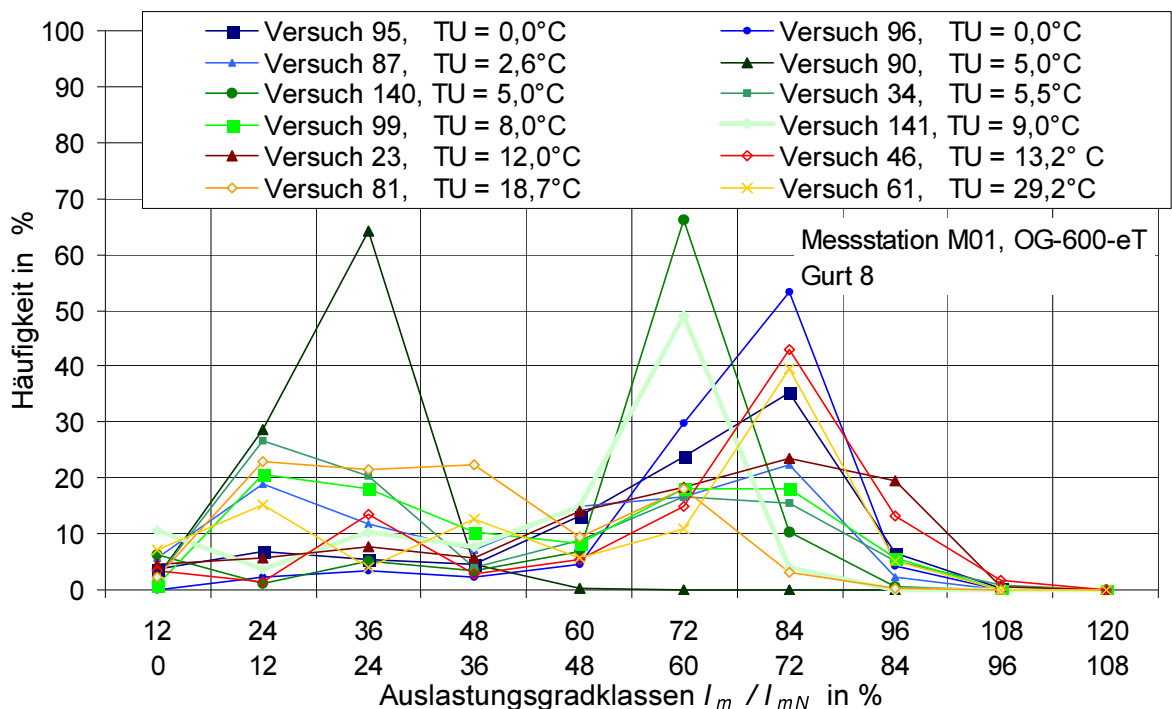


Bild 6.19: Häufigkeitsverteilung des Auslastungsgrades des Gurtes 8 bei verschiedenen Versuchen

Während der Verlauf der Horizontalkraft $-F_x$ bei Versuch 140 im gleichen Bereich wie bei den Versuchen mit einer vergleichbaren Umgebungstemperatur liegt, so weist Versuch 141 vor allem im unteren Vertikalkraftbereich betragsmäßig eine höhere Horizontalkraft $-F_x$ auf als bei der gemessenen Umgebungstemperatur $T_U = 9,0^\circ\text{C}$ zu erwarten gewesen wäre. Die höhere Horizontalkraft liegt somit in einer Veränderung der Schüttguteigenschaften oder in der Veränderung der Laufeigenschaften des Gurtes 8 begründet, wenn Konstanz der Tragrollenlaufwiderstände vorausgesetzt wird. Insgesamt kann festgestellt werden, dass der Bewegungswiderstand an einer Tragrollenstation erheblich sowohl von der Umgebungstemperatur als auch von der Häufigkeitsverteilung des Auslastungsgrades abhängig ist. Des Weiteren ist ein Einfluss der Schüttguteigenschaften und damit des Fördergutwalkwiderstandes feststellbar.

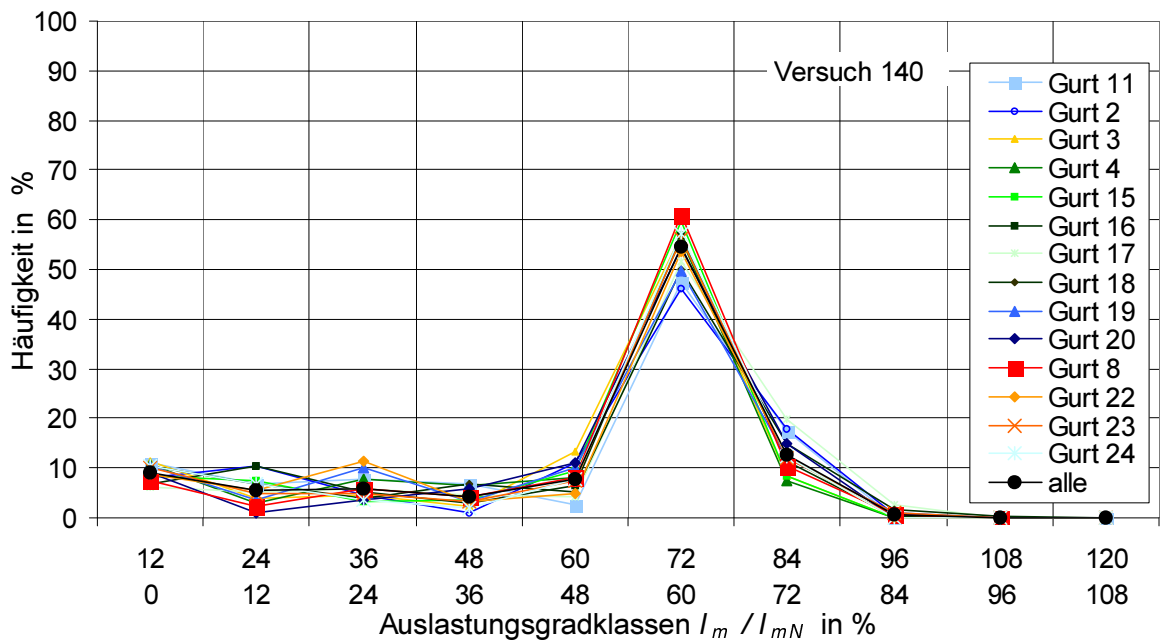


Bild 6.20: Häufigkeitsverteilung des Auslastungsgrades für alle Gurte (Versuch 140)

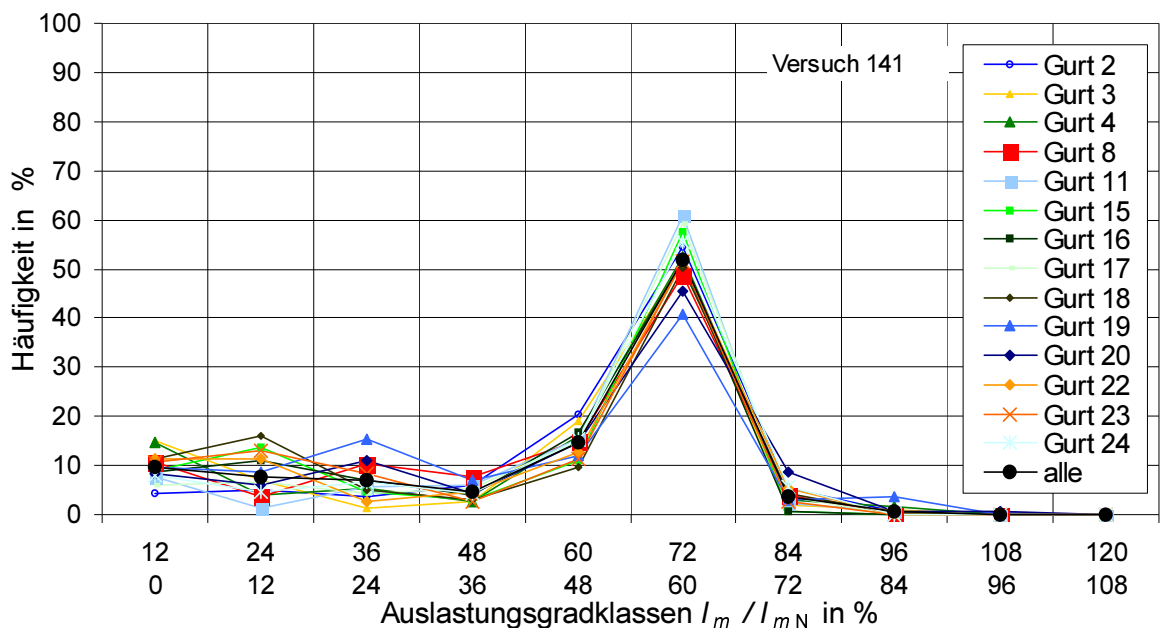


Bild 6.21: Häufigkeitsverteilung des Auslastungsgrades für alle Gurte (Versuch 141)

6.2.2 Gurtabschnitte mit abweichenden laufseitigen Deckplattenqualitäten

Aus der Literatur ist allgemein bekannt, dass der Eindrückrollwiderstand des Fördergurtes den Bewegungswiderstand an einer Tragrollenstation maßgeblich bestimmt /30/, /40/, /29/ u.a. (siehe Kapitel 2.2.2.1). Die Unterschiede des Eindrückrollwiderstandes sind erheblich von den Eigenschaften der laufseitigen Deckplattenqualität abhängig. So wurde im Rahmen dieser Arbeit auch festgestellt, dass sich für die Bewegungswiderstände der untersuchten Gurte an einer Tragrollenstation erhebliche Unterschiede ergaben. Dieser Sachverhalt wurde auch im Rahmen der Laboruntersuchungen zum Eindrückrollwiderstand durch die in Kapitel 4.4 aufgezeigten Ergebnisse deutlich. Im Folgenden werden nun die unterschiedlichen Bewegungswiderstände der einzelnen Gurte für die Tragrollenanordnungen OG-600-eT, OG-1000-eT und OG-600-vG beschrieben. Für alle in Betracht gezogenen Versuche ist berücksichtigt worden, dass der Versuch insgesamt eine große Häufigkeit der hohen Auslastungsgrade aufwies und jeder Gurt annähernd die gleiche Häufigkeitsverteilung des Auslastungsgrades aufwies. (Faltblatt Anhang 10.2)

6.2.2.1 Bewegungswiderstand an der Girlande OG-600-eT (M01)

In Bild 6.22 und Bild 6.23 ist für Versuch 140 bzw. 141 die ermittelte Horizontalkraft $-F_x$ für 14 Abschnitte der Gurte 2 bis 24 getrennt über der aus der Beladung resultierenden Vertikalkraft F_{zL} bzw. dem Auslastungsgrad des Massenstromes I_m/I_{mN} aufgetragen. Es sind hier der Übersichtlichkeit wegen nur die Ausgleichsgraphen dargestellt. Erkennbar ist, dass die einzelnen Gurte bei gleichem Auslastungsgrad erhebliche Unterschiede in der Horizontalkraft $-F_x$ aufweisen. So weist der Gurt 18 bei einer Vertikalkraft $F_{zL} = 20$ kN, entsprechend dem Auslastungsgrad 78 % bzw. dem Massenstrom 28800 t/h im Mittel die Horizontalkraft $-F_x = 646$ N (Versuch 140) bzw. $-F_x = 666$ N (Versuch 141) auf. Für den Gurt 15 betragen die Werte im Mittel 464 N bzw. 475 N und für den Gurt 3 484 N bzw. 502 N. Die Werte für alle anderen

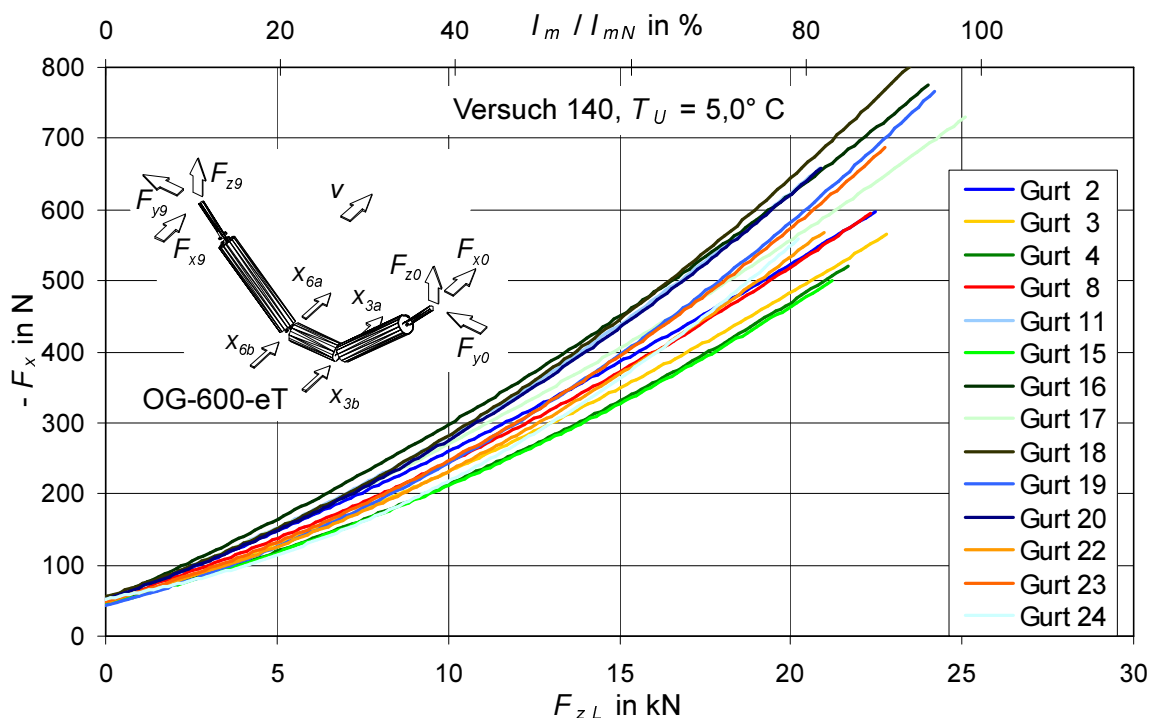


Bild 6.22: Horizontalkraft $-F_x$ in Abhängigkeit von der Vertikalkraft F_{zL} an der Messstation M01, OG-600-eT, für die Gurte 1 bis 14 (Versuch 140)

Gurte liegen zwischen den Werten der Gurte 15 und 18. In Tabelle 30 bzw. 31 sind für die Vertikalkraft $F_{zL} = 0 \text{ kN}$, 10 kN und 20 kN für alle Abschnitte die Beträge der Horizontalkraft $-F_x$ absolut, sowie bezogen auf den jeweiligen Wert des Gurtes 3 zusammengestellt. Demnach liegen im Versuch 140 bzw. 141 bei der Vertikalbelastung $F_{zL} = 20 \text{ kN}$ die Horizontalkraft $-F_x$ des Gurtes 18 betragsmäßig um $33,5 \%$ bzw. $32,7 \%$ höher und beim Gurt 15 um $-4,1 \%$ bzw. $-5,4 \%$ niedriger.

Im Folgenden sollen nun die Gurte einzeln miteinander verglichen werden. Einerseits werden die schon im ersten Versuchszeitraum untersuchten Gurte verglichen, andererseits werden die

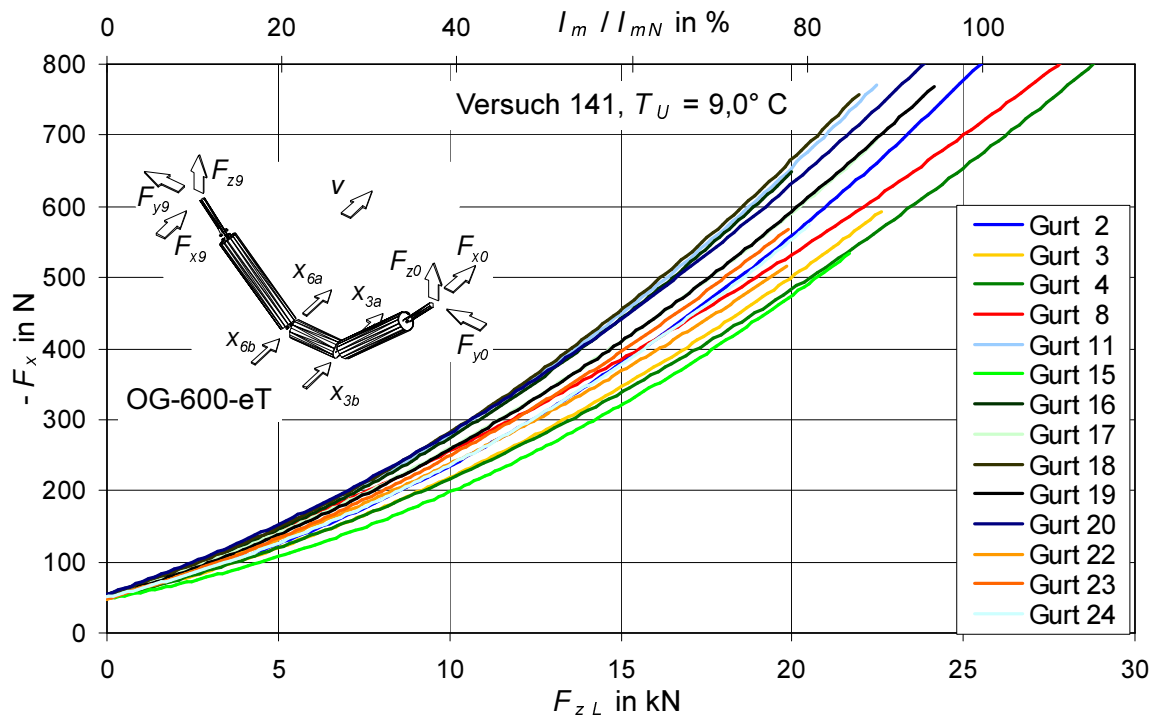


Bild 6.23: Horizontalkraft $-F_x$ in Abhängigkeit von der Vertikalkraft F_{zL} an der Messstation M01 für die Gurte 2 bis 24 (Versuch 141)

Tabelle 30: Beträge der Horizontalkraft $-F_x$ an der Messstation M01 (Versuch 140)

Tabelle 31: Beträge der Horizontalkraft $-F_x$ an der Messstation M01 (Versuch 141)

Gurt	F_{zL}					
	0 kN		10 kN		20 kN	
	N	% *	N	% *	N	% *
2	48	4,3	260	12,6	524	8,3
3	46	0,0	231	0,0	484	0,0
4	47	2,2	214	-7,4	469	-3,1
8	50	8,7	244	5,6	519	7,2
11	52	13,0	281	21,6	624	28,9
15	45	-2,2	211	-8,7	464	-4,1
16	50	8,7	297	28,6	622	28,5
17	50	8,7	269	16,5	557	15,1
18	55	19,6	282	22,1	646	33,5
19	43	-6,5	243	5,2	583	20,5
20	52	13,0	276	19,5	622	28,5
22	49	6,5	232	0,4	534	10,3
23	50	8,7	246	6,5	574	18,6
24	53	15,2	217	-6,1	549	13,4

* rel. bezogen auf Fördergurtabschnitt 3

Gurt	F_{zL}					
	0 kN		10 kN		20 kN	
	N	% *	N	% *	N	% *
2	52	6,1	235	7,8	560	11,6
3	49	0,0	218	0,0	502	0,0
4	48	-2,0	217	-0,5	484	-3,6
8	51	4,1	255	17,0	532	6,0
11	53	8,2	279	28,0	656	30,7
15	48	-2,0	198	-9,2	475	-5,4
16	55	12,2	274	25,7	650	29,5
17	52	6,1	260	19,3	592	17,9
18	53	8,2	282	29,4	666	32,7
19	50	2,0	258	18,3	594	18,3
20	55	12,2	282	29,4	633	26,1
22	48	-2,0	238	9,2	520	3,6
23	48	-2,0	249	14,2	575	14,5
24	50	2,0	236	8,3	553	10,2

* rel. bezogen auf Fördergurtabschnitt 3

Gurte nach den zwei Fördergurtlieferanten der Übersichtlichkeit wegen getrennt betrachtet.

Vergleich der schon im ersten Versuchszeitraum eingesetzten Gurte

Bei dem Vergleich der "alten", schon im ersten Versuchszeitraum im Betrieb befindlichen Gurte kann festgestellt werden, dass sich anscheinend der Betrag der Horizontalkraft $-F_x$, die durch den Gurt 8 an der Messstation M01 hervorgerufen wird, im Vergleich zu den entsprechenden Beträgen der Horizontalkraft $-F_x$ der Gurte 2, 3 und 4 vergrößert hat. Wiesen die Gurte 3 und 8 im ersten Versuchszeitraum keine Unterschiede im Verlauf der Horizontalkraft auf, so ergibt sich nun nach Tabelle 30 und 31 eine Differenz von 7,2 % bzw. 6,0 % bezogen auf den Gurt 3 für eine Vertikalkraft $F_{zL} = 20$ kN, während die relative Lage der Graphen für die Gurte 2, 3 und 4 zueinander unverändert geblieben ist. Ursache für diese Erhöhung des durch den Gurt 8 hervorgerufenen Bewegungswiderstandes ist der sehr hohe Grad der Beschädigungen dieses Abschnitts, was sich auch sehr deutlich an dem aus diesem Fördergurtabschnitt für die Herstellung von Prüfgurten herausgeschnittenem Gurtstücks zeigte. Im Sinne einer Vergleichbarkeit der Messergebnisse für die einzelnen Abschnitte mit denen des ersten Versuchszeitraumes wird nachfolgend der Gurt 3 als Bezugsabschnitt herangezogen.

Vergleich der Gurte 3, 4, 8, 15, 16, 17, 18, 22 und 23 (s. Tab. 30 und 31)

In Bild 6.24 ist gesondert für Versuch 141 die Horizontalkraft $-F_x$ über der aus der Beladung resultierenden Vertikalkraft F_{zL} für die Gurte 3, 4, 8, 15, 16, 17, 18, 22 und 23 dargestellt. Die drei Gurte 16, 17 und 18 haben die gleiche laufseitige Deckplattenqualität (s. Tab. 25), wobei sich der Gurt 17 durch eine in der Laufseite einvulkanisierte Querarmierung von den beiden anderen unterscheidet. Die jeweilige Horizontalkraft $-F_x$ der Gurte 16 und 18 weist nur geringe Unterschiede auf, bezogen auf den Gurt 3 ergibt sich für eine Vertikalbelastung $F_{zL} = 20$ kN für den Versuch 141 ein um 164 N (32,7 %) bzw. 148 N (29,5 %) höherer Wert. Der Gurt 17

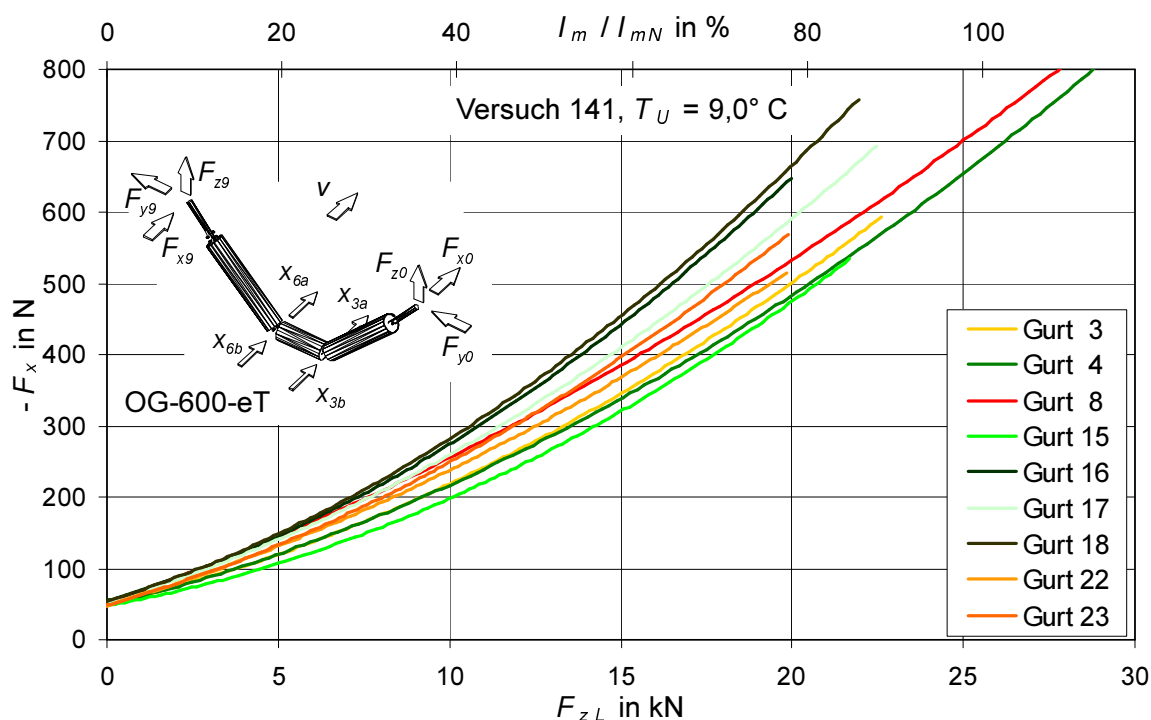


Bild 6.24: Horizontalkraft $-F_x$ in Abhängigkeit von der Vertikalkraft F_{zL} an der Messstation M01, OG-600-eT, für die Gurte 3, 4, 8, 15, 16, 17, 18, 22 und 23 (Versuch 141)

hingegen zeichnet sich durch eine geringere Horizontalkraft $-F_x$ aus und hat entsprechend einen nur um 90 N (17,9 %) höheren Wert. Die entsprechende Angabe für Versuch 140 lautet 73 N (15,1 %). Im Vergleich zu Gurt 17 weist der Betrag der Horizontalkraft $-F_x$ des Gurtes 23 mit einer anderen laufseitigen Standard-Deckplattenqualität für Versuch 140 einen ungünstigeren und für Versuch 141 einen günstigeren Wert auf. Der Betrag der Horizontalkraft weist für Gurt 23 bei $F_{zL} = 20$ kN einen um 90 N (18,6 %) (Versuch 140) bzw. einen um 73 N (14,5 %) (Versuch 141) höheren Wert als Gurt 3 auf.

Die beiden Gurte 15 und 22 mit einer für den Bewegungswiderstand optimierten laufseitigen Deckplattenqualität (vgl. Tab. 25) liegen beide günstiger als die Abschnitte mit der entsprechenden Standardmischung 16 bzw. 23. Bezogen auf den Gurt 3 wurde für die Vertikalbelastung $F_{zL} = 20$ kN im Versuch 141 für den Gurt 22 eine um 18 N (10,3 %) ungünstigere Horizontalkraft und für den Gurt 15 als günstigsten Fördergurtabschnitt eine um -20 N (-4,1 %) günstigere Horizontalkraft ermittelt. Der Gurt 15 weist zu dem schon im ersten Versuchszeitraum im Einsatz befindlichen Gurt 4, dessen Deckplattenqualität nicht mehr hergestellt wird, keine signifikanten Unterschiede in der auftretenden Horizontalkraft auf.

Vergleich der Gurte 2, 11, 19, 20 und 24 (s. Tab. 30 und 31)

In Bild 6.25 ist die Horizontalkraft $-F_x$ über der aus der Beladung resultierenden Vertikalkraft F_{zL} für die Gurte 2, 11, 19, 20 und 24 dargestellt. Die Gurte 2 und 20 haben die gleiche laufseitige Deckplattenqualität (s. Tab. 25), wobei der Abschnitt 2 schon im ersten Versuchszeitraum im Einsatz war. Die jeweilige Horizontalkraft $-F_x$ der Abschnitte 2 und 20 weist große Unterschiede auf. Bezogen auf den Abschnitt 3 ergibt sich mit der Vertikalbelastung $F_{zL} = 20$ kN für den Versuch 141 ein um 58 N (11,4 %) bzw. 131 N (26,1 %) höherer Wert. Der Gurt 11 hat eine vom Gurt 20 abweichende Gummiqualität der laufseitigen Deckplatte, weist aber praktisch keinen Unterschied (Versuch 140) bzw. eine nur geringfügig höhere Horizontalkraft F_x für die Vertikalbelastung $F_{zL} = 20$ kN auf (Versuch 141). Dagegen liegen die beiden Gurte 19 und 24

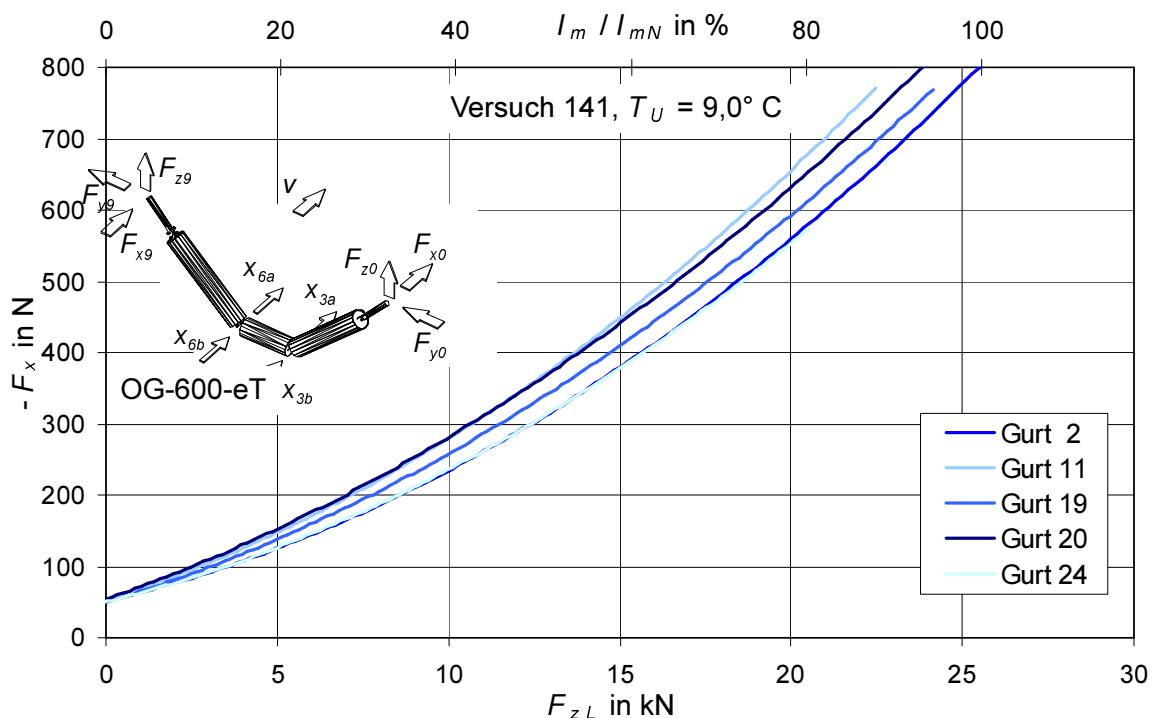


Bild 6.25: Horizontalkraft $-F_x$ in Abhängigkeit von der Vertikalkraft F_{zL} an der Messstation M01, OG-600-eT, für die Gurte 2, 11, 19, 20 und 24 (Versuch 141)

mit einer für den Bewegungswiderstand optimierten laufseitigen Deckplattenqualität (vgl. Tab. 25) beide günstiger als die Gurte 11 und 20 mit der entsprechenden Standardmischung. Bezogen auf den Gurt 3 bei der Vertikalbelastung $F_{zL} = 20$ kN hat der Gurt 19 im Versuch 141 eine um 92 N (18,3 %), der Gurt 24 eine um 51 N (10,2 %) höhere Horizontalkraft. Die Vertikal-kraftabhängigkeit der Horizontalkraft des Abschnitts 24 unterscheidet sich zudem kaum von der des Gurtes 2.

6.2.2.2 Bewegungswiderstand an der Girlande OG-1000-eT (M16)

In Bild 6.26 und Bild 6.27 ist für Versuch 140 bzw. 141 die ermittelte Horizontalkraft $-F_x$ für die 14 Fördergurtabschnitte getrennt über der aus der Beladung resultierenden Vertikalkraft F_{zL} bzw. dem Auslastungsgrad des Massenstromes I_m/I_{mN} aufgetragen. Es sind hier der Übersichtlichkeit wegen nur die Ausgleichsgraphen dargestellt. Erkennbar ist, dass bei gleichem Auslastungsgrad die einzelnen Abschnitte weniger starke Unterschiede bei der Horizontalkraft aufweisen als an der Messstation M01 (OT-600-eT).

Die Gurte 11, 16, 18 und 20, jeweilig mit Standarddeckplattenqualität, weisen bei der Vertikalbelastung $F_{zL} = 20$ kN, entsprechend einem Auslastungsgrad von knapp 80 % bzw. dem Massenstrom 28800 t/h, hinsichtlich der Horizontalkraft $-F_x$ nur unwesentliche Unterschiede auf. Der Gurt 20 liegt bei den Versuchen 140 und 141 dem Betrage nach im Mittel um rund 25 % über dem des Bezugsabschnitts 3 (siehe Tabelle 32 bzw. 33). Für den Fördergurtabschnitt 17 mit der Querarmierung in der laufseitigen Deckplatte beträgt die Horizontalkraft $-F_x = 537$ N (17,2 %) bzw. 532 N (19,3 %) für $F_{zL} = 20$ kN und ist damit günstiger als die entsprechende Gurtqualität ohne Querarmierung.

Die Gurte 19 und 24 mit einer optimierten laufseitigen Deckplattenqualität zeichnen sich jeweils durch einen günstigeren Verlauf der Horizontalkraft $-F_x$ aus, wobei sich $-F_x = 522$ N (14,0 %) bzw. 506 N (10,5 %) im Versuch 140 und 529 N (18,6 %) bzw. 504 N (13,0 %) im Versuch 141

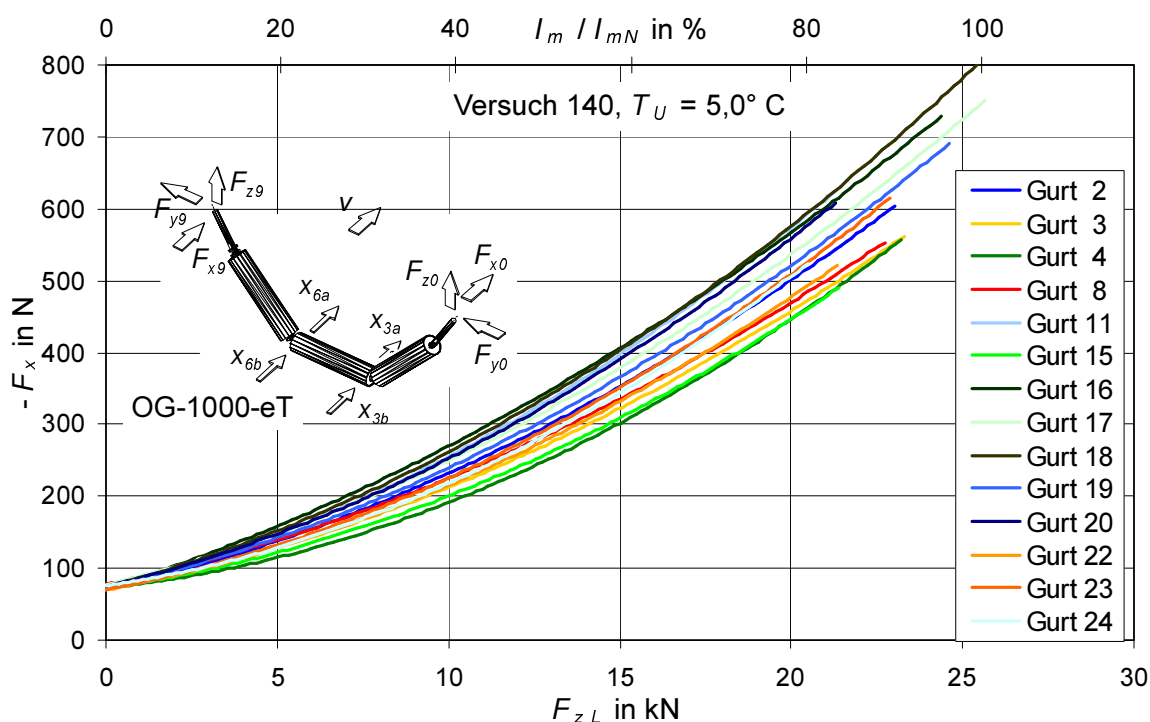


Bild 6.26: Horizontalkraft F_x in Abhängigkeit von der Vertikalkraft F_{zL} an der Messstation M16, OG-1000-eT, für die Gurte 2 bis 24 (Versuch 140)

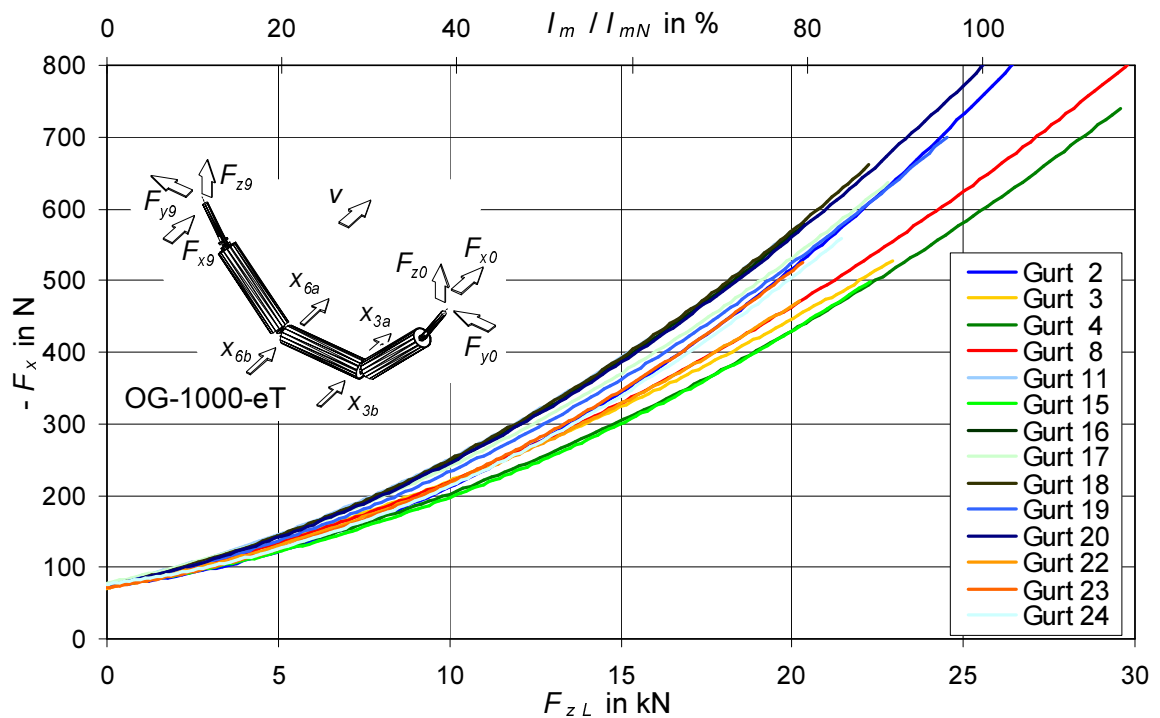


Bild 6.27: Horizontalkraft $-F_x$ in Abhängigkeit von der Vertikalkraft F_{zL} an der Messstation M16, OG-1000-eT, für die Gurte 2 bis 24 (Versuch 141)

jeweils bei $F_{zL} = 20$ kN ergeben. Analog zur Messstation M01 weist der Gurt 2 an der Messstation M16 eine günstigere Belastungsabhängigkeit der Horizontalkraft $-F_x$ als der Gurt 20 mit der gleichen Deckplattenqualität auf. Der Verlauf der Horizontalkraft $-F_x$ für den Gurt 23 liegt bei beiden Versuchen in der gleichen Größenordnung wie der des Gurtes 24. Für den Gurt 22 mit einer optimierten Deckplattenqualität ergeben sich hier hingegen mit 477 N (4,1 %) in Versuch 140 bzw. 465 N (4,2 %) in Versuch 141 für $F_{zL} = 20$ kN günstigere Werte.

Die günstigste Belastungsabhängigkeit der Horizontalkraft ergibt sich wie bei der Messstation

Tabelle 32: Beträge der Horizontalkraft $-F_x$ an der Messstation M16 (Versuch 140)

Tabelle 33: Beträge der Horizontalkraft $-F_x$ an der Messstation M16 (Versuch 141)

Gurt	F_{zL}					
	0 kN		10 kN		20 kN	
	N	% *	N	% *	N	% *
2	70	0,0	232	8,9	501	9,4
3	70	0,0	213	0,0	458	0,0
4	73	4,3	192	-9,9	446	-2,6
8	78	11,4	225	5,6	470	2,6
11	74	5,7	255	19,7	574	25,3
15	72	2,9	201	-5,6	447	-2,4
16	72	2,9	270	26,8	567	23,8
17	77	10,0	249	16,9	537	17,2
18	74	5,7	262	23,0	576	25,8
19	74	5,7	239	12,2	522	14,0
20	75	7,1	253	18,8	559	22,1
22	70	0,0	215	0,9	477	4,1
23	71	1,4	225	5,6	509	11,1
24	76	8,6	218	2,3	506	10,5

* rel. bezogen auf Fördergurtabschnitt 3

Gurt	F_{zL}					
	0 kN		10 kN		20 kN	
	N	% *	N	% *	N	% *
2	73	2,8	211	-4,1	517	15,9
3	71	0,0	220	0,0	446	0,0
4	72	1,4	202	-8,2	430	-3,6
8	74	4,2	219	-0,5	464	4,0
11	76	7,0	251	14,1	569	27,6
15	73	2,8	197	-10,5	431	-3,4
16	75	5,6	247	12,3	564	26,5
17	78	9,9	240	9,1	532	19,3
18	74	4,2	280	27,3	570	27,8
19	74	4,2	233	5,9	529	18,6
20	74	4,2	245	11,4	561	25,8
22	71	0,0	216	-1,8	465	4,3
23	71	0,0	218	-0,9	513	15,0
24	77	8,5	213	-3,2	504	13,0

* rel. bezogen auf Fördergurtabschnitt 3

M01 für die Gurte 4 und 15, die einen annähernd gleichen Verlauf aufweisen. Bei einer Vertikalkraftbelastung $F_{zL} = 20$ kN ergibt sich im Falle des Gurtes 4 eine Horizontalkraft $-F_x = 446$ N (-2,6 %) in Versuch 140 bzw. 430 N (-3,6 %) in Versuch 141.

6.2.2.3 Bewegungswiderstand an der Girlande OG-600-vG (M22)

In Bild 6.28 ist für Versuch 141 die Horizontalkraft $-F_x$ für die 14 Gurte getrennt über der aus der Beladung resultierenden Vertikalkraft F_{zL} aufgetragen. Es sind auch hier der Übersichtlichkeit wegen nur die Ausgleichsgraphen dargestellt. Erkennbar ist, dass die einzelnen Fördergurtabschnitte sehr starke Unterschiede in der Horizontalkraft bei gleichem Auslastungsgrad zueinander im Vergleich zu der der Messstation M01 mit der Tragrollenanordnung OG-600-eT aufweisen. So ergibt sich für den Gurt 18 bei der Vertikalkraft $F_{zL} = 20$ kN die Horizontalkraft $-F_x = 669$ N (45,1 %) und für den Gurt 15 der Wert 423 N (-8,2 %) (Tab. 34). Der qualitative Verlauf der Horizontalkraft für alle anderen Abschnitte unterscheidet sich kaum von denen an den Messstationen M01 bzw. M16.

Tabelle 34: Beträge der Horizontalkraft $-F_x$ an der Messstation M22 (Versuch 141)

Gurt	F_{zL}					
	0 kN		10 kN		20 kN	
	N	% *	N	% *	N	% *
2	60	11,1	209	10,0	553	20,0
3	54	0,0	190	0,0	461	0,0
4	54	0,0	184	-3,2	445	-3,5
8	57	5,6	219	15,3	526	14,1
11	59	9,3	267	40,5	648	40,6
15	49	-9,3	161	-15,3	423	-8,2
16	61	13,0	259	36,3	639	38,6
17	59	9,3	242	27,4	587	27,3
18	58	7,4	264	38,9	669	45,1
19	55	1,9	233	22,6	575	24,7
20	54	0,0	254	33,7	635	37,7
22	52	-3,7	212	11,6	483	4,8
23	54	0,0	224	17,9	550	19,3
24	54	0,0	206	8,4	517	12,1

* rel. bezogen auf Fördergurtabschnitt 3

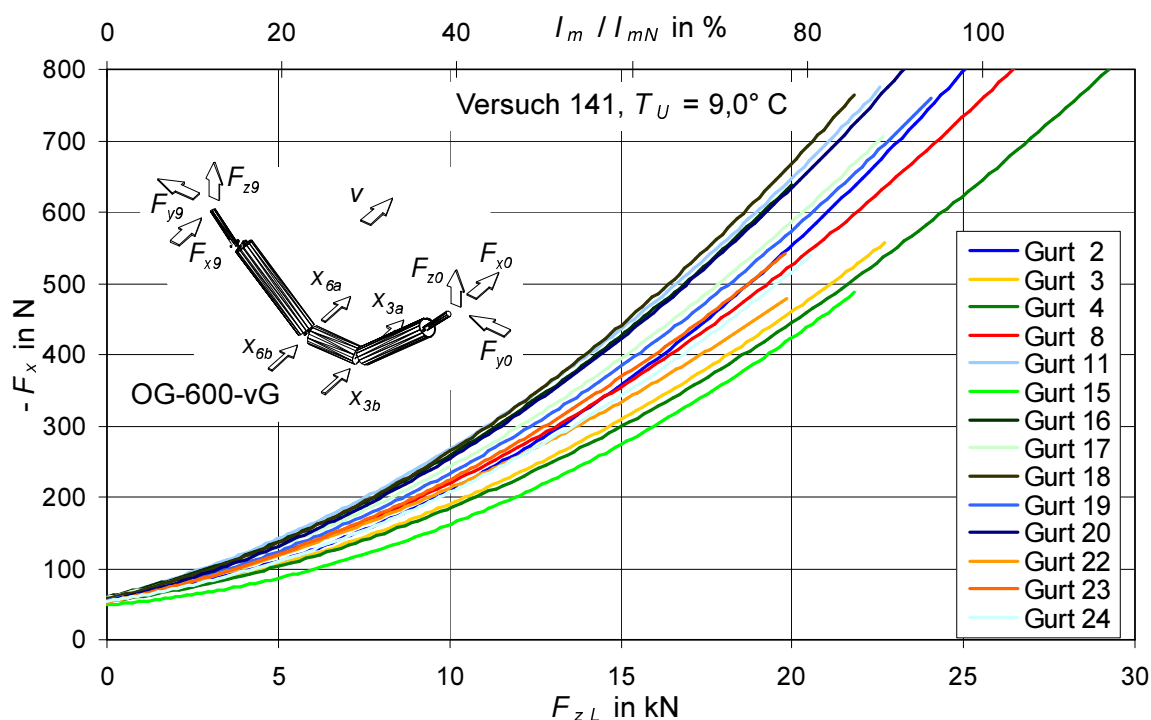


Bild 6.28: Horizontalkraft $-F_x$ in Abhängigkeit von der Vertikalkraft F_{zL} an der Messstation M22, OG-600-vG, für die 14 Gurte 2 bis 24 (Versuch 141)

6.2.2.4 Vergleichende Zusammenstellung der Ergebnisse zu den Untersuchungen an den Gurten

Die an den einzelnen Tragrollenanordnungen sehr hohen gemessenen Differenzen im Bewegungswiderstand für die untersuchten Gurtabschnitte mit unterschiedlicher laufseitiger Deckplattenqualität zeigen das enorme Einsparpotenzial, das durch die gezielte Deckplattenentwicklung möglich ist.

Ein nicht direkt zu beeinflussender Aspekt ist die "Alterung des Gummis". Hier zeigte sich bei den Felduntersuchungen für zwei Gurte (Gurt 20, Gurt 2) mit gleicher laufseitiger Deckplattenqualität nach einem zweimonatigen im Vergleich zu einem mehrjährigem Betriebseinsatz eine deutliche Reduzierung des Bewegungswiderstandes. Diese Beobachtung deckt sich mit den Ergebnissen der Laboruntersuchungen zum Eindrückrollwiderstand an Gurten mit einer laufseitigen Deckplattenqualität eines anderen Herstellers (siehe Kapitel 4.4). Die Laboruntersuchungen zeigten, dass ein von Sonnenstrahlen geschützt mehrjährig gelagerter und nicht im Betriebseinsatz gewesener Gurt eine deutliche Verminderung des Eindrückrollwiderstandes aufweist. Ein Gurt mit mehrjährigem Betriebseinsatz zeigt eine noch größere Verminderung, wobei hier die Ursache auch an der infolge des Gurtverschleißes veränderten Deckplattendicke liegen kann. Alterungsbedingte Veränderungen des Gummis der laufseitigen Deckplatte führen nach dem bisherigen Erkenntnisstand zu einer deutlichen Reduzierung des Bewegungswiderstandes. Des Weiteren zeigte sich, dass die von den jeweiligen Gurtherstellern entwickelte energieverbrauchsoptimierte Deckplattenqualität jeweils günstigere Bewegungswiderstände aufwies als die entsprechende Standardqualität desselben Herstellers. Diese im Hinblick auf die Reduzierung ihres Bewegungswiderstandes entwickelten laufseitigen Deckplattenqualitäten zeigen aber unter Umständen Veränderungen ihrer mechanischen Eigenschaften gegenüber Verschleiß, Schlitzwiderstand etc., so dass hier vor dem Einsatz dieser optimierten Deckplattenqualitäten genauere Untersuchungen und Weiterentwicklungen erforderlich sind, bevor diese sich im praktischem Betriebseinsatz etablieren können.

Erstaunlich war der Umstand, dass keine energieverbrauchsoptimierte Deckplattenqualität günstigere Bewegungswiderstände aufwies als eine mehrjährig im Betriebseinsatz gewesene Standardqualität eines Herstellers (Gurt 4). Leider konnte ein Gurt mit dieser Deckplattenqualität nicht im fabrikneuem Zustand untersucht werden, da Gurte mit dieser Gummimischung nicht mehr hergestellt werden. Der bei den Feldmessungen untersuchte Gurt 17 mit einer in die laufseitige Deckplatte eingebrachten Armierung zeichnete sich durch eine Verringerung des Bewegungswiderstandes im Vergleich zu einem Gurt mit derselben laufseitigen Deckplattenmischung aus. Die hier ermittelten Einsparungen lagen für die beladene Gurtförderanlage mit einem Auslastungsgrad von 80 % bei ca. 10 %. Bei geringer Beladung vermindert sich dieser Vorteil und macht sich bei leerer Gurtförderanlage nicht mehr bemerkbar.

Zu bemerken ist, dass sich für die verschiedenen untersuchten Tragrollenanordnungen die Unterschiede im Bewegungswiderstand zwischen den Gurten verändern. So sind an der Tragrollenanordnung mit drei gleich langen Tragrollen (OG-1000-eT) die Differenzen zwischen dem Gurt mit dem günstigsten und dem mit dem ungünstigsten Bewegungswiderstand am geringsten. An der Girlande OG-600-vG sind diese Differenzen am größten. Hier kann vermutet werden, dass sich die unterschiedliche Normalkraftverteilung, die differierende Muldungsgeometrie sowie die Mantellänge der Mitteltragrolle der Girlandengeometrien unterschiedlich auf den Bewegungswiderstand der verschiedenartigen Gurte auswirkt. Die Ursache dieses Umstandes ist im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter verfolgt worden und bedarf weiterer Untersuchungen.

6.2.3 Örtliche Gurtzugkraft

Zur Abschätzung des Einflusses der örtlichen Gurtzugkraft wurde für einen Versuch die Schwingenkraft an der Antriebsstrommel 2 (siehe Bild 5.26) mit Hilfe der Spannwinde in Bereichen variiert, die den Betrieb der gesamten Förderstrecke nicht störten. Abschaltungen wegen Überlast oder Schlupf an den Antrieben wurden vermieden. Die für den normalen Betrieb der Versuchsgurttörderanlage eingestellte Schwingenkraft im Stillstand betrug während der ersten Monate 1800 kN und wurde infolge einer betrieblichen Umstellung auf 1400 kN abgesenkt. Nach jedem Entspannen des Fördergurtes zur Justierung der Messstationen in der Messstrecke wurde die Schwingenkraft wieder auf den aktuellen Betriebswert eingestellt. Bei der Durchführung des Versuches mit variiert Schwingenkraft lag der Betriebswert bei 1400 kN im Stillstand. Dieser Wert wurde im Betrieb der Anlage abgesenkt und ist später wieder erhöht worden. Es wurden Schwingenkraften bezogen auf den Stillstand von ca. 1000 kN bzw. ca 1600 kN erreicht. Gemäß der Ausführungen in Abschnitt 5.3.3 zur Gurtzugkraftberechnung wurde mit Hilfe der Gleichung (99) die örtliche Gurtzugkraft an der Messstation M01 bestimmt. Auf Grund der eingestellten Werte für die Schwingenkraft ergab sich in Verbindung mit den Betriebsbedingungen wie Beladungsverteilung etc. eine örtliche Gurtzugkraft F_T an der Messstation M01 zwischen 930 kN und 1 405 kN. Bei Berücksichtigung des Gurtgewichtes $162,4 \text{ kg/m}$ und der Vertikalkraft $F_{zL} = 20 \text{ kN}$ entsprechen diese Gurtzugkräfte nach der in der DIN 22101 angegebenen Beziehung zwischen Gurtzugkraft und dem rel. Gurtdurchhang Beträgen von $h_{rel} = 0,58 \text{ ‰}$ bzw. $h_{rel} = 0,38 \text{ ‰}$. In Bild 6.29 ist die Horizontalkraft an der Messstation M01 in Abhängigkeit der Vertikalkraft F_{zL} und der örtlichen Gurtzugkraft F_T aufgetragen. Festzustellen ist, dass sich die für drei Gurtzugkraftbereiche ergebenden Graphen im unteren Lastbereich nicht unterscheiden und erst ab einer Vertikalkraft F_{zL} von ca. 15 kN etwas größere Horizontalkräfte bei den verringerten örtlichen Gurtzugkräften auftreten. Die Messpunkte, die sich bei dem blauen Graphen durch eine deutlich höhere Horizontalkraft auszeichnen, ergeben sich aus höheren Kräften infolge des Schwankens der Förderguteigenschaften. Es zeigt sich somit, dass die Eigenschaften des Fördergutes sich erheblich stärker auf die Horizontalkraft an der Bezugsmessstation auswirken als die örtliche Gurtzugkraft, selbst bei drastischer Veränderung der Schwingenkraft in den oben angegebenen Bereichen.

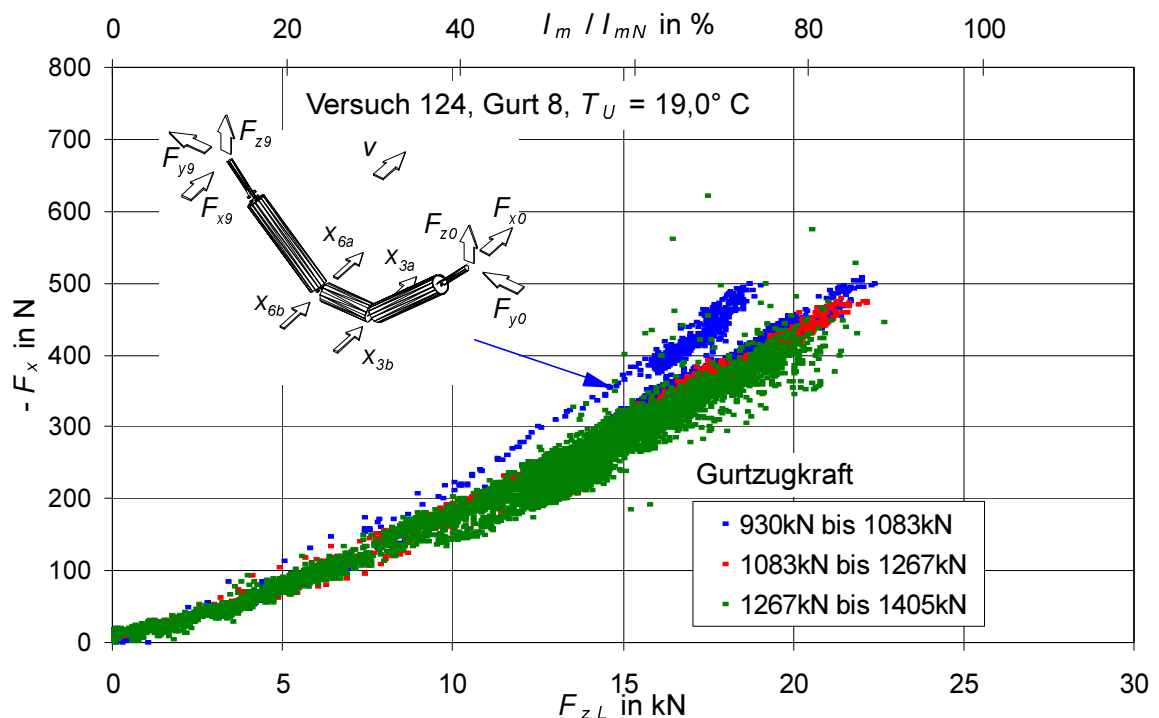


Bild 6.29: Horizontalkraft F_x an der Bezugsgirlande in Abhängigkeit von der Vertikalkraft F_{zL} für drei verschiedene Klassen der örtlichen Gurtzugkraft F_T

6.3 Betrachtung der Vorgänge beim Lauf des Gurtes über die Seitentragrolle

In Kapitel 6.1 ist festgestellt worden, dass Axialkräfte auf den Seitentragrollen wirken, die je nach Muldungsgeometrie die Tragrollen nach außen oder nach innen zur Mitteltragrolle drücken. Bei den weitreichenden messtechnischen Untersuchungen zum Bewegungswiderstand an diversen Tragrollenanordnungen sind des Weiteren besondere Erkenntnisse zum Lauf des Gurtes über die Seitentragrolle festgestellt worden. Zur Verdeutlichung dieser Vorgänge werden im Folgenden Ergebnisse zum einen zu den einzelnen gemessenen Horizontalkraftkomponenten an der Messstation M06 mit der gefesselten Girlanden OG-600-eT, zum anderen zu vereinfachten Drehzahlmessungen an einer geteilten Seitentragrolle einer Girlande OG-1000-eT vorgestellt.

6.3.1 Horizontalkräfte der gefesselten Girlande OG-600-eT

Die gefesselten Girlanden OG-600-eT, OG-600-vM, OG-600-dM in den Messstationen M06, M05 und M04 waren gem. Bild 5.2 (siehe Tabelle 22) in umgekehrter Reihenfolge wie die entsprechenden freihängenden Girlanden der Messstationen M01, M02 und M03 in die Messstrecke eingebaut. Die Messstellen der gefesselten Girlanden sind in verschiedenen Konfigurationen mit anderen Messstationen, aber immer mit der freihängenden Girlande OG-600-eT in der Messstation M01 simultan gemessen worden.

Für den direkten Vergleich zwischen einer gefesselten Girlande OG-600-eT (Messstation M06) und der entsprechend freihängenden Girlande (Messstation M01) ist in Bild 6.30 die jeweils gemessene Horizontalkraft $-F_x$ in Abhängigkeit von der jeweils gemessenen Vertikalkraft F_{zL} aufgetragen. Darin wurde die Kraft $-F_x$ der gefesselten Girlande nach Gleichung (74) ermittelt. Für $F_{zL} = 0$ kN beträgt die Horizontalkraft der Bezugsgirlande im Mittel 40 N und erreicht nach

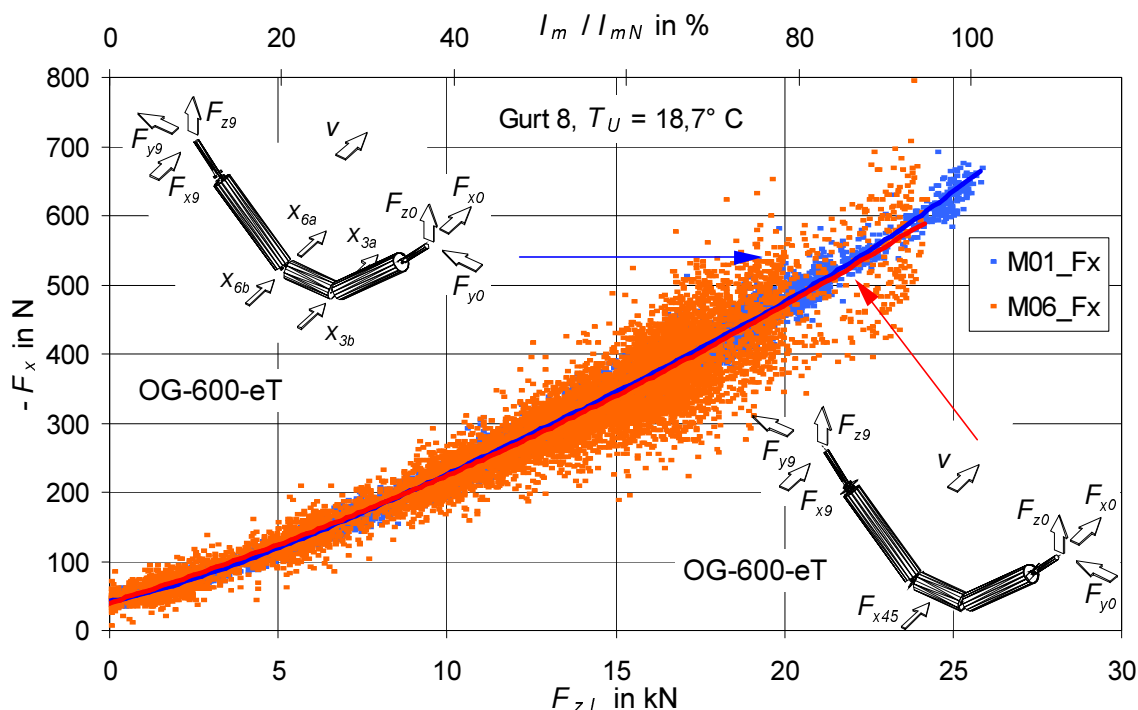


Bild 6.30: Horizontalkraft $-F_x$ in Abhängigkeit von der Vertikalkraft F_{zL} an der freihängenden und an der gefesselten Girlande OG-600-eT

einem progressiven Verlauf bei $F_{zL} = 20$ kN den Wert 475 N. Der Verlauf der Horizontalkraft $-F_x$ an der gefesselten Girlande (M06) unterscheidet sich im Mittel kaum von dem der freihängenden Girlande. Bei der Vertikalkraft $F_{zL} = 20$ kN erreicht die gemessene Horizontalkraft hier 470 N. Bei der Betrachtung der beiden Graphen kann jedoch festgestellt werden, dass die Messwerte für die gefesselte Girlande (M06) erheblich mehr streuen als die bei der freihängenden Girlande. Diese Streuung kann dadurch erklärt werden, dass an der gefesselten Girlande Kraftstöße, die aus Störungen im Fördergurt oder aus den Förderguteigenschaften resultieren, nicht durch Auslenkung der Girlande gemindert werden können, sondern direkt auf die Kraftmessgeber wirken.

In Bild 6.31 sind neben der Ausgleichskurve der Horizontalkraft $-F_x$ (linke Ordinate) auch deren gemessene Kraftkomponenten F_{x0} , F_{x45} und F_{x9} gem. Bild 5.8 und 5.9 (rechte Ordinate) über der Vertikalkraft F_{zL} aufgetragen. Die Kraftkomponente $-F_{x45}$ hat bei $F_{zL} = 0$ kN im Mittel den Wert 62 N und steigt mit zunehmender Vertikalkraft annähernd linear an. Bei einer Vertikalkraft von ca. 17,5 kN schneidet ihr Graph den der Horizontalkraft bei $-F_x = 405$ N und erreicht bei $F_{zL} = 20$ kN den Wert 446 N. Die Graphen der Horizontalkräfte $-F_{x0}$ und $-F_{x9}$ der Aufhängepunkte haben einen parabelförmigen Verlauf und sind annähernd parallel zueinander. Bei einer Vertikalkraft von $F_{zL} = 0$ kN haben sie Werte von -8 N bzw. -14 N, ein Minimum bei $F_{zL} = 8,0$ kN beträgt $-F_{x9} = -15$ N bzw. $-F_{x0} = -25$ N und erreichen für $F_{zL} = 20$ kN die Werte 18 N bzw. 6 N. Dass die Horizontalkräfte $-F_{x0}$ und $-F_{x9}$ der Aufhängepunkte der gefesselten Bezugsgirlande im Bereich $F_{zL} < 18,5$ kN negative Werte annehmen, bedeutet, dass diese in Förderichtung zeigen. Dieser Sachverhalt resultiert offensichtlich aus den sehr großen Differenzen bei der Normalkraftverteilung auf die Seitentragrollen für die Muldungsgeometrie mit einer kurzen Mitteltragrolle OT-600-eT (siehe Abschnitt 6.1) und der dadurch einstellenden Horizontalkraftverteilung entlang des Mantels der Seitentragrolle. Erklärungsansätze werden später gegeben.

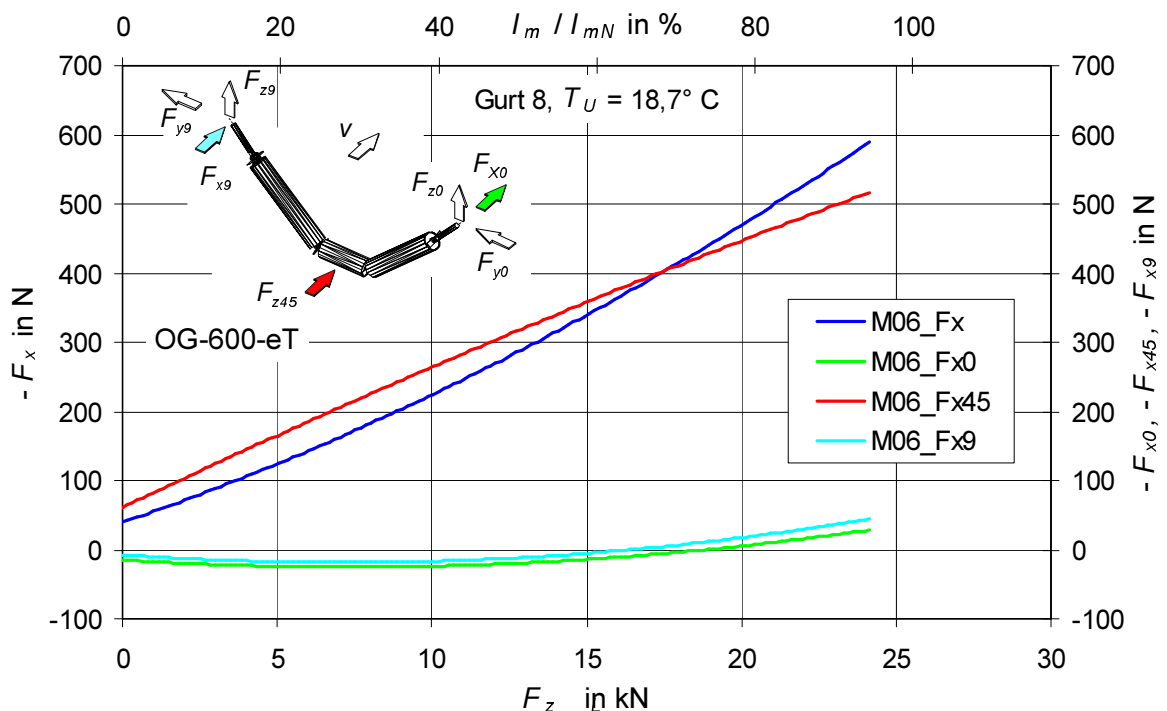


Bild 6.31: Horizontalkraft $-F_x$ und ihre gemessenen Komponenten $-F_{x0}$, $-F_{x45}$ und $-F_{x9}$ in Abhängigkeit von der Vertikalkraft F_{zL} an der gefesselten Girlande OG-600-eT

6.3.2 Drehzahlmessungen an einer geteilten Seitentragrolle

Zur weiteren Untersuchung des oben beschriebenen Sachverhaltes der in Förderrichtung wirkenden Kräfte sind an der jeweiligen Mitteltragrolle und den zugehörigen Seitentragrollen der Girlanden der Versuchsgurtförderanlage Drehzahlen und Differenzdrehzahlen ermittelt worden. Bei ersten Vorversuchen sind mit Hilfe eines Stroboskopes und manueller Zeitmessung Differenzdrehzahlen zwischen einer Mitteltragrolle und einer benachbarten Seitentragrolle ermittelt worden. Erste Ergebnisse für die freihängenden Girlanden OG-600-eT und OG-1000-eT zeigten, dass die Mitteltragrolle sich schneller dreht als die Seitentragrolle. Hier ergaben sich aber wegen der ungenauen manuellen Zeitmessung, aufgrund der Beladungsschwankungen sowie infolge des Einflusses mehrerer Gurtabschnitte als Ursache der langen Messzeiten sehr große Streuungen der Ergebnisse. Es konnte aber festgestellt werden, dass sich nach Gleichung (87) bezogene Drehzahldifferenzen in Höhe von 0 bis 1 % ergaben.

Auf der Grundlage dieser ersten Ergebnisse wurden Differenzdrehzahlen an einer Girlande OG-1000-eT mit einer geteilten Seitentragrolle (siehe Kapitel 5.2.5, Bild 5.23 und Anhang 10.4, Bild 10.1) mittels Inkrementalscheibe mit einem Skalenteil und direkter Impulserfassung durchgeführt. Die Messzeit konnte mit diesem Versuchsaufbau im Vergleich zur Stroboskopmessung von über 2 Minuten auf ca. 20 s reduziert werden. Durch die direkte Messerfassung der Impulse war eine Zuordnung zur Beladung möglich geworden, jedoch erwies sich die erforderliche Messzeit immer noch als zu lang.

So können an dieser Stelle nur vereinfachte Angaben zu den zu erwartenden Drehzahldifferenzen zwischen der Drehzahl der Mitteltragrolle n_{45} , der ungeteilten Seitentragrolle n_{67} , der äußeren Hälfte und der inneren Hälfte der geteilten Seitentragrolle n_2 bzw. n_3 in Abhängigkeit von der Vertikalkraft F_{zL} gemacht werden. Die ermittelten Werte sind in Tabelle 35 zusammengestellt. Für die geteilte Seitentragrolle konnten folgende Beobachtungen gemacht werden:

- Bei unbeladener Gurtförderanlage blieb der innere Teil 3 der geteilten Seitentragrolle infolge des Abhebens des Gurtes stehen,
- bei mittlerer Beladung blieb der äußere Teil 2 der geteilten Seitentragrolle infolge des Abhebens des Gurtes stehen,
- nur bei höheren Massenströmen ab einem Auslastungsgrad von $\frac{l_m}{l_{mN}} = 70 \%$ drehen sich beide Tragrollenhälften,

so dass sich für die Betriebszustände bei denen eine Tragrollenhälfte stehen blieb, keine Werte angegeben werden konnten. Ohne Beladung ergaben sich für die äußere Tragrollenhälfte Teil 2 keine eindeutigen Werte. Die Rollenhälfte drehte sich zwischenzeitlich deutlich langsamer. Für die ungeteilte Seitentragrolle ergaben sich relative Drehzahldifferenzen in Höhe von 0 bis 0,5 %.

Tabelle 35: Zusammenstellung der ermittelten Differenzdrehzahlen nach Gleichung (87) für die Girlande OG-1000-eT mit geteilter Seitentragrolle

	$\Delta n_{2-45} / n_0$	$\Delta n_{3-45} / n_0$	$\Delta n_{2-3} / n_0$
Leerlauf	(1-10 %)	-	-
Beladung mit Förderlücken	-	0,9 %	-
Beladung 80-100%	1,2 %	0,2 %	1,0 %
Bezugsdrehzahl $n_0 = 10 \text{ }^1/\text{s}$			

6.3.3 Erklärungsansätze zu den Vorgängen auf den Seitentragrollen

Wie schon Schwarz /30/ gezeigt hat, hängt die Eindrücksteifigkeit und die Berührbogenlänge direkt von der Normalkraftbelastung auf den Gurt ab. Weist die Eindrücksteifigkeit beim Eindrücken einer Tragrolle mit dem Durchmesser d_R in den Gurt mit zunehmender Belastung eine progressive Zunahme auf, so nimmt die Berührbogenlänge degressiv zu. Beeinflusst werden diese Kennwerte durch den Gurtaufbau, die örtliche Gurtzugkraft und andere Faktoren, die im Rahmen der Feldmessung nur bedingt untersucht und erfasst werden konnten. Schwarz ermittelte für einen Textilgurt mit einer beidseitigen Deckplattendicke von 3 mm in statischen Versuchen die theoretische Eindringtiefe in Abhängigkeit der Normalkraftbelastung unter Veränderung des Tragrollendurchmessers und der Gurtzugkraft. Für eine Auflast von 9 N/mm lagen die von ihm ermittelten Eindrücktiefen für einen Tragrollendurchmesser von $d_R = 192,5$ mm in einem Bereich von 0,3 bis 0,4 mm. Er berechnet hieraus die theoretische Sehnenlänge und setzt diese der theoretischen Bogenlänge gleich, da sich für seine weiterführenden Betrachtungen keine nennenswerten Fehler aus der Gleichsetzung zwischen Bogen und Sehne ergeben.

Es ist aber festzustellen, dass für die bezogene Differenz der theoretischen Bogenlänge und der theoretischen Sehnenlänge nach der Gleichung

$$s_{rel} = \frac{b' - s'}{s'} 100 \% \quad (106)$$

sich mit den oben angegebenen Tragrollendurchmesser bei einer Eindringtiefe von 0,35 mm ein Wert von 0,121 % ergibt. Wie sich dieser Wert bei größerer Deckplattendicke verhält, kann an dieser Stelle nicht abgeschätzt werden; er liegt aber im Bereich der zwischen der inneren Seitentragrolle und der Mitteltragrolle bei einem Auslastungsgrad von 80% gemessenen Drehzahldifferenzen. Weiterführend muß beachtet werden, dass die Tragrollen der Versuchsgurttförderanlage ca. 0,5 mm tiefe Drehrillen infolge des Fertigungsprozesses aufweisen. Zusätzlich können somit Durchmesseränderungen durch Laufen des Gurtes auf der oberen Kontur der Drehrillen bei geringer Normalkraftbelastung und Laufen des Gurtes in den Drehrillen bei hoher Normalkraftbelastung die sich einstellende Drehzahl beeinflussen.

Nun ergibt sich nach den Ergebnissen aus Kapitel 6.1 und z.B. nach /33/, /26/ und /39/ eine ungleichförmige Normalkraftbelastung auf den Tragrollen. Beispielsweise hat Grabner /39/ durch seinen Messaufbau ungleichförmige Normalkraftverteilung auf der Mitteltragrolle nachgewiesen. Infolge der großen Unterschiede in der Normalkraftverteilung auf den Tragrollen würden sich unterschiedliche Drehzahlen jeweilig pro Mantellängeneinheit einstellen, wenn eine Tragrolle aus unendlich vielen schmalen, frei drehbaren Scheiben bestehen würde. Für den Tragrollenmantel wird sich aber eine mittlere Drehzahl einstellen, so dass angetriebene und treibende Bereiche auf den Tragrollen entstehen. Für die Seitentragrolle bedeutet dieses, dass im unteren Bereich zur Mitteltragrolle hin, also wo die hohe Normalkraftverteilung wirkt, die Tragrolle angetrieben wird und im oberen Bereich, wo nur der leere Gurt aufliegt, die Tragrolle den Gurt antreibt. Die Summe der an dem Tragrollenmantel tangential angreifenden Kräfte ist gleich dem Tragrollenlaufwiderstand der entsprechenden Tragrolle.

Die an der gefesselten Girlande OG-600-eT an den oberen Aufhängepunkten gemessenen und in Laufrichtung zeigenden Kräfte resultieren somit aus dem infolge der treibenden und getriebenen Bereiche wirkenden Kräftepaar auf der Seitentragrolle.

6.4 Vergleich unterschiedlicher Tragrollenanordnungen

Ein wesentlicher Bestandteil der vorliegenden Arbeit waren vergleichende Untersuchungen der unterschiedlichen Tragrollenanordnungen im Hinblick auf die Größe ihrer Bewegungswiderstände im direkten Vergleich der freihängenden Girlande mit der Tragrollenanordnung OG-600-eT (siehe Kapitel 5.1). Infolge der Vielzahl an Messstellen und der begrenzten Erfassungsmöglichkeit konnten in diversen Versuchsreihen immer nur einige Tragrollenanordnungen simultan untersucht werden.

Wie schon in Kapitel 6.2.1 gezeigt wurde, unterschieden sich die Versuchsbedingungen wie Fördergut, Umgebungstemperatur, zeitliche Beladungsverteilung etc. während der einzelnen Versuchsreihen erheblich voneinander, so dass ein direkter Vergleich der Messergebnisse an den einzelnen Messstationen nur dann möglich ist, wenn diese zeitgleich erfasst wurden. Aus diesem Grund werden nachfolgend die messtechnisch erfassten Bewegungswiderstände der einzelnen simultan untersuchten Messstationen jeweils graphisch über der Auflast dargestellt. Um den direkten Einfluß der Tragrollenanordnung auf den Bewegungswiderstand vergleichen zu können, sind des Weiteren an den Stationen, an denen die Tragrollenlaufwiderstände bekannt waren (siehe Kapitel 4.2.4), diese von den Horizontalkräften abgezogen worden. Die sich ergebende Differenzkraft $-F_x - U'$ beinhaltet nur noch die Walkwiderstands- und Sturzwiderstandsanteile. (Faltblatt Anhang 10.1)

6.4.1 Bewegungswiderstand der freihängenden Girlanden

Nachfolgend werden nun ausgewählte Ergebnisse zu den Messungen der Bewegungswiderstände an den freihängenden Sondergirlanden jeweils mit denen der freihängenden Girlande OG-600-eT verglichen.

6.4.1.1 Vergleich der Girlande OG-600-eT mit der Girlande OG-1000-eT

In Bild 6.32 ist die gemessene Horizontalkraft $-F_x$ über der gemessenen Vertikalkraft F_{zL} gem. Gleichung (70) der Messstationen M01 mit der Tragrollenanordnung OG-600-eT und der Messstation M16 mit der Tragrollenanordnung OG-1000-eT aufgetragen. Aufgrund der Schlussfolgerungen aus Abschnitt 6.2.2 ist in dem Diagramm nur der Gurt 8 berücksichtigt. Im Leerlauf wirkt an der Tragrollenanordnung OG-600-eT eine Horizontalkraft $-F_x$ in Höhe von ca. 30 N. An der Girlande OG-1000-eT ist die Horizontalkraft höher und hat einen Wert von ca. 75 N. Der Graph für die Tragrollenanordnung OG-600-eT (Messstation M01) weist einen progressiven Verlauf auf und erreicht bei einer Vertikalkraft von $F_{zL} = 20$ kN im Mittel die Horizontalkraft $-F_x = 450$ N. Der Graph für die Girlande OG-1000-eT (Messstation M16) zeichnet sich durch einen weniger stark progressiven Verlauf aus, und die Horizontalkraft erreicht bei gleichem Betrag für F_{zL} den mittleren Wert von $-F_x = 442$ N. Der absolute Bewegungswiderstand an der Messstation M01 ist im Vergleich zu dem an der Messstation M16 im Belastungsbereich von 0 kN bis zum Schnittpunkt der beiden Graphen bei $F_{zL} = 14$ kN niedriger.

Der Bewegungswiderstand an einer Girlandenstation setzt sich gem. Abschnitt 2.2 aus dem Tragrollenlaufwiderstand, dem Walkwiderstand und dem Sturzwiderstand zusammen. Im Leerlauf ist der Bewegungswiderstand an einer gut ausgerichteten Girlandenstation größten-

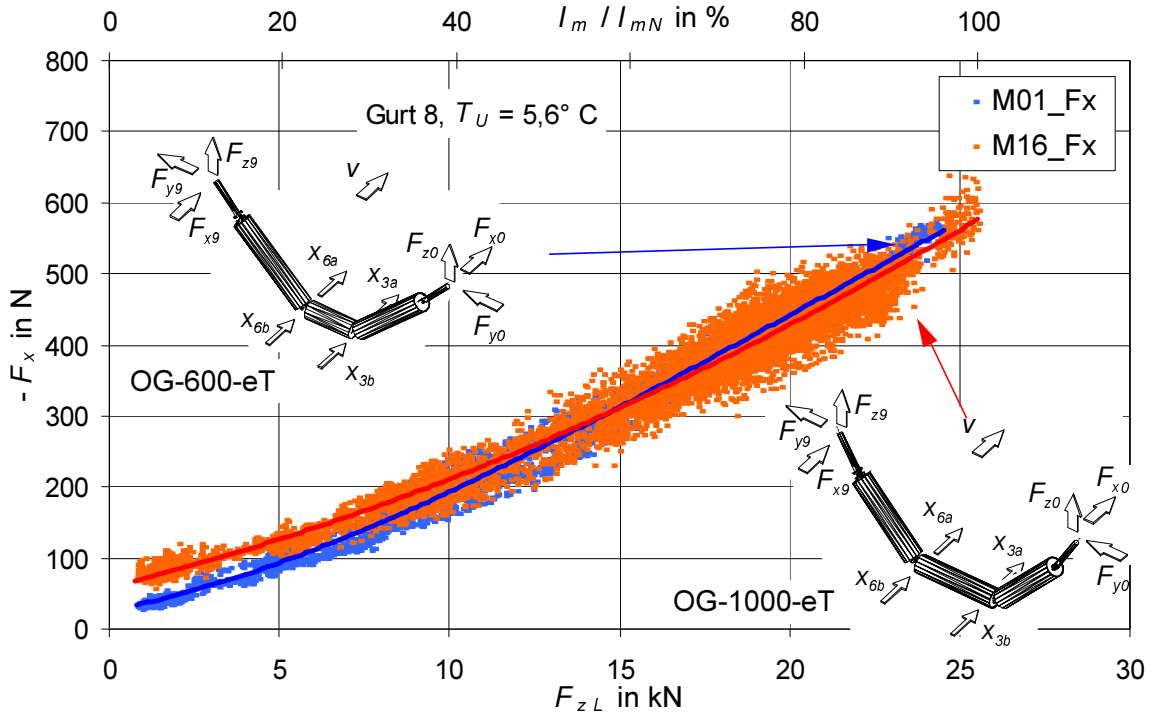


Bild 6.32: Horizontalkraft $-F_x$ in Abhängigkeit von der Vertikalkraft F_{zL} an den freihängenden Girlanden der Messstation M01 (OG-600-eT) und M16 (OG-1000-eT)

teils durch den Tragrollenlaufwiderstand bestimmt. So liegt die Vermutung nahe, dass der wesentlich größere Bewegungswiderstand an der Girlande OG-1000-eT (Messstation M16) auf einen erhöhten Tragrollenlaufwiderstand zurückzuführen ist, zumal alle freihängenden Girlanden dieses Typs mit neueren Tragrollen eines anderen Fabrikats ausgerüstet waren als die restlichen Girlanden und Tragrollenstühle der Messstrecke. Aus diesem Grund ist des Weiteren der Tragrollenlaufwiderstand beider Messstationen von der Horizontalkraft $-F_x$ gem.

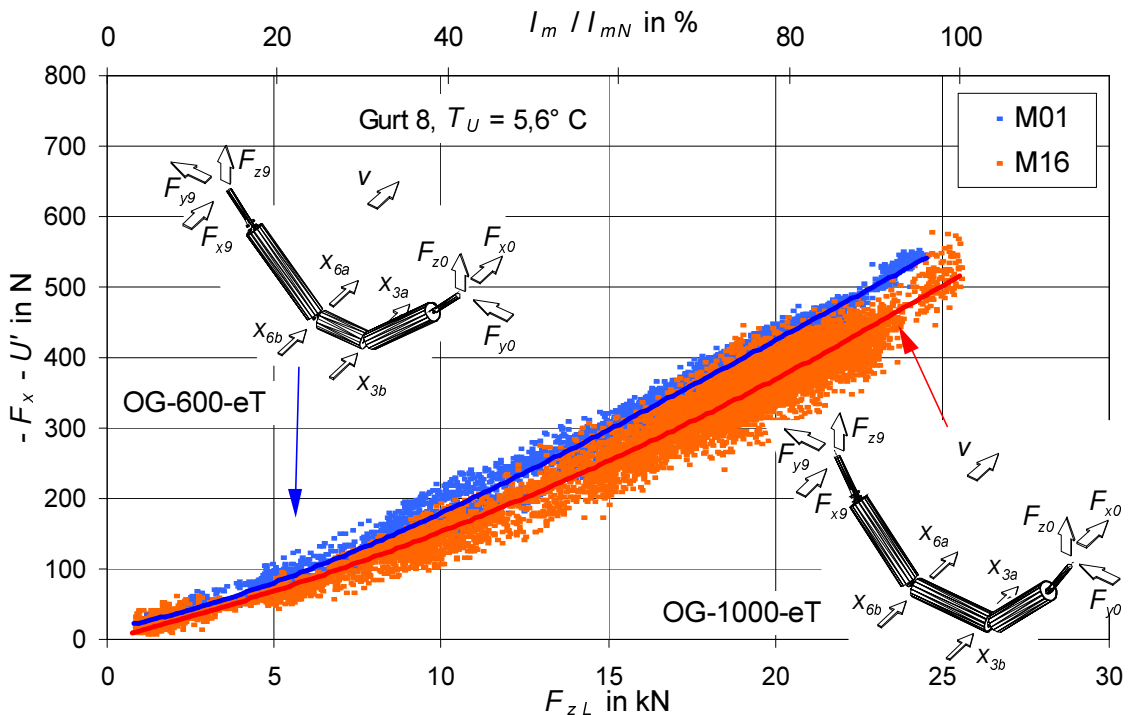


Bild 6.33: Differenzkraft $-F_x - U'$ in Abhängigkeit von der Vertikalkraft F_{zL} an den freihängenden Girlanden OG-600-eT und OG-1000-eT

Bild 6.32 subtrahiert worden. Der jeweilige Laufwiderstand der Girlanden wurde für $T_U = 5,6^\circ\text{C}$ mit Hilfe der Gleichung (69) und den messtechnisch ermittelten Parametern aus Tabelle 16 (Abschnitt 4.2.4) unter Berücksichtigung der Normalkraftverteilung auf die einzelnen Tragrollen gem. Abschnitt 6.1 für die Messstationen M01 und M16 bestimmt. Für die Girlande OG-600-eT der Messstation M01 liegt die Summe des Tragrollenlaufwiderstandes U'_{ges} je nach Beladung zwischen 11 N und 19 N. Für die Girlande mit der Tragrollenanordnung OT-1000-eT der Messstation M16 liegt diese zwischen 57 N und 60 N. Das Bild 6.33 dargestellte Diagramm zeigt die Differenz der Größen $-F_x$ und U' in Abhängigkeit von der Vertikalkraft F_{zL} für die beiden Girlanden OG-600-eT und OG-1000-eT. Bei leerlaufender Gurtförderanlage unterscheiden sich die Graphen der beiden Girlanden nur unwesentlich voneinander, wobei mit steigender Beladung die Differenzkraft $-F_x - U'$ an der Tragrollenanordnung OG-600-eT stärker ansteigt. Mit der Vertikalkraft $F_{zL} = 20 \text{ kN}$, was einem Massenstrom von 28800 t/h entspricht, beträgt die Differenzkraft 427 N bei der Tragrollenanordnung OG-600-eT und bei der Tragrollenanordnung OG-1000-eT entsprechend 370 N. Dieses entspricht einer Verringerung von 13 % zugunsten der Girlande mit der längeren Mitteltragrolle. Unter der Annahme und Berücksichtigung eines gleichen Tragrollenlaufwiderstandes beider Messstationen würde sich dieser Wert nur unwesentlich verringern.

Bei der Bewertung dieser Ergebnisse ist noch zu berücksichtigen, dass sich nach Tabelle 11 die Muldungswinkel der beiden Girlandenformen unterscheiden. Während sich der Muldungswinkel der Girlande OG-600-eT auf einen Wert zwischen 43° und 44° infolge des Fördergurt- und Fördergutgewichtes einstellt, liegt der Muldungswinkel der Girlande OT-1000-eT zwischen 49° und 50° . Da der Muldungswinkel den Bewegungswiderstand an einer Tragrollenstation beeinflusst /33/, /42/, könnte somit bei der Tragrollenanordnung OT-1000-eT der Bewegungswiderstand noch weiter reduziert werden, wenn der Muldungswinkel konstruktiv reduziert würde, ohne dass dieses eine Reduzierung des theoretischen Füllquerschnittes der Muldungsgeometrie zur Folge hätte.

6.4.1.2 Vergleich der Girlande OG-600-eT mit der Girlande OG-600-vM

Die freihängende Girlande OG-600-vM mit der versetzten Mitteltragrolle war mit einem Versatz von 60 mm ausgeführt (s. Bild 5.3 bzw. Tabelle 21) und wurde zu Beginn des Versuchszeitraumes als erstes im Vergleich zur Bezugsmessgirlande untersucht. Im Bild 6.34 sind die an den Messstationen M01 (OG-600-eT) und M02 (Girlande mit versetzter Mitteltragrolle OT-600-vM) gemessenen Horizontalkräfte $-F_x$ in Abhängigkeit von der Vertikalkraft F_{zL} aufgetragen. Der Verlauf der Graphen ist denen in Bild 6.32 ähnlich. Der blau dargestellte Graph der Bezugsmessgirlande M01 hat bei Leerlauf die Horizontalkraft $-F_x = 60 \text{ N}$ und steigt mit zunehmendem Auslastungsgrad progressiv an. Bei einem Auslastungsgrad von 78 % wirkt eine Horizontalkraft von $-F_x = 500 \text{ N}$. Der rot dargestellte Graph der Messgirlande mit der versetzten Mitteltragrolle verläuft weniger stark progressiv. Mit einer Horizontalkraft von 80 N bei Leerlauf erreicht die Horizontalkraft für diese Girlandenausführung bei einem Auslastungsgrad von 78 % eine Horizontalkraft in Höhe von 480 N. Während die Messgirlande mit der versetzten Mitteltragrolle bei Leerlauf rund 33 % ungünstiger ist, ergibt sich für den Auslastungsgrad von 78 % ein um 4 % günstigerer Betrag der Horizontalkraft als bei der Bezugsgirlande.

Nach dem im vorherigen Abschnitt herausgestellten Einfluss des Tragrollenlaufwiderstandes

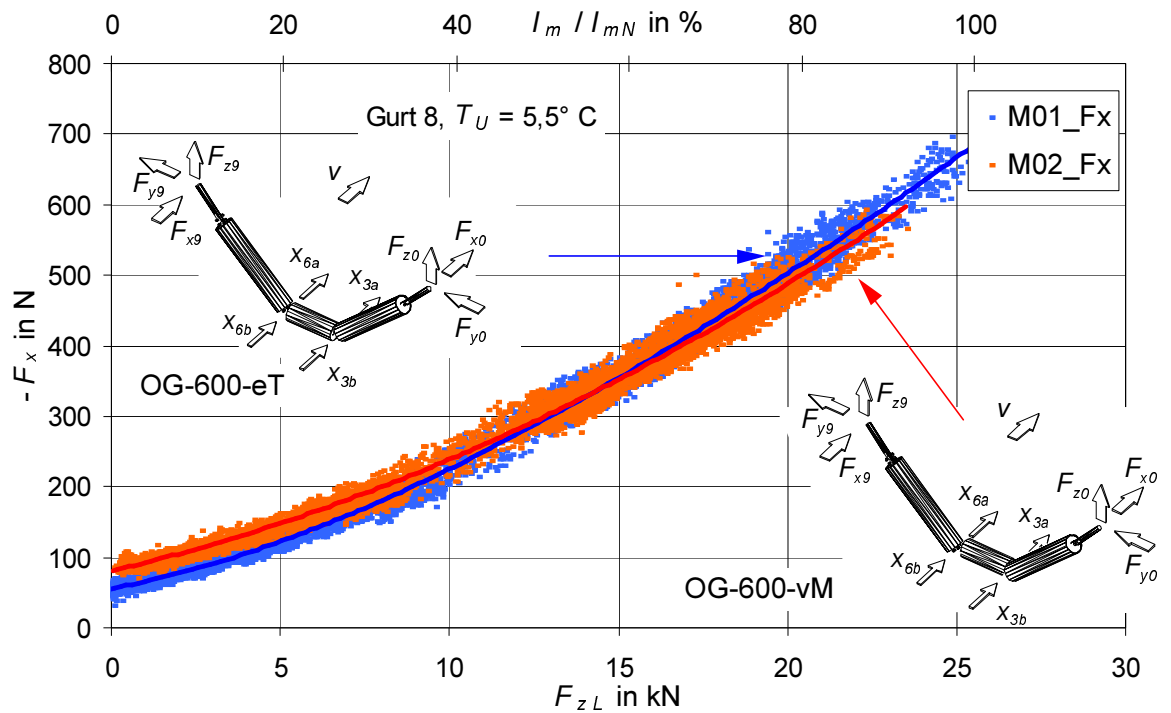


Bild 6.34: Horizontalkraft $-F_x$ in Abhängigkeit von der Vertikalkraft F_{zL} an den freihängenden Girlanden mit ebener Tragrollenanordnung OG-600-eT und mit versetzter Mitteltragrolle OG-600-vM

liegt auch hinsichtlich des großen Horizontalkraftunterschiedes zwischen den beiden Messgirlanden bei Leerlauf der Gurtförderanlage der Schluss nahe, dass der erhöhte Bewegungswiderstand an der Messgirlande mit versetzter Mitteltragrolle im unteren Lastbereich durch einen vergleichsweise höheren Tragrollenlaufwiderstand hervorgerufen wird.

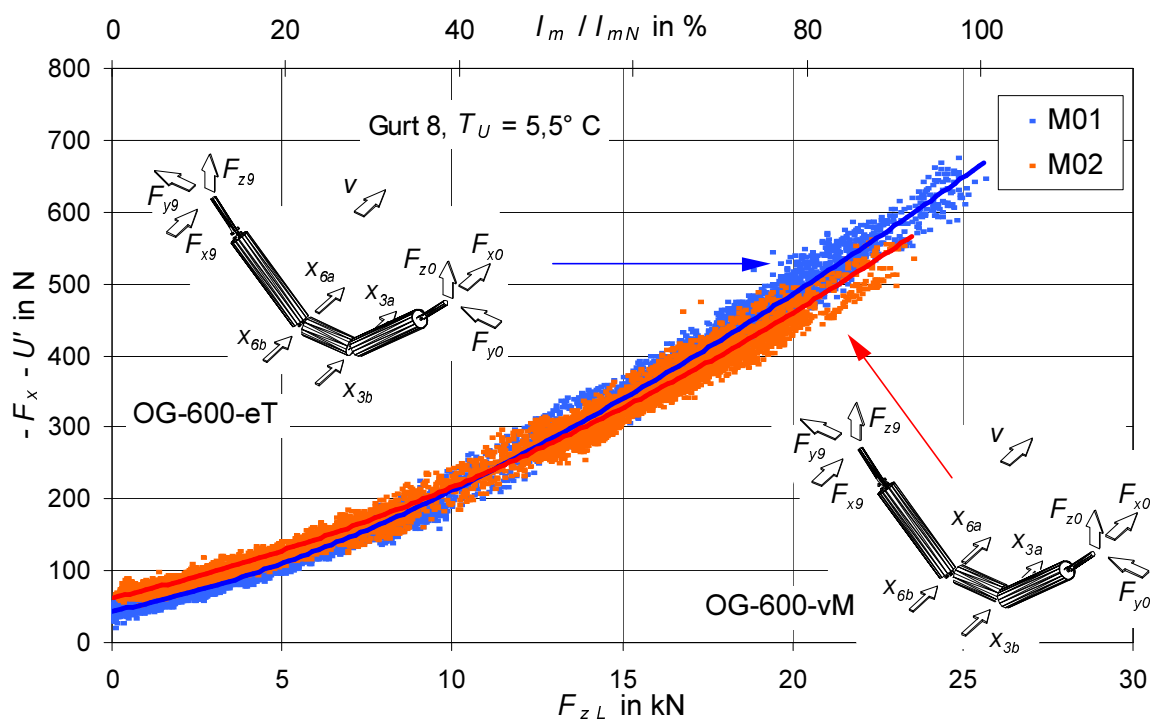


Bild 6.35: Differenzkraft $-F_x - U'$ in Abhängigkeit von der Vertikalkraft F_{zL} an den freihängenden Girlanden mit ebener Tragrollenanordnung OG-600-eT und mit versetzter Mitteltragrolle OG-600-vM

Bei der Untersuchung der Laufwiderstände der Tragrollen der beiden Messgirlanden sind Unterschiede ermittelt worden. Bei der Bewertung dieser Ergebnisse ist aber zu berücksichtigen, dass die Tragrollen auf Grund des unterschiedlichen Ausbauezeitpunkts der jeweiligen Messgirlanden unterschiedliche Betriebszeiten aufweisen und daher aus den messtechnisch ermittelten Tragrollenlaufwiderständen nicht auf die zur Zeit der Messungen wirkenden Laufwiderstände geschlossen werden kann. Dennoch ist zur Abschätzung des Einflusses des Tragrollenlaufwiderstandes dieser bei den Graphen im Bild 6.35 von der Horizontalkraft abgezogen worden. Der Laufwiderstand der Girlanden wurde für $T_U = 5,5^\circ \text{C}$ mit Hilfe der Gleichung (69) und den messtechnisch ermittelten Parametern aus Tabelle 16 (Kapitel 4.2.4) unter Berücksichtigung der Normalkraftverteilung auf die einzelnen Tragrollen gem. Kapitel 6.1 für die Tragrollenanordnung OT-600-eT bestimmt und von der Horizontalkraft $-F_x$ abgezogen. Es ist deutlich zu erkennen, dass sich der Schnittpunkt der beiden Graphen von der Vertikalkraft $F_{zL} = 14,5 \text{ kN}$ auf ca. $12,0 \text{ kN}$ verschoben hat. Die Differenzkraft $-F_x - U'$ weist für den Leerlauf einen etwas geringen Unterschied von 18 N zu Ungunsten der Girlande mit der versetzten Mitteltragrolle auf. Mit Zunahme der Vertikalkraft F_{zL} ergibt sich ein günstigerer Verlauf der Differenzkraft für diese Girlande. Bei einem Auslastungsgrad von 78% , was einer Vertikalkraft $F_{zL} = 20 \text{ kN}$ entspricht, beträgt die Differenz 30 N . Bezogen auf die Horizontalkraft ohne Tragrollenlaufwiderstand der Bezugsgirlande OG-600-eT entspricht sie einem Prozentsatz von 6% .

6.4.1.3 Vergleich der Girlande OG-600-eT mit der Girlande OG-600-dM

Die Messstation M03 mit freihängender Girlande OG-600-dM mit doppelter Mitteltragrolle ($l_m = 600 \text{ mm}$) zeichnet sich durch zwei symmetrisch zur Girlandenebene in einem Abstand von 230 mm angeordneten Tragrollen aus (siehe Bild 5.3 bzw. Tabelle 21). Die an dieser Mess-

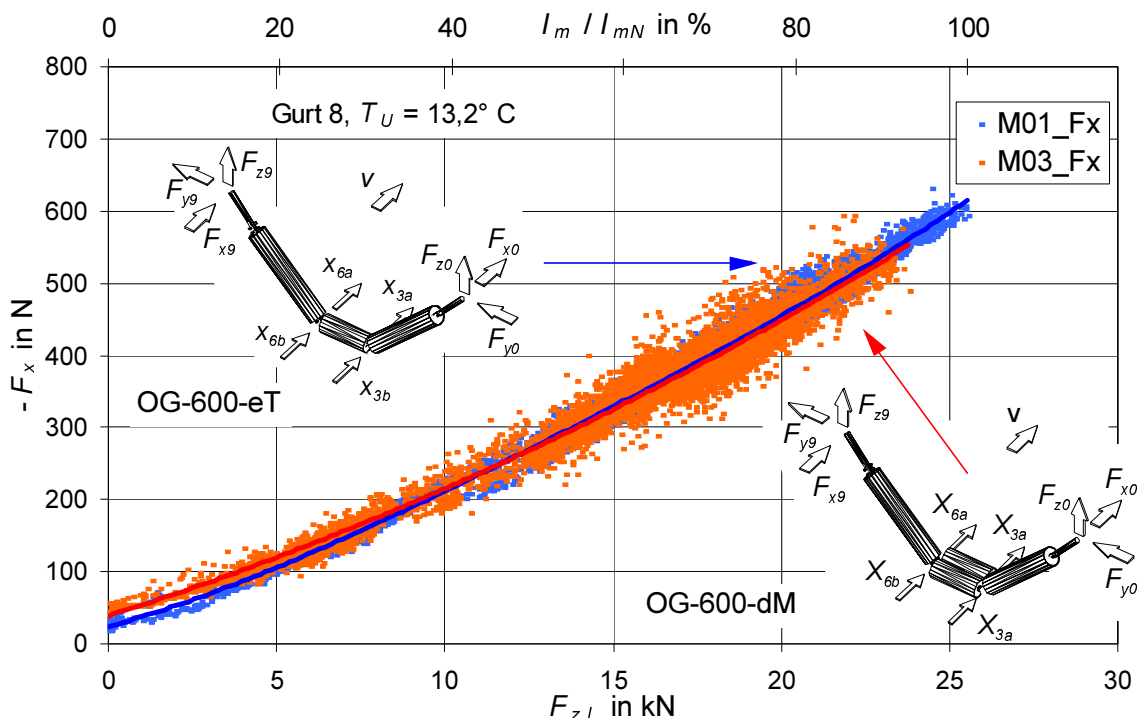


Bild 6.36: Horizontalkraft $-F_x$ in Abhängigkeit von der Vertikalkraft F_{zL} an den freihängenden Girlanden mit ebener Tragrollenanordnung OG-600-eT und mit doppelter Mitteltragrolle OG-600-dM

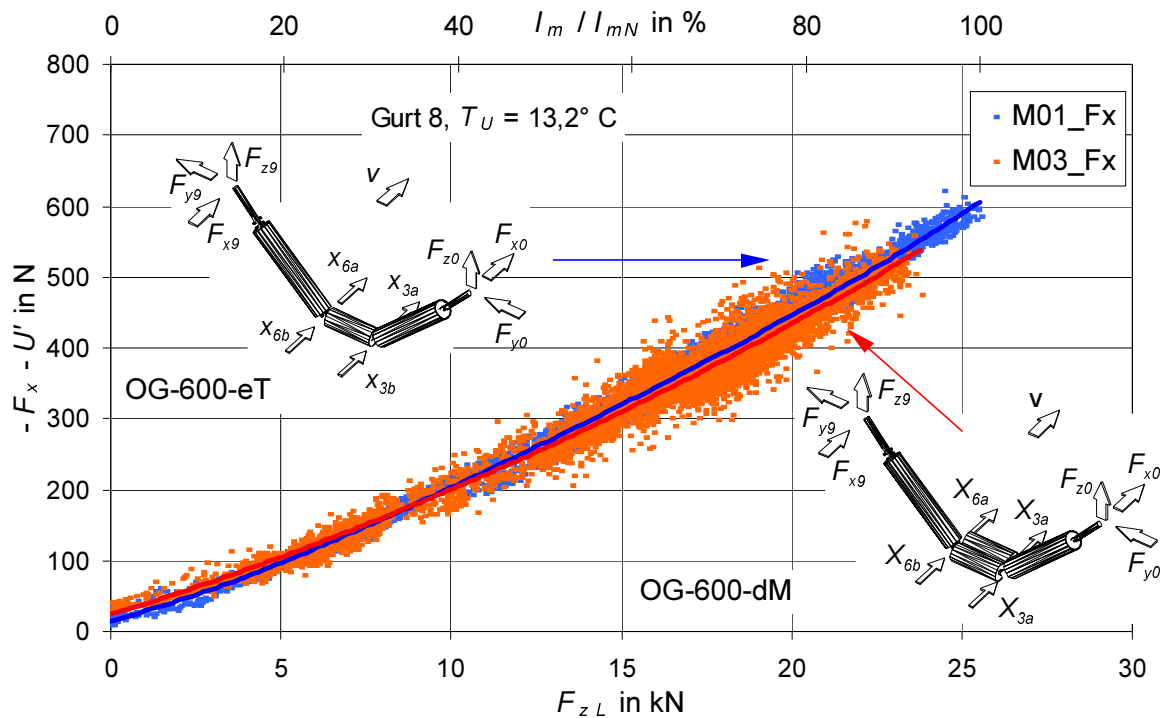


Bild 6.37: Differenzkraft $-F_x - U'$ in Abhängigkeit von der Vertikalkraft F_{zL} an den freihängenden Girlanden mit ebener Tragrollenanordnung OG-600-eT und mit doppelter Mitteltragrolle OG-600-dM

station gemessene Horizontalkraft $-F_x$ ist im Vergleich zu der an der Messstation M01 (OG-600-eT) in Bild 6.36 über der Vertikalkraft F_{zL} aufgetragen. Bei leerlaufender Gurtförderanlage weist die Horizontalkraft der Girlande mit der doppelten Mitteltragrolle einen um 20 N höheren Wert als die Bezugsgirlande mit $-F_x = 25$ N auf. Mit zunehmender Vertikalkraft F_{zL} schneiden sich die Ausgleichskurven bei einem F_{zL} in der Höhe von ca. 12,5 kN. Im weiteren Verlauf liegt die Ausgleichskurve für die Horizontalkraft der Messstation M03 der Girlande mit der doppelten Mitteltragrolle nur geringfügig unter der Kurve der Messstation M01.

Zur Untersuchung des Einflusses des jeweiligen Tragrollenlaufwiderstandes auf den Bewegungswiderstand der jeweiligen Girlande wurde auch hier mit Hilfe der Gleichung (69) und den messtechnisch ermittelten Parametern aus Tabelle 16 (Kapitel 4.2.4) unter Berücksichtigung der Normalkraftverteilung auf die einzelnen Tragrollen für die Tragrollenanordnung OG-600-eT gem. Abschnitt 6.1 der Laufwiderstand bestimmt. Der Temperatureinfluss ist in diesem Fall vernachlässigt worden, da zum einen die entsprechenden Temperaturkoeffizienten nicht bekannt waren, zum anderen die Umgebungstemperatur $T_U = 13,6^\circ \text{C}$ der Versuchsreihe sich nur wenig von der Bezugstemperatur $18,0^\circ \text{C}$ unterscheidet.

Für die Girlande der Messstation M01 liegt die Summe des Tragrollenlaufwiderstandes U'_{ges} je nach Beladung zwischen 8 N und 9 N, und für die Girlande mit der doppelten Mitteltragrolle der Messstation M03 liegt diese zwischen 14 N und 15 N. In Bild 6.37 ist zu erkennen, dass sich der Schnittpunkt der beiden Graphen von der Vertikalkraft F_{zL} in Höhe von ca. 12,0 kN auf ca. 8,5 kN verschoben hat. Die Differenzkraft $-F_x - U'$ weist für den Leerlauf einen etwas geringeren Unterschied von 9 N zu Ungunsten der Messstation M03 auf. Mit Zunahme der Vertikalkraft F_{zL} ergibt sich ein günstigerer Verlauf der Differenzkraft für die Messgirlande mit der doppelten Mitteltragrolle. Bei einer Vertikalkraft $F_{zL} = 20$ kN beträgt die Differenz 13 N, was bezogen auf die Differenzkraft der Tragrollenanordnung OG-600-eT einem Wert von 3 % entspricht.

6.4.1.4 Vergleich der Girlande OG-600-eT und Girlande OG-1000-eT mit der Girlande OG-600-vG

Im zweiten Versuchszeitraum ist die versetzte Girlande OG-600-vG mit einem Versatz von 30 mm zwischen der Girlandenaufhängung und der Seitentragrolle im Vergleich zur Girlande OG-600-eT und der Girlande OG-1000-eT in vergleichenden Messungen im Hinblick auf ihren Bewegungswiderstand untersucht worden. In Bild 6.38 ist die gemessene Horizontalkraft $-F_x$ über der gemessenen Vertikalkraft F_{zL} gem. Gleichung (70) der entsprechenden Messstationen M01, M16 und M22 aufgetragen. Auch hier ist aufgrund der Schlussfolgerungen aus Abschnitt 6.2.2 in dem Diagramm nur der Gurt 8 berücksichtigt. Im Leerlauf wirkt an der Tragrollenanordnung OG-600-eT eine Horizontalkraft $-F_x$ in Höhe von ca. 52 N. Für die versetzte Girlande ergibt sich ein um ca. 10 N geringerer Wert. An der Girlande OG-1000-eT weist die Horizontalkraft einen noch höheren Wert von ca. 68 N auf. Der Graph für die Tragrollenanordnung OG-600-eT (Messstation M01) weist den bekannten progressiven Verlauf auf und erreicht bei einer Vertikalkraft von $F_{zL} = 20$ kN im Mittel die Horizontalkraft $-F_x = 505$ N. Der Graph für die versetzte Girlande erreicht bei derselben Auflast einen Betrag $-F_x = 522$ N und zeichnet sich durch eine im unteren Belastungsbereich flacher verlaufende und im oberen Bereich steiler verlaufende Kurve aus. Bei der mittleren Belastung von $F_{zL} = 10$ kN ist die versetzte Girlande mit einer Horizontalkraft $-F_x = 217$ N rund 26 N günstiger als die nicht versetzte Girlande OG-600-eT. Die Girlande OG-1000-eT weist bei einer Vertikalkraft $F_{zL} = 20$ kN eine Horizontalkraft $-F_x = 453$ N auf und liegt damit rund 10 % unter der Bezugsgirlande.

Zur Betrachtung der Differenzkraft in Bild 6.39 ist der Tragrollenlaufwiderstand gem. Kapitel 4.2.4 unter Berücksichtigung der Normalkraftverteilung auf die einzelnen Tragrollen gem. Kapitel 6.1 für die Tragrollenanordnung OT-600-eT bzw. OT-1000-eT von der Horizontalkraft abgezogen worden. Es zeigt sich für die Graphen der beiden Girlanden OG-600-eT und

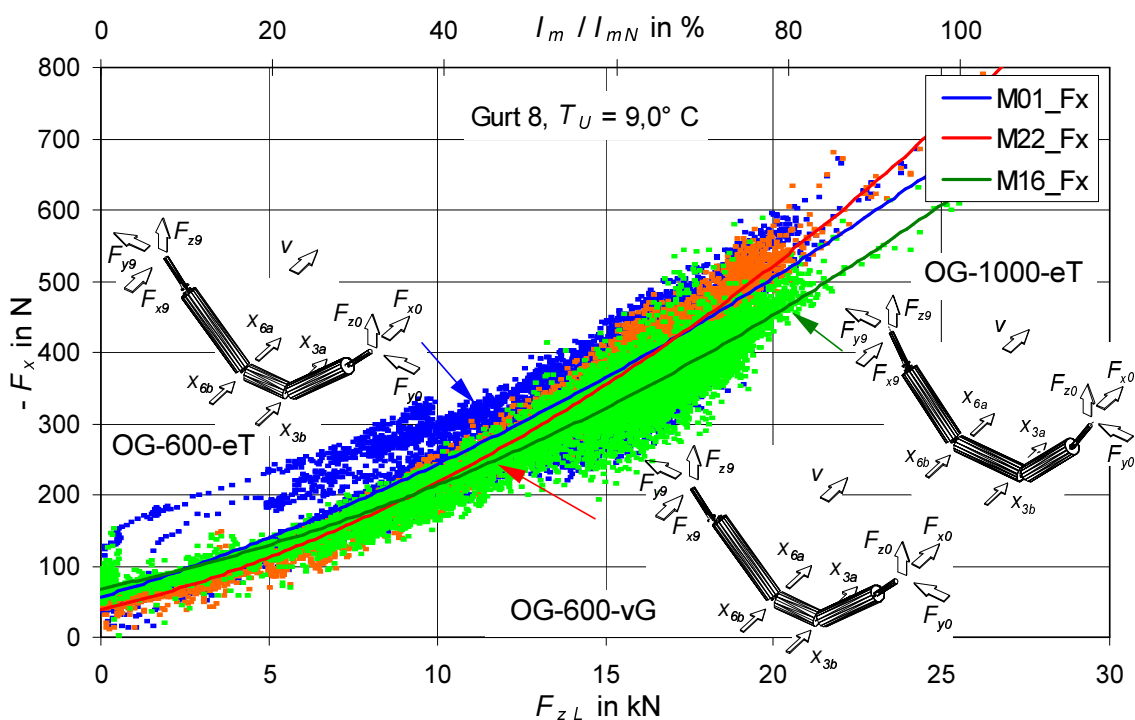


Bild 6.38: Horizontalkraft $-F_x$ in Abhängigkeit von der Vertikalkraft F_{zL} an den freihängenden Girlanden mit ebener Tragrollenanordnung OG-600-eT, OG-1000-eT und mit versetzter Mitteltragrolle OG-600-vG

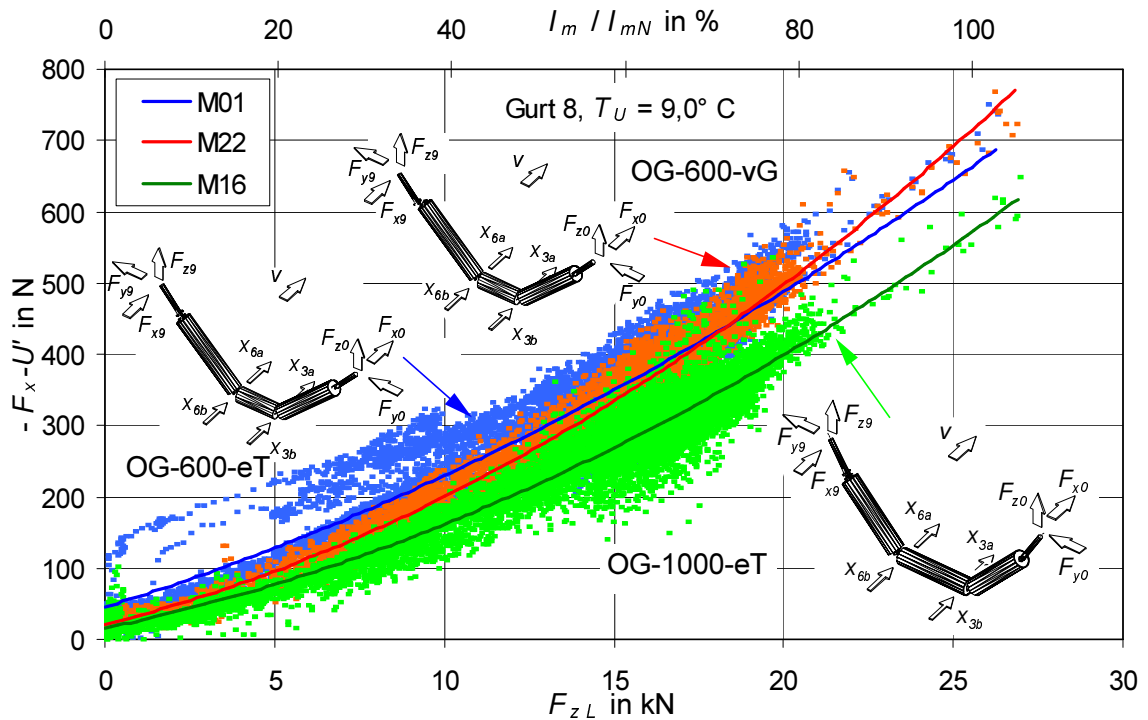


Bild 6.39: Differenzkraft $-F_x - U'$ in Abhängigkeit von der Vertikalkraft F_{zL} an den freihängenden Girlanden mit ebener Tragrollenanordnung OG-600-eT, OG-1000-eT und mit versetzter Girlande OG-600-vG

OG-600-vG nur eine unwesentliche Veränderung der Lage zueinander. Der Graph der Differenzkraft der Girlande mit den drei gleich langen Tragrollen, OG-1000-eT hingegen, verringert sich in der Höhe des Betrages im Vergleich zu den Graphen der beiden anderen hier betrachteten Girlanden. Der höhere Tragrollenlaufwiderstand der Tragrollen dieser Girlande zeigt hier seine erhebliche Wirkung. Nach der Subtraktion des Laufwiderstandes zeigen die Graphen der Tragrollenanordnungen OG-600-vG und OG-1000-eT bei unbelasteter Anlage keinen Unterschied und die Differenzkraft weist einen Wert von ca. 20 N auf. Für die Bezugsgirlande ergibt sich bei diesem Betriebspunkt ein etwa 20 N höherer Wert, wobei zu beachten ist, dass an dieser Messstation (M01) während der Durchführung des Versuches Störungen infolge des Schüttgutes auftraten, was ein Verschieben des Ausgleichsgraphen im unteren Belastungsbereich hin zu höheren Werten zur Folge hat.

Bei einer Auflast $F_{zL} = 20 \text{ kN}$ erreicht die Differenzkraft der Bezugsgirlande OG-600-eT einen Wert von 488 N. Für die versetzte Girlande ergibt sich für diesen Betriebspunkt ein um 10 N höherer Wert. Für die Girlande mit den drei gleich langen Tragrollen OG-1000-eT liegt die Differenzkraft mit einem Wert von 399 N um 89 N entsprechend günstiger.

6.4.1.5 Vergleich der Girlande UG-1120-eT mit der Girlande UG-1120-vM

Im Untertrum der Versuchsgurtförderanlage sind an der Messstation M12 mit der Tragrollenanordnung UG-1120-eT und an der Messstation M13 mit der Anordnung UG-1120-vM mit versetzter Mitteltragrolle die Horizontalkraft $-F_x$ für alle Fördergurtabschnitte des ersten Versuchzeitraumes bestimmt worden (s.a. Bild 5.16 und Tabelle 23). Die Tragrollen der Girlanden waren jeweils mit Stützringen ausgestattet. Es sind mehrere Versuchsreihen an den Messstationen im Untertrum durchgeführt worden, deren Ergebnisse ausführlich miteinander verglichen wurden und die in Bild 6.40 dargestellte Auswahl von zwei Versuchen bei Berücksichtigung zweier Versatzabstände ergeben hat.

Beim Vergleich der Messstation mit der um 59 mm versetzten Mitteltragrolle (UG-1120-vM) mit der Bezugsgirlande (UG-1120-eT) ist ersichtlich, dass sich die Horizontalkräfte beider Messstationen für jeden Gurtabschnitt nur unwesentlich voneinander unterscheiden. Bei einem Versatzmaß von 35 mm ergibt sich für alle Fördergurtabschnitte eine Verringerung der Horizontalkraft $-F_x$ in Höhe von 5 bis 10 N. Bezogen auf die Horizontalkraft $-F_x = 290$ N für den Gurt 8 an der Bezugsgirlande ergibt sich eine Reduzierung des Bewegungswiderstandes von 1,7 bis 3,4 %. Bei dem Vergleich der Gurtabschnitte 1 bis 9 an der Untertrummgirlande UG-1120-eT ist festzustellen, dass auch hier analog zu den Untersuchungen an den Obertrummgirlanden der Gurt 2 den größten, der Gurt 4 den kleinsten und alle anderen, ohne signifikante Unterschiede zueinander einen mittleren Bewegungswiderstand hervorrufen. Bezogen auf den Fördergurtabschnitt 8 mit 290 N an der Bezugsgirlande ergibt sich für den Abschnitt 2 ein um 5,7 % höherer und für den Abschnitt 4 ein um 3,6 % geringerer Bewegungswiderstand. Der prozentuale Wert für den Gurt 2 weist hier einen etwa halb so großen Betrag auf wie der im Abschnitt 6.2.2 für die Girlande mit der Tragrollenanordnung OG-600-eT im Obertrum ermittelte.

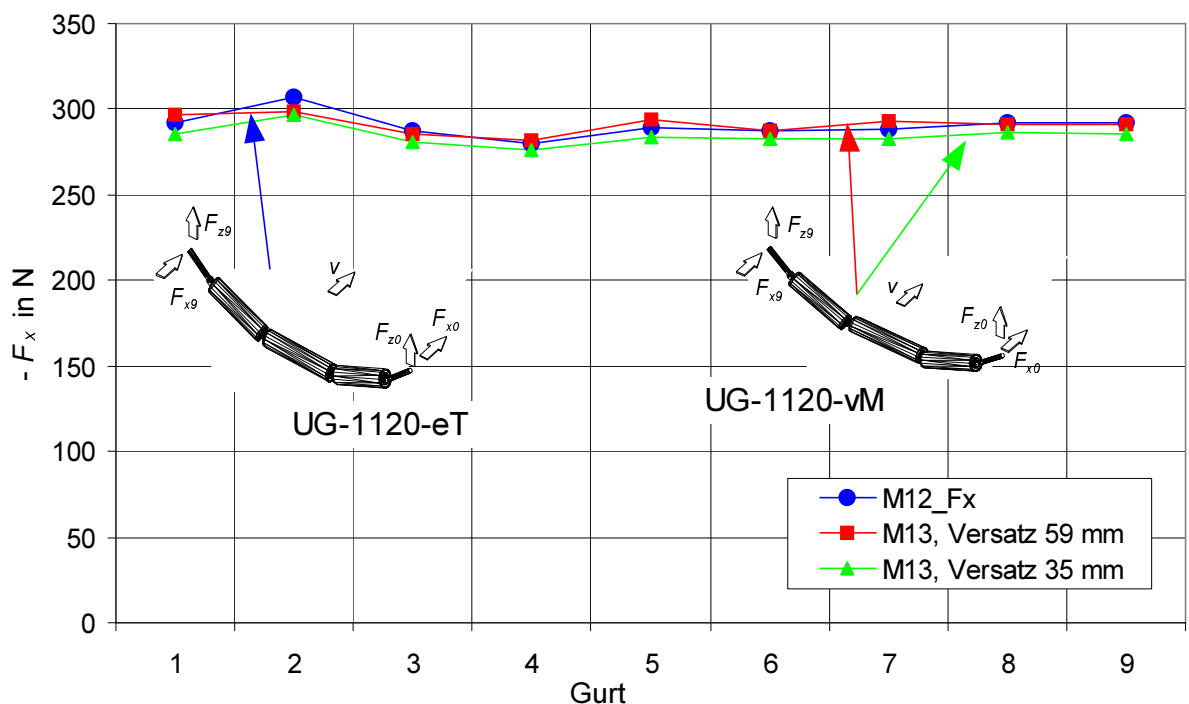


Bild 6.40: Horizontalkraft $-F_x$ in Abhängigkeit von den Gurtabschnitten an der freihängenden Bezugsgirlande der Messstation M12 (UG-1120-eT) und der Messstation M13 (UG-1120-vM) mit versetzter Mitteltragrolle im Untertrum

6.4.2 Bewegungswiderstand der gefesselten Girlanden

Bei der Betrachtung der Horizontalkraft $-F_x$ in Abhängigkeit von der gemessenen Vertikalkraft F_{zL} ist bei dem Vergleich der gefesselten Girlanden in den Messstationen M04, M05 und M06 zur freihängenden Bezugsgirlande OG-600-eT in der Messstation M01 in Bild 6.41 zu erkennen, dass sich die Ausgleichsgraphen nur unwesentlich unterscheiden. Entgegen der Erwartung, dass zumindest alle gefesselten Girlanden infolge des nicht vorhandenen Sturzwiderstandes einen günstigeren Bewegungswiderstand aufweisen als die freihängende Girlande, ist festzustellen, dass sich bereichsweise sogar höhere Horizontalkräfte ergeben. Für den Leerlauf, $F_{zL} = 0$ ergibt sich für die freihängende Girlande OG-600-eT sowie für die beiden gefesselten Girlanden OG-600-eT und OG-600-vM eine Horizontalkraft zwischen 36 N und 38 N, während die gefesselte Girlande OG-600-dM einen höheren Bewegungswiderstand in Höhe von $-F_x = 54$ N aufweist. Mit zunehmender Vertikalkraftbelastung infolge der Auflast weisen die freihängende und gefesselte Girlande OG-600-eT, wie schon in Kapitel 6.3.1 (Bild 6.30) erläutert wurde, keine signifikanten Unterschiede auf. Die gefesselte Girlande mit der versetzten Mitteltragrolle (OG-600-vM) zeichnet sich im mittleren Belastungsbereich durch einen geringeren Bewegungswiderstand aus, der aber im oberen Belastungsbereich wieder stärker ansteigt und sich an die Graphen der Tragrollenanordnung OG-600-eT annähert. Der Graph für die gefesselte Girlande mit der doppelten Mitteltragrolle OG-600-dM zeigt einen deutlich flacheren Verlauf. Bei hohen Vertikalkräften weist diese Anordnung einen geringfügig niedrigeren Bewegungswiderstand auf als die anderen drei. Die höhere Horizontalkraft bei Leerlauf ist bei dieser Tragrollenanordnung unter anderem auf den zusätzlichen Laufwiderstand der zweiten Mitteltragrolle zurückzuführen. Hinzu kommt, dass die weniger ausgeprägte Reduzierung des Eindrückrollwiderstandes infolge der doppelten Mitteltragrolle, wie schon bei den Laboruntersuchungen des Eindrückrollwiderstandes an der Tandemtragrollenanordnung festgestellt wurde, hier eine vernachlässigbare Wirkung zeigt.

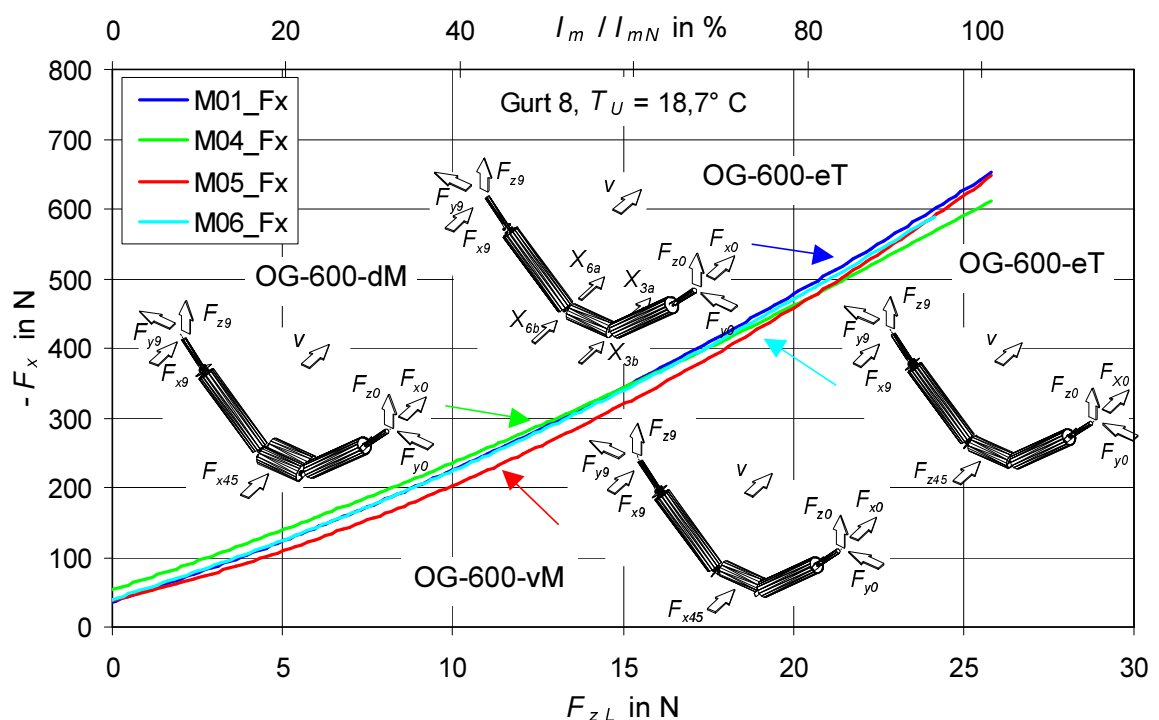


Bild 6.41: Horizontalkraft $-F_x$ an der freihängenden Girlande OG-600-eT und an den gefesselten Girlanden der Messstationen M04, M05 und M06 in Abhängigkeit von der Vertikalkraft F_{zL}

6.4.3 Bewegungswiderstand der Tragrollenstühle

Nachfolgend werden nun die Tragrollenstühle OT-600-eT, OT-600-4M, OT-1000-eT und OT-1000-4M jeweils mit der freihängenden Girlande OG-600-eT in Bezug auf die Größe ihrer Bewegungswiderstände miteinander verglichen. (Faltblatt Anhang 10.1)

6.4.3.1 Vergleich der Tragrollenstühle OT-600-eT und OT-600-4M

In Bild 6.42 sind für eine Versuchsreihe die Horizontalkräfte $-F_x$ der Messstation M07 mit der Tragrollenanordnung OT-600-eT sowie die der Messstation M08 mit der Tragrollenanordnung OT-600-4M mit einer Mitteltragrolle mit einem Durchmesser $d_R = 400$ mm zusammen mit der Kraft $-F_x$ der Bezugsgirlande OG-600-eT der Messstation M01 in Abhängigkeit von der Vertikalkraft F_{zL} dargestellt (siehe Bild 5.10, 5.11 und 5.12 sowie Tabelle 23). Für die Vertikalkraft $F_{zL} = 0$ kN beträgt die Horizontalkraft $-F_x$ der Bezugsgirlande im Mittel 50 N und erreicht nach einem progressiven Verlauf bei $F_{zL} = 20$ kN den Wert 545 N. Der Verlauf der Horizontalkraft $-F_x$ der beiden Messstationen M07 und M08 unterscheidet sich nur wenig von dem der freihängenden Bezugsgirlande. Bei der Vertikalkraft $F_{zL} = 0$ kN erreicht die Horizontalkraft $-F_x$ an der Messstation M07 70 N bzw. an der Messstation M08 46 N. Für die Vertikalkraft $F_{zL} = 20$ kN erreicht die Horizontalkraft $-F_x$ an den beiden Messstationen 526 N (M07) bzw. 512 N (M08), während der entsprechende Wert an der Bezugsgirlande 545 N beträgt.

Der für $F_{zL} = 0$ kN höhere Bewegungswiderstand an dem Messtragrollenstuhl OT-600-eT im Vergleich zu dem der Bezugsmessgirlande kann seine Ursache in erhöhten Tragrollenlaufwiderständen haben. Dieses kann aber nicht weiter belegt werden, da diese Widerstände für die Tragrollen der Messtragrollenstühle in Laborversuchen nicht ermittelt wurden. Es kann jedoch festgestellt werden, dass sich die Bewegungswiderstände der Tragrollenstühle nur unwesentlich von denen der freihängenden Bezugsgirlande unterscheiden.

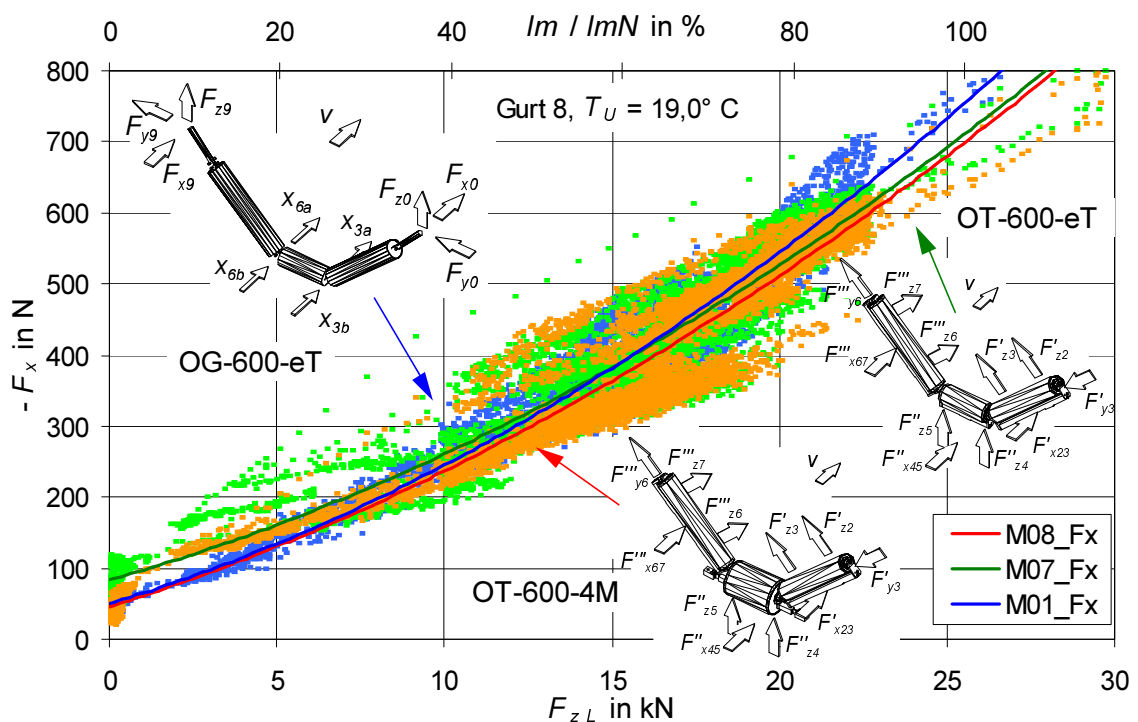


Bild 6.42: Horizontalkraft $-F_x$ in Abhängigkeit von der Vertikalkraft F_{zL} an der freihängenden Bezugsgirlande OG-600-eT und den Tragrollenstühlen OT-600-eT (M07) und OT-600-4M (M08)

Die sehr große Streuung, die die Graphen für die Tragrollenstühle der Messstationen M07 und M08 aufweisen, kann dadurch erklärt werden, dass einerseits wie bei den gefesselten Girlanden die Kraftstöße, die aus Störungen im Fördergurt oder aus den Förderguteigenschaften resultieren, nicht durch eine Auslenkung der Tragrollen aus den Tragrollenstühlen gemindert werden können, sondern direkt durch die Kraftmessgeber erfasst werden. Andererseits haben sich die Förderguteigenschaften während der Versuchsdurchführung verändert, was sich auch an den Signalveränderungen der freihängenden Girlande gezeigt hat.

6.4.3.2 Vergleich der Tragrollenstühle OT-1000-eT und OT-1000-4M

Für den Vergleich der Bewegungswiderstände an den Tragrollenstühlen der Messstation M09 mit dem Tragrollenstuhl OT-1000-4M (Durchmesser der Mitteltragrolle $d_{Tr} = 400$ mm, Bild 5.13) und M10 dem Tragrollenstuhl OT-1000-eT (Standardtragrollendurchmesser, Bild 5.14) mit denen an der Bezugsgirlande der Messstation M01 können an dieser Stelle die Ergebnisse der Messstation M09 und M10 nur getrennt erläutert werden. Die Tragrollenstühle wurden messtechnisch nicht simultan erfasst.

Für den Tragrollenstuhl OT-1000-eT ist die gemessene Horizontalkraft $-F_x$ in Abhängigkeit von der Vertikalkraft F_{zL} in Bild 6.43 den Horizontalkräften der freihängenden Girlanden OG-600-eT und OG-1000-eT gegenübergestellt. An den Messwerten der freihängenden Girlanden ist zu erkennen, dass diese auch bei diesem Versuch erhebliche Streuungen infolge der oben genannten Einflüsse aufweisen. An dem Tragrollenstuhl wirken sich diese nicht so gravierend aus (Bild 6.43). Für den Leerlauf $F_{zL} = 0$ kN werden aus diesem Grund keine Werte angegeben. Bei dem Vergleich der Graphen lässt sich erkennen, dass die Graphen der beiden Anordnungen OG-1000-eT und OT-1000-eT annähernd den gleichen Verlauf aufweisen und flacher verlaufen als der Graph der Girlande OG-600-eT.

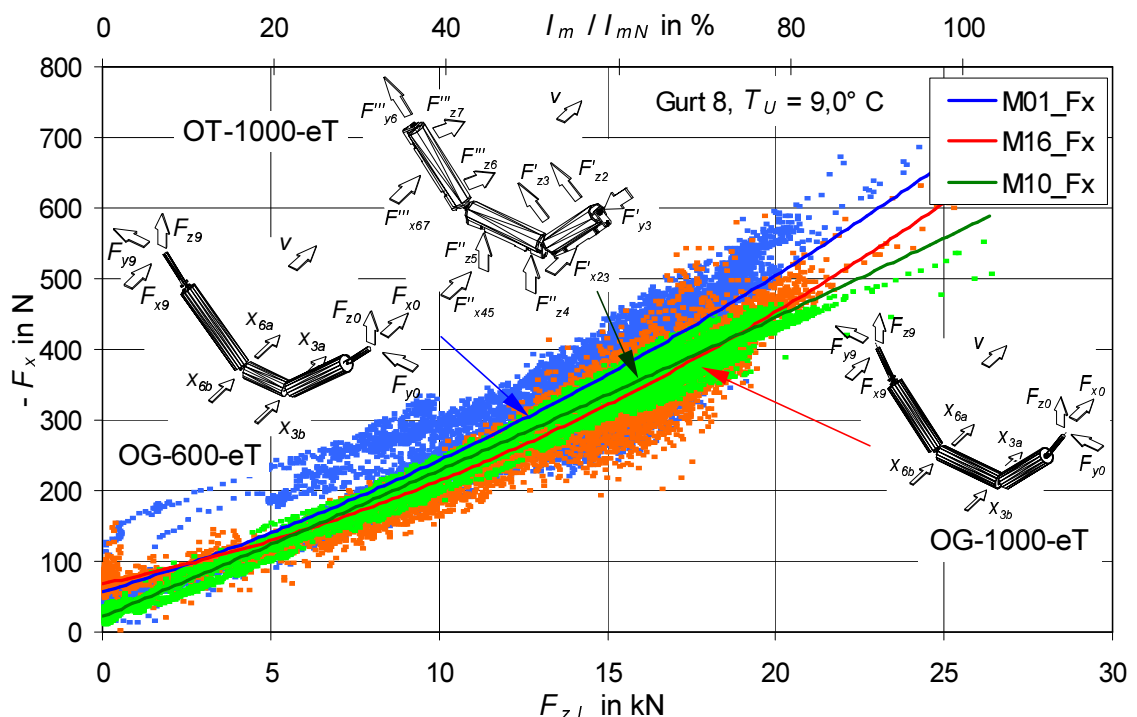


Bild 6.43: Horizontalkraft $-F_x$ in Abhängigkeit von der Vertikalkraft F_{zL} an den freihängenden Girlanden OG-600-eT, OG-1000-eT und dem Tragrollenstuhl OT-1000-eT (M10)

Mit zunehmender Beladung ab einem $F_{zL} = 18$ kN scheint der Bewegungswiderstand der freihängenden Girlande OG-1000-eT stärker anzusteigen als der des Tragrollenstuhls OT-1000-eT, was auf die Zunahme des Muldungswinkels der Seitentragrolle zurückgeführt werden könnte. Für Nennbelastung, was einem $F_{zL} = 25$ kN entspricht, würde sich ein Muldungswinkel von ca. 49° einstellen (siehe Tabelle 10). In welcher Größenordnung der Unterschied der beiden Tragrollenanordnungen mit den gleich langen Tragrollen sich aber beläuft, kann auf Grund der fehlenden Messwerte und der schwankenden äußeren Einflüsse nicht angegeben werden. Bei der Betrachtung der Horizontalkraft $-F_x$ bei der Vertikalkraft $F_{zL} = 20$ kN weist die Bezugsgirlande einen Wert von 505 N, die Girlande OG-1000-eT einen Wert von 453 N und der Tragrollenstuhl OT-1000-eT einen Wert von 445 N auf. Dieses entspricht für beide Anordnungen mit drei gleich langen Rollen einem um 10 % bzw. 12 % geringeren Wert.

In Bild 6.44 ist die an der Messstation M09 (OT-1000-4M) und der Messstation M01 (OG-600-eT) jeweils wirkende Horizontalkraft $-F_x$ in Abhängigkeit der Vertikalkraft F_{zL} aufgetragen. An der Art der Streuung der Messwerte ist zu erkennen, dass die Eigenschaften des Fördergutes oder andere Parameter wie z.B. die Reibverhältnisse auf den Seitentragrollen sich während der Versuchsdurchführung geändert haben. Für $F_{zL} = 0$ kN beträgt die Horizontalkraft $-F_x$ der Bezugsgirlande bzw. der Messstation M09 im Mittel 14 N bzw. 12 N. Bei einer Vertikalkraft $F_{zL} = 20$ kN ergibt sich für die Bezugsgirlande die Horizontalkraft $-F_x = 409$ N und für die Messstation M09 314 N. Bezogen auf die Horizontalkraft der Bezugsmessstation ergibt sich für die Messstation M09 bei $F_{zL} = 20$ kN eine signifikante Reduzierung der Horizontalkraft um 23 %. Ursachen dieser Reduzierung der Horizontalkraft liegen zum einen an der Tragrollenanordnung mit den drei gleich langen Tragrollen mit dem Muldungswinkel $\lambda = 44^\circ$, zum anderen an dem sich positiv auf den Eindrückrollwiderstand auswirkenden Tragrollendurchmesser der Mitteltragrolle $d_R = 400$ mm. Welchen Anteil der günstigere Muldungswinkel $\lambda = 44^\circ$ im Vergleich zur Girlande OG-1000-eT mit $\lambda = 49^\circ$ und entsprechend der größere Durchmesser der Mitteltragrolle an der günstigeren Horizontalkraft haben, kann nicht angegeben werden, da die Tragrollenlaufwiderstände nicht bekannt sind.

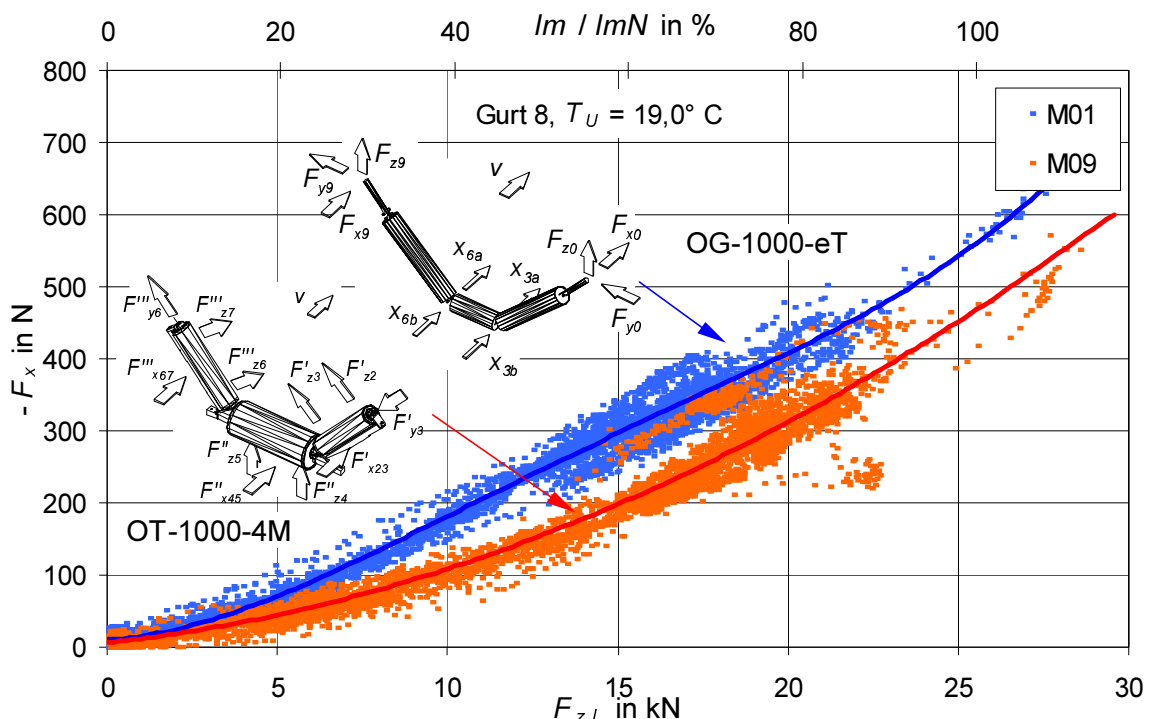


Bild 6.44: Horizontalkraft $-F_x$ in Abhängigkeit von der Vertikalkraft F_{zL} an der freihängenden Bezugsgirlande OG-600-eT (M01) und den Tragrollenstühlen OT-1000-4M (M09)

6.4.4 Auslenkung der freihängenden Girlanden

An den untersuchten freihängenden Girlanden nach Tabelle 21 sind neben den Kräften an den Aufhängepunkten der Girlanden auch die Auslenkungen der Achsenden der Mitteltragrolle gem. Kapitel 5.1.1 und 5.2.3 messtechnisch ermittelt worden. Da sich die Auslenkungen der beiden Achsenden für alle untersuchten freihängenden Girlanden im Obertrum im Rahmen der Messgenauigkeit nicht voneinander unterschieden, wird des Weiteren nur die Auslenkung eines Achsendes der Mitteltragrolle betrachtet. Im Folgenden werden die gemessenen Auslenkungen der Tragrollenanordnungen OG-1000-eT, OG-600-vM und OG-600-dM im Vergleich zur Auslenkung der Bezugsgirlande OG-600-eT aufgezeigt. (Faltblatt Anhang 10.1)

6.4.4.1 Vergleich der Girlande OG-600-eT mit der Girlande OG-1000-eT

Für den in Kapitel 6.4.1.1 betrachteten Versuch mit eingelaufenen Tragrollen an der Messstation M16 konnte wegen des Ausfalls eines Messgebers die Auslenkung dieser Girlande nicht gemessen werden. Aus diesem Grund musste ein Versuch für die Betrachtung der gemessenen Auslenkungen der beiden Messgirlanden herangezogen werden, der unmittelbar nach dem Einbau der Girlande OG-1000-eT mit fabrikneuen Tragrollen durchgeführt wurde. Somit muss bei der Bewertung der Versuchsergebnisse beachtet werden, dass sich die Tragrollen durch einen erhöhten Laufwiderstand auszeichneten, der sich erst nach einem Betriebszeitraum von einem Monat auf das oben gezeigte Niveau absenkte. In Bild 6.45 sind die in diesem Versuch für den Fördergurtabschnitt 8 gemessenen Auslenkungen am Gelenkpunkt 3 der Bezugsgirlande und der Girlande in der Messstation M16 (OG-1000-eT) über der an den jeweiligen Messstationen gemessenen Vertikalkraft F_{zL} dargestellt. Die Auslenkung der Mitteltragrolle in der Bezugsgirlande OG-600-eT (blauer Graph)

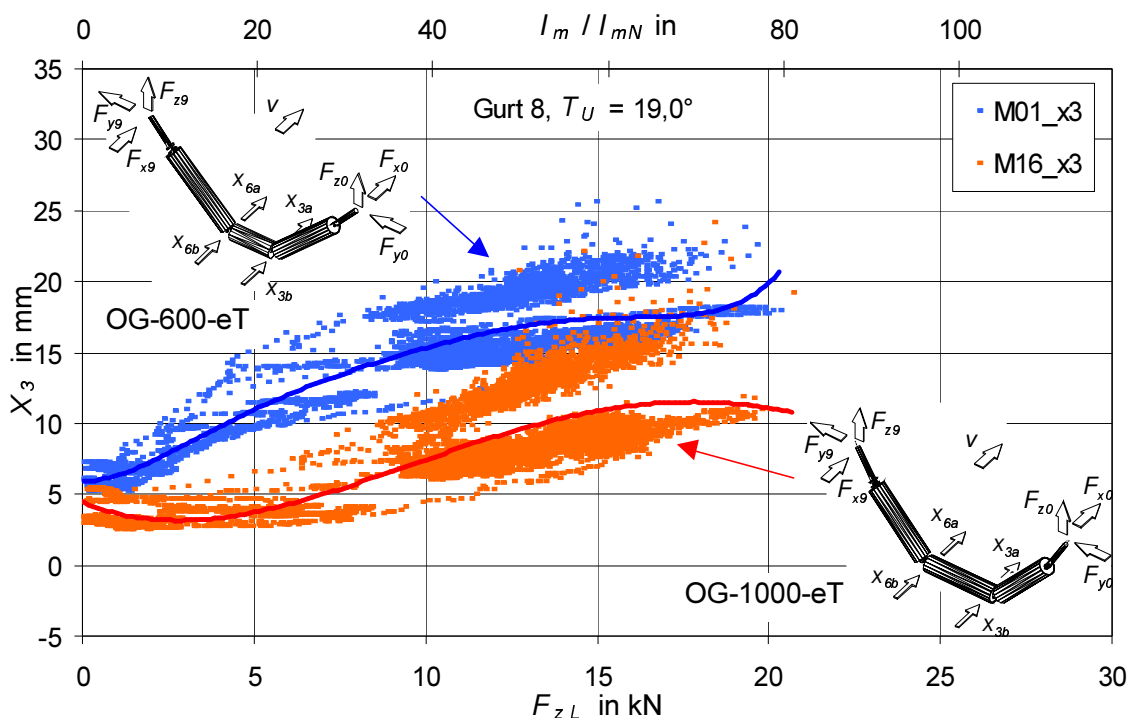


Bild 6.45: Auslenkung X_3 in Abhängigkeit von der Vertikalkraft F_{zL} an den freihängenden Girlanden OG-600-eT (M01) und OG-1000-eT (M16)

zeigt bei Anlagenleerlauf die Auslenkung 6 mm. Mit zunehmendem Auslastungsgrad steigt die Auslenkung progressiv auf im Mittel 17 mm an. Festzustellen ist aber, dass die gemessenen Auslenkungen große Streuungen aufweisen, die aus den Änderungen der Förderguteigenschaften während der Versuchsdurchführung resultieren.

Bei der Messstation mit der Tragrollenanordnung OG-1000-eT zeigt sich ein niedrigeres Auslenkungsniveau der Mitteltragrolle. Mit einer Auslenkung von etwa 3 mm im unbeladenen Zustand der Versuchsgurtt Förderanlage bleibt sie bis zur Vertikalkraft $F_{zL} = 6$ kN, was einem Auslastungsgrad von 22 % entspricht, annähernd konstant und steigt dann mit zunehmender Beladung auf einen gemittelten Wert von 12 mm bei $F_{zL} = 20$ kN an.

Bei dem Vergleich der Streubreite der Auslenkungen lässt sich feststellen, dass die Auslenkung der Mitteltragrolle in der Bezugsgirlande OG-600-eT bei einem Auslastungsgrad von 78 % zwischen 15 und 23 mm und bei der Girlande OG-1000-eT mit den drei gleich langen Tragrollen zwischen 8 und 16 mm liegt. Die Auslenkung letzterer Girlande ist im eingelaufenen Zustand auf Grund des verringerten Tragrollenlaufwiderstandes vermutlich geringer.

6.4.4.2 Vergleich der Girlande OG-600-eT mit der Girlande OG-600-vM

Die sich infolge der Vertikalkraft und des Bewegungswiderstandes einstellende Auslenkung der Girlande OG-600-eT (Messstation M01) und der mit versetzter Mitteltragrolle OG-600-vM (Messstation M02) ist in Bild 6.46 wiedergegeben. Die beiden hier beschriebenen Versuche sind ca. einen Monat nach der Inbetriebnahme der Messstrecke durchgeführt worden. Gekennzeichnet sind beide Messgirlanden durch unterschiedlich starke Auslenkung während des Leerlaufs der Gurtt Förderanlage. Entgegen den Erwartungen weisen beide Girlanden in diesem Betriebszustand trotz der geringen Vertikal- und Horizontalkräfte, deren Verläufe für beide Versuche in Kapitel 6.4.1.2 beschrieben sind, eine relativ hohe Auslenkung von bis zu 23 mm für die Girlande OG-600-eT und bis zu 12 mm für die Girlande OG-600-vM mit versetzter

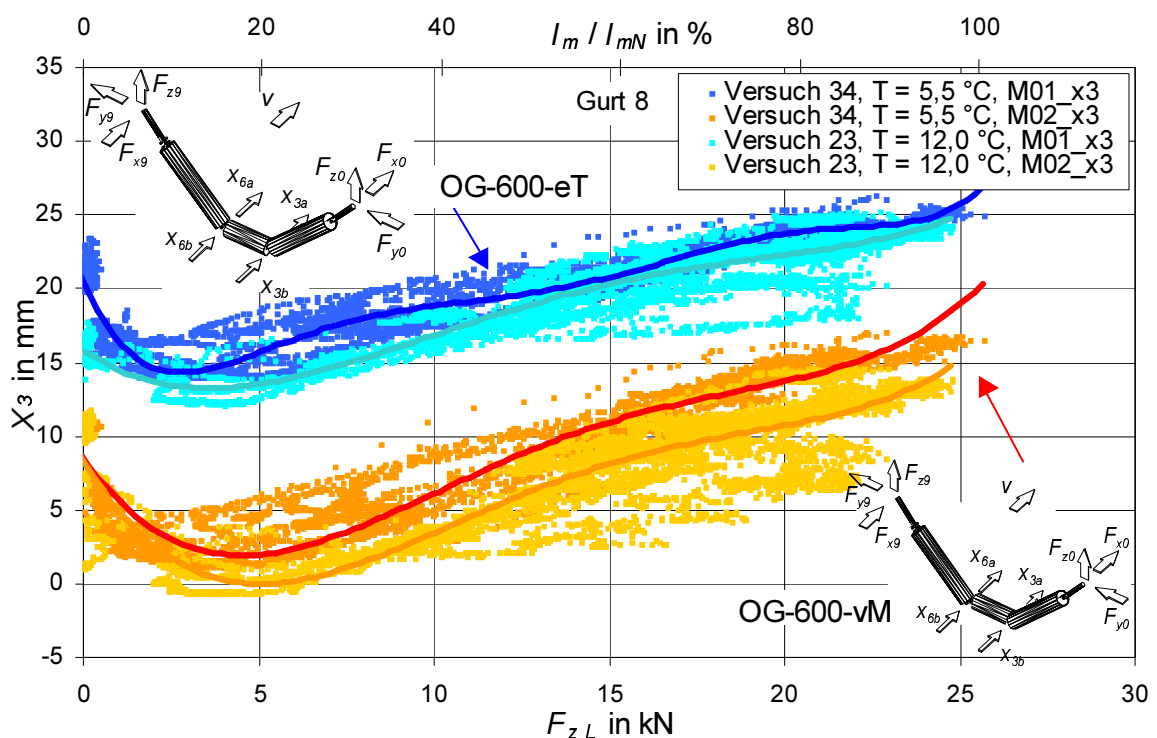


Bild 6.46: Auslenkung X_3 in Abhängigkeit von der Vertikalkraft F_{zL} an den freihängenden Girlanden OG-600-eT (M01) und OG-600-vM (M02)

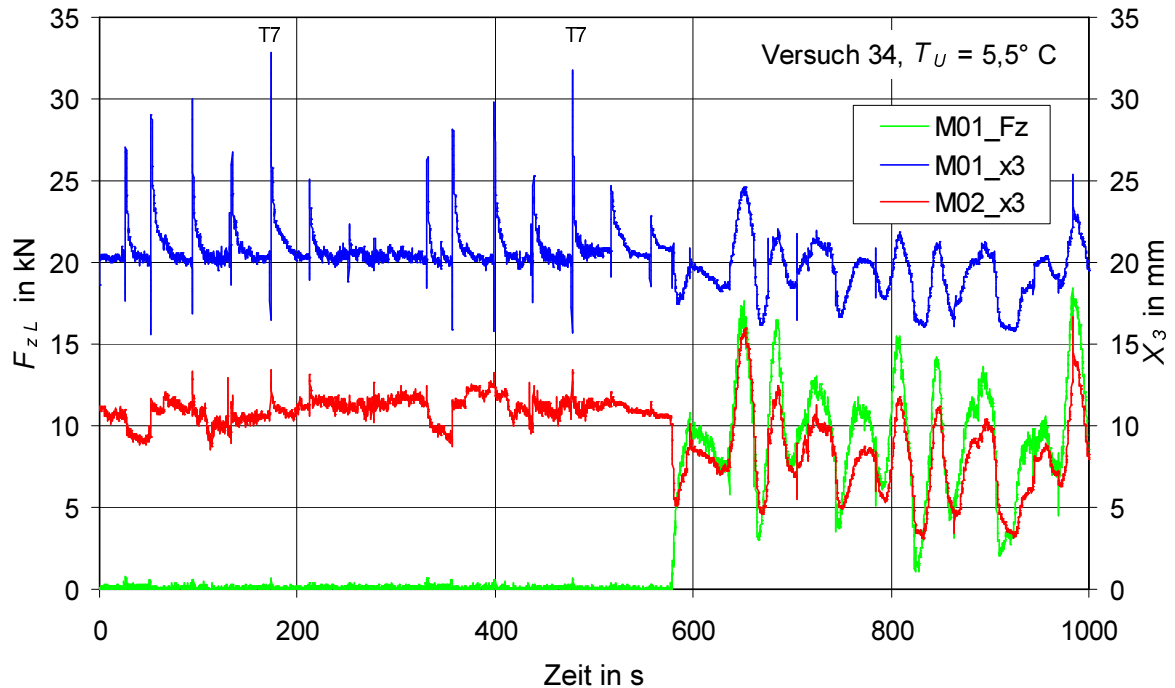


Bild 6.47: Zeitverläufe der Vertikalkraft F_{zL} und Auslenkungen X_3 der Mitteltragrollen der Messstationen M01 und M02 (Versuch 34)

Mitteltragrolle auf. Erst mit zunehmender Vertikalkraft sinkt die Auslenkung beider Girlandenausführungen auf ein Minimum von im Mittel 14 mm bis 15 mm bzw. 0 mm bis 2 mm. Die Girlande mit der versetzten Mitteltragrolle ist in diesem Bereich bei einer Vertikalkraft in Höhe von 5 kN nahezu sturzfrei. Mit zunehmender Vertikalkraft infolge des Fördergutes steigt die Auslenkung annähernd linear auf im Mittel 23 mm bis 24 mm bzw. 13 mm bis 14 mm bei einer Vertikalkraft $F_{zL} = 20$ kN an. Mit weiterer Zunahme des Auslastungsgrades steigen die Auslenkungen schwächer an. Alle Graphen zeichnen sich auch hier, verursacht durch die Schüttguteigenschaften, durch eine große Streuung der Messwerte aus.

Zur Erklärung der relativ großen Auslenkungen der Girlanden bei leerlaufender Gurtförderanlage ist in Bild 6.47 der zeitliche Verlauf der Vertikalkraft F_{zL} (linke Ordinate) und der zeitsynchronisierten Auslenkungen der Mitteltragrollen beider Girlanden X_3 (rechte Ordinate) wiedergegeben. In der linken Hälfte des Bildes ist für einen sehr langen Zeitraum von mindestens 500 s keine Vertikalkraft vorhanden, das bedeutet Leerlauf der gesamten Versuchsgurtförderanlage. Die Auslenkungen der Girlanden der betrachteten Messstationen M01 und M02 betragen hier 20 mm bzw. 10 mm. Die vor allem bei der Bezugsgirlande (blauer Graph) großen Störungen der Auslenkungen resultieren aus dem Durchlauf der Gurtverbindungen durch die Messstation M01. In dem Bereich 580 s nähert sich die Beladung der jeweiligen Messstation, wobei sich die Auslenkung der Girlanden zunächst absenkt, unmittelbar bevor das Fördergut die Messstationen erreicht. Im weiteren Verlauf folgen die Auslenkungen der beiden Girlanden entsprechend Bild 6.46 dem zeitlichen Verlauf der Vertikalkraft.

Die Besonderheit, dass die freihängenden Girlanden bei leerlaufender Gurtförderanlage eine Auslenkung erfahren, ist mit sinkender Tendenz nur in den ersten drei Monaten Betriebseinsatz der Messstrecke festgestellt worden. Ein Zusammenhang zwischen Schiefelauf des Fördergutes und diesem Phänomen konnte nicht nachgewiesen werden. So liegt der Schluss nahe, dass die Auslenkungen der Girlanden bei Leerlauf infolge des höheren Tragrollenlaufwiderstandes der noch nicht eingelaufenen Tragrollen in der Messstrecke hervorgerufen wurde.

Dieser Schluss lässt sich wie folgt begründen: Der Fördergurt drückt sich auf Grund seiner Quersteifigkeit im unbeladenen Zustand gem. Kapitel 6.1.1 stärker auf die Seitenträgrollen ab und entlastet somit die Mitteltragrollen. Der Kraftangriffspunkt wandert weiter nach oben in Richtung des Aufhängepunkts der Girlanden. Da alle Tragrollen aber noch mitlaufen und quasi keine nennenswerte Normalkraft erfahren, bleibt der Tragrollenlaufwiderstand der Girlanden konstant. Aus diesem Grund stellen sich die Girlanden soweit auf Sturz, bis die Summe aller Momente um die Drehachse der Aufhängepunkte null ist.

Treten im Förderstrom Lücken auf, können die Girlanden nicht auslenken, da die Höhe des Fördergurtes im Bereich der Mitteltragrolle durch die Beladung auf den Nachbargirlanden vorgegeben ist. Bei den Girlanden mit der Tragrollenanordnung OG-1000-eT ist dieses Phänomen nicht beobachtet worden. Hier liegt der überwiegende Gewichtsanteil des Fördergurtes auf der Mitteltragrolle auf. Die Entlastung der Mitteltragrolle infolge der Quersteifigkeit ist wesentlich geringer.

6.4.4.3 Vergleich der Girlande OG-600-eT mit der Girlande OG-600-dM

Die gemessenen Auslenkungen X_3 der Mitteltragrolle an der Girlande OG-600-dM mit der doppelten Mitteltragrolle in der Messstation M03 sind in Bild 6.48 der Auslenkung der Bezugsgirlande OG-600-eT in der Messstation M01 für zwei Versuche gegenübergestellt. Aus der geringen Streuung der Messwerte ist zu erkennen, dass das Fördergut während der Versuche sich offensichtlich nicht änderte und eine geringe Stückigkeit aufwies. Bei einer Vertikalkraft $F_{zL} = 0$ kN sind die Auslenkungen beider Girlanden am geringsten. Ein Leerlauf der gesamten Gurtförderanlage war in diesem Versuch nicht vorgekommen. Die Auslenkung der Girlande OG-600-eT bei $F_{zL} = 0$ kN beträgt 11 mm, erhöht sich mit zunehmender Beladung vergleichbar mit dem Verlauf einer Wurzelfunktion und erreicht bei einem Auslastungsgrad von 78 % einen Wert von 25 mm. Die Auslenkung der Girlande OG-600-dM mit der doppelten Mitteltragrolle

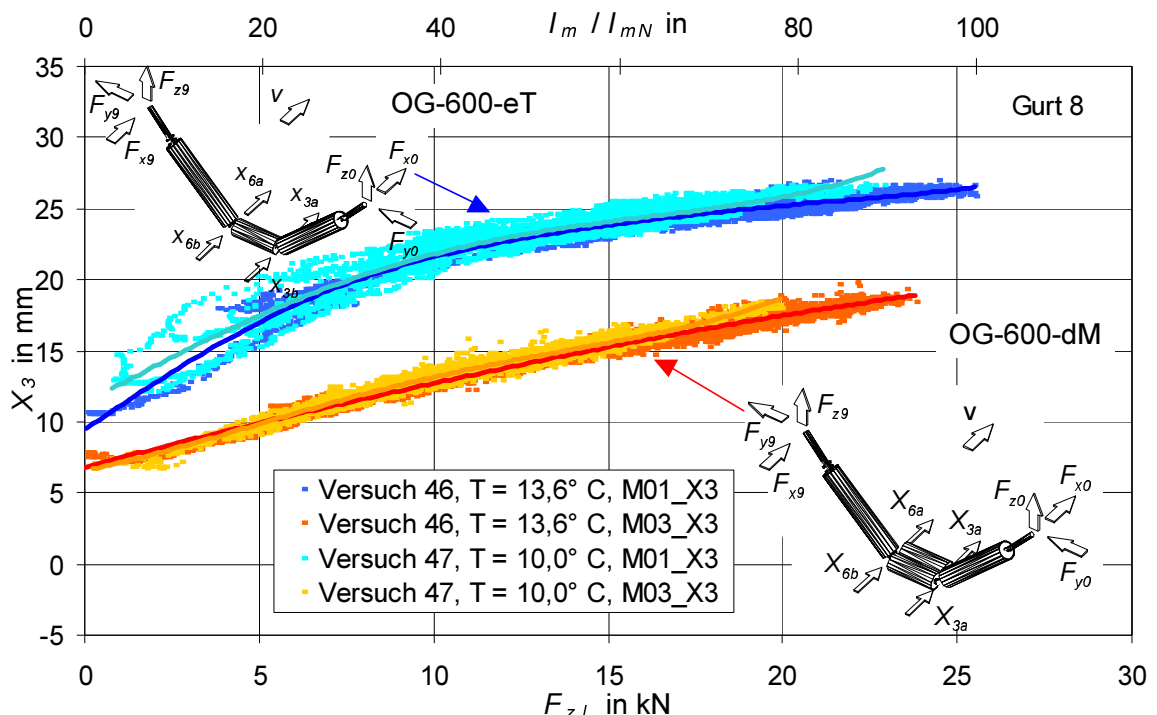


Bild 6.48: Auslenkung X_3 in Abhängigkeit von der Vertikalkraft F_{zL} an den freihängenden Girlanden OG-600-eT (M01) und OG-600-dM (M03)

hingegen hat bei $F_{zL} = 0$ kN einen Wert von im Mittel 6 mm. Für die weit vorgesetzte vordere Mitteltragrolle erscheint diese Auslenkung sehr groß, wenn man sie mit der Auslenkung der Girlande OG-600-vM mit der versetzten Mitteltragrolle vergleicht. Doch dadurch, dass der Fördergurt bei der doppelten Mitteltragrollenanordnung erst auf die in Förderrichtung gesehen hintere Mitteltragrolle aufläuft, stellt sich ein größerer Sturz ein. Der weitere Verlauf der Graphen ist mit zunehmendem Auslastungsgrad annähernd linear bzw. leicht degressiv. Bei einer Vertikalkraft $F_{zL} = 20$ kN erreicht die Auslenkung dieser Girlandenausführung im Mittel 17 mm.

6.4.5 Gegenüberstellung der Ergebnisse zu den untersuchten Tragrollenanordnungen

Zum Vergleich der unterschiedlichen Tragrollenanordnungen sind in Tabelle 36 die Ergebnisse der Bewegungswiderstände von ausgewählten Messstationen im Obertrum zusammengestellt (siehe Anhang 10.1). Für jede der Tragrollenanordnungen sind die Horizontalkräfte F_x für die Vertikalkräfte $F_{zL} = 0, 10$ kN, 15 kN und 20 kN aufgeführt. Da in einigen Messstationen im Vergleich zur Bezugsgirlande Tragrollen mit deutlich abweichenden Laufwiderständen eingebaut waren, wurden an den Stationen, an denen die Laufwiderstände bekannt waren (siehe Kapitel 4.2), die ermittelten Horizontalkräfte entsprechend auf den Laufwiderstand der Bezugsgirlande umgerechnet; sie sind in der Tabelle mit F_x^* bezeichnet.

Bei einem Vergleich der an der Messstation M01 (OG-600-eT) für die Gesamtvertikalkraft $F_{zL} = 20$ kN ermittelten Horizontalkräfte $-F_x$ ist festzustellen, dass diese in Abhängigkeit von den Versuchsbedingungen dem Betrage nach im Bereich 409 N bis 545 N liegen. Dieser Sachverhalt bestätigt den in Kapitel 6.2 herausgestellten hohen Einfluss der Umgebungstemperatur, des Schüttgutes und des zeitlichen Auslastungsgrades auf den Bewegungswiderstand an einer Tragrollenstation. Aus diesem Grund sind die für die einzelnen Messstationen gegenüber der Bezugsgirlande je Versuch ermittelten Unterschiede der Größen F_x und F_x^* nicht untereinander vergleichbar. Das gilt insbesondere für prozentuale Angaben, bei denen die Beträge der Horizontalkräfte miteinander verglichen werden. Dennoch werden im Folgenden die Tragrollenanordnungen mit Hilfe der im Rahmen der Arbeit gefundenen Ergebnisse mit der Bezugsgirlande OG-600-eT verglichen.

Girlande mit versetzter Mitteltragrolle (OG-600-vM) und versetzte Girlande (OG-600-vG)

Die Girlande mit einer versetzten Mitteltragrolle und die versetzte Girlande sind im Rahmen der Untersuchungen mit dem Ziel zum Einsatz gekommen, die quantitative Reduzierung des Bewegungswiderstandes resultierend aus der sturzmindernden Wirkung vergleichend zu bestimmen. So konnte festgestellt werden, dass sich bei diesen Girlanden zwar die Auslenkung der Mitteltragrolle und damit der Sturz der Seitentragrollen im Vergleich zur ebenen Tragrollenanordnung reduziert (siehe z.B. Bild 6.46), aber dennoch keine eindeutige Tendenz bei der Horizontalkraft zu verzeichnen ist. Die Girlande mit der versetzten Mitteltragrolle (OG-600-vM) weist im unteren Belastungsbereich einen höheren Bewegungswiderstand auf und wird erst bei höheren Massenströmen günstiger als die ebene Tragrollenanordnung. Da reale Gurtförderanlagen im Allgemeinen aus betriebstechnischen Gründen selten stetig mit Nennmassenstrom betrieben werden und die Häufigkeitsverteilung des Auslastungsgrades beispielsweise eher dem im Bild 6.16 entspricht, führt der Einsatz einer versetzten Mitteltragrolle bei dieser Muldungsgeometrie zu keiner Energieeinsparung.

Tabelle 36: Zusammenstellung der Horizontalkräfte für ausgewählte Messstationen

Tragrollenanordnung	OG-600-eT	OG-600-vM	OG-600-vG	OG-600-dM	OT-600-eT	OT-600-4M	OT-1000-4M	OT-1000-eT	OG-1000-eT
Messstation	M01	M02	M22	M03	M07	M08	M09	M10	M16
F_{zL}		Horizontalkräfte für Gurt 3							
$T_U = 0,0^\circ \text{ C},$ $ F_x^* $	0	50 N			70 N	60 N			
	10 kN	245 N			261 N	237 N			
	15 kN	382 N			383 N	364 N			
	20 kN	545 N			526 N	512 N			
$T_U = 5,5^\circ \text{ C},$ $ F_x^* $	0	60 N	78 N						
	10 kN	326 N	230 N						
	15 kN	354 N	342 N						
	20 kN	503 N	462 N						
$T_U = 5,6^\circ \text{ C},$ $ F_x^* $	0	30 N							25 N
	10 kN	193 N							160 N
	15 kN	313 N							269 N
	20 kN	450 N							393 N
$T_U = 9,0^\circ \text{ C},$ $ F_x^* $	0	52 N		38 N					25 N
	10 kN	243 N		213 N					172 N
	15 kN	364 N		348 N					283 N
	20 kN	505 N		515 N					416 N
$T_U = 9,0^\circ \text{ C},$ $ F_x $	0	52 N					23 N		
	10 kN	243 N					232 N		
	15 kN	364 N					336 N		
	20 kN	505 N					443 N		
$T_U = 13,6^\circ \text{ C},$ $ F_x^* $	0	25 N			40 N				
	10 kN	212 N			208 N				
	15 kN	329 N			319 N				
	20 kN	457 N			456 N				
$T_U = 19,0^\circ \text{ C},$ $ F_x $	0	14 N					12 N		
	10 kN	181 N					109 N		
	15 kN	296 N					198 N		
	20 kN	409 N					314 N		

Bei der versetzten Girlande ergibt sich für den Gurt 8 im unteren Belastungsbereich eine günstigere Horizontalkraft als an der Girlande mit der ebenen Tragrollenanordnung (OG-600-eT). Ab einer Belastung von $F_{zL} = 17$ kN weist die Horizontalkraft hier höhere Beträge als an der Bezugsgirlande auf. Es zeigt sich aber, dass bei dieser Tragrollenanordnung die Höhe der Horizontalkraft sehr stark von den Gurten abhängig ist (siehe Bild 6.28) und somit keine einheitliche Aussage zur Horizontalkraft bzw. dem Bewegungswiderstand im Vergleich zur Girlande mit ebener Tragrollenanordnung gemacht werden kann.

Insgesamt lässt sich feststellen, dass Girlanden mit einem Versatz der Mitteltragrolle bzw. aller Tragrollen bei dieser Muldungsgeometrie mit einer kurzen Mantellänge der Mitteltragrolle keine überzeugende Reduzierung des Bewegungswiderstandes hervorrufen. So zeigt sich auch aus den Untersuchungen der Girlande mit einer versetzten Mitteltragrolle im Untertrum (UG-1120-vM) keine nennenswerte Einsparung.

Über die Wirkung eines Versatzes der Mittel- oder aller drei Tragrollen bei einer Tragrollenanordnung mit drei Rollen gleicher Mantellänge kann hier keine Aussage gemacht werden. Da aber die ebene Tragrollenanordnung im Vergleich ohnehin schon eine sehr kleine Auslenkung der Mitteltragrolle mit zunehmendem Massenstrom aufweist (Bild 6.45), liegt der Schluss nah, dass sich keine merkliche Reduzierung des Bewegungswiderstandes auf Grund der Sturzminde- rung erzielen lässt.

Girlande mit doppelter Mitteltragrolle (OG-600-dM)

Die Tragrollenanordnung mit der doppelten Mitteltragrolle in Tandemanordnung (OG-600-dM) zeigt, wie aus den Laborversuchen zum Eindrückrollwiderstand zu erwarten war (Kapitel 4.4), keine Reduzierung des Bewegungswiderstandes. Die geringe Reduzierung des Walkwiderstandes infolge der Tandemanordnung der Mitteltragrollen sowie die Minderung des Sturzwiderstandes infolge der geringen Auslenkung der Mitteltragrollen im Vergleich zur ebenen Tragrollenanordnung (Bild 6.48) liegen in der gleichen Größenordnung wie der Laufwiderstand der zusätzlichen Tragrolle.

Gefesselte Girlanden OG-600-eT, OG-600-vM sowie OG-600-dM

Die untersuchten gefesselten Girlanden OG-600-eT, OG-600-vM sowie OG-600-dM weisen keine nennenswerte Reduzierung des Bewegungswiderstandes im Vergleich zur freihängenden Girlande OG-600-eT auf. Trotz des sturzf- freien Laufes der Seitentragrollen ist keine Minderung des Betrages der Horizontalkraft feststellbar. Inwieweit die Muldungsgeometrie einen Einfluss auf diesen Sachverhalt hat, konnte nicht geklärt werden, da eine gefesselte Girlande mit der Muldungsgeometrie OG-1000-eT nicht untersucht wurde. Es liegt aber auch hier die Vermutung nahe, dass keine merkliche Reduzierung des Bewegungswiderstandes an einer Girlande mit drei Tragrollen gleicher Mantellänge durch eine Fesselung erzielt werden kann, da die Auslenkung der Mitteltragrolle und damit der Sturz der Seitentragrolle schon bei der freihängenden Ausführung nur sehr wenig mit zunehmender Beladung ansteigt. Nach den Untersuchungen von Grimmer /26/ nimmt der Sturzwiderstand infolge des Anstieges des Reibungsbeiwertes mit zunehmendem Sturzwinkel erst bei großen Sturzstellungen der Seitentragrollen eine betragsmäßig bedeutende Größenordnung an.

Freihängende Girlande OG-1000-eT

Die freihängende Girlande mit drei Tragrollen gleicher Mantellänge OG-1000-eT zeichnet sich durch eine deutliche Reduzierung des Bewegungswiderstandes im Vergleich zur Bezugsgirlande OG-600-eT zwischen 13 % und 18 % aus. Dieser günstigere Verlauf der Horizontalkraft in Abhängigkeit von der Vertikalkraft infolge des Fördergurt- und Fördergutgewichtes im Vergleich zur freihängenden Bezugsgirlande wird durch nachstehende günstigere Eigenschaften der Girlande OG-1000-eT hervorgerufen:

- Auf Grund der längeren Mitteltragrolle ergibt sich quasi eine konstruktionsbedingte Verminderung der Sturzstellung der Seitentragrollen, denn die größere Normalkraft auf die Mitteltragrolle verhindert eine größere Auslenkung der Mitteltragrolle und damit eine hohe Sturzstellung der Seitentragrollen. Des Weiteren ist der Sturzwiderstand bei kleinen Sturzwinkeln der Seitentragrollen, wie oben festgestellt wurde, von untergeordneter Größenordnung /26/.
- Die in Kapitel 6.1 angegebene Normalkraftverteilung auf die Tragrollen zeigt eine wesentlich höhere Summennormalkraft auf die Rollen der Tragrollenanordnung OT-600-eT als bei der Tragrollenanordnung OT-1000-eT. Die Summennormalkraft beträgt etwa 130 % bzw. 108 % der an der Station wirkenden Vertikalkraft. Somit nimmt der aus der Normalkraftbelastung resultierende Eindrückrollwiderstand bei der Tragrollenanordnung OT-600-eT wesentlich höhere Werte an.
- Die für die Tragrollenanordnung OT-600-eT in Kapitel 6.1 festgestellten Axialkräfte auf den Seitentragrollen haben sicherlich eine Erhöhung des Bewegungswiderstandes dieser Anordnung zur Folge. Bei der Anordnung OT-1000-eT tritt dieser Effekt nicht in einer derartigen Größenordnung auf.
- Die aufgezeigten Effekte auf den Seitentragrollen infolge der unterschiedlichen Eindrückung der laufseitigen Deckplatte resultierend aus der unterschiedlichen Normalkraftverteilung sind insbesondere bei der Anordnung OT-600-eT besonders ausgeprägt und führen hier zu einer Erhöhung des Bewegungswiderstandes (Kapitel 6.3). Bei der Anordnung OT-1000-eT sind diese Effekte nicht so bedeutend, da die wirkende Normalkraft auf die Seitentragrollen wesentlich geringer ist als bei der entsprechend anderen Tragrollenanordnung.

Freihängende Girlanden OG-600-eT, OG-1000-eT und Tragrollenstühle OT-600-eT, OT-1000-eT

Wie schon bei den gefesselten Girlanden diagnostiziert wurde, unterscheiden sich die infolge des Bewegungswiderstandes hervorgerufenen Horizontalkräfte in Abhängigkeit von der Auflast kaum von denen der entsprechenden freihängenden Girlanden. Ein klarer Einfluss des Sturzwiderstandes insbesondere bei den Anordnungen mit der kurzen Mitteltragrolle (OG-600-eT und OT-600-eT) konnte somit nicht nachgewiesen werden.

Tragrollenstühle OT-600-4M, OT-1000-4M

Für den Tragrollenstuhl OT-600-4M mit einer Mitteltragrolle mit einem Durchmesser $d_R = 400$ mm und einer Mantellänge $l_M = 600$ mm zeigt sich keine signifikante Verminderung des Bewegungswiderstandes im Vergleich zu dem entsprechenden Tragrollenstuhl OT-600-eT mit drei Tragrollen gleichen Durchmessers und der Bezugsgirlande OG-600-eT. Die Wirkung des großen Durchmessers mit der damit verbundenen Reduzierung des Eindrückrollwiderstandes (Kapitel 2.2.2.1 und 4.4) macht sich bei dieser Muldungsgeometrie kaum bemerkbar. Die Ursache liegt in der hohen Normalkraft auf die Seitentragrollen (Kapitel 6.1), die zu hohen Anteilen am Gesamtbewegungswiderstand im Bereich der Seitentragrollen führt, begründet. Der Reduzierung des Eindrückrollwiderstandes an der Mitteltragrolle kommt somit eine untergeordnete Größenordnung zu. Es ist ebenfalls zu berücksichtigen, dass sowohl die bei dieser Tragrollenanordnung gemessenen Axialkräfte an den Seitentragrollen, die auf ein "Schieben" des Gurtes auf diesen schließen lassen, als auch die hervorgehobenen Effekte auf den Seitentragrollen ein zusätzliches Walken des Gurtes verursachen und so die positive Wirkung des großen Durchmessers der Mitteltragrolle zusätzlich herabsetzt wird. Eine Erhöhung der Axialkräfte auf den Seitentragrollen infolge des großen Durchmessers der Mitteltragrolle fand keine Bestätigung.

Anders verhält sich die Wirkung einer Mitteltragrolle mit großem Durchmesser bei der Tragrollenanordnung OT-1000-4M. Bei dieser Muldungsgeometrie sind die Effekte auf den Seitentragrollen (Kapitel 6.3) infolge der kleineren Normalkraft merklich in einem geringeren Maße ausgeprägt. Wie aus der Tabelle 36 ersichtlich, wird die größte Reduzierung der Horizontalkraft bei dieser Anordnung erreicht (Messstation M09). Im Vergleich zur Bezugsgirlande OG-600-eT beträgt die prozentuale Reduzierung des Bewegungswiderstandes für diesen Versuch 24 %. Die Girlande OG-1000-eT bzw. der Tragrollenstuhl OT-1000-eT erreichen bei anderen Versuchen eine Verminderung des Bewegungswiderstandes, wie oben schon angemerkt, zwischen 13 % und 18 %, so dass hieraus geschlossen werden kann, dass die zusätzliche Verminderung des Bewegungswiderstandes an der Anordnung OT-1000-4M aus dem großem Durchmesser der Mitteltragrolle resultiert. Dieser Schluss geht auch mit den Ergebnissen der Untersuchungen von Schwarz /9/ und den Laboruntersuchungen (Kapitel 4.4) konform. Die erwartete Höhe der Einsparung durch eine derartige Durchmesserergrößerung bleibt aber etwas hinter den Erwartungen zurück.

7 Zusammenstellung der Ergebnisse

Im Rahmen dieser Arbeit sind an einer realen Gurtförderanlage unterschiedliche Muldungsgeometrien mit unterschiedlichen Tragrollenanordnungen im Obertrum und für zwei Anordnungen auch im Untertrum untersucht worden. An freihängenden und gefesselten Girlanden sowie an Tragrollenstühlen sind verschiedene Gurte mit unterschiedlichen Deckplattenqualitäten untersucht worden. Ergänzt wurden die in den Feldmessungen gefundenen Versuchsergebnisse durch Laboruntersuchungen zum Tragrollenlaufwiderstand und zum Eindrückrollwiderstand. Die zahlreichen Ergebnisse dieser Arbeit sind nachfolgend zusammengestellt und entsprechend den Überschriften gegliedert.

- Vergleich der untersuchten Gurte
- Belastungen der Tragrollen infolge der Normal- und Axialkräfte
- Vergleich der Bewegungswiderstände unterschiedlicher Tragrollenanordnungen
- Schlussfolgerungen bzgl. einer optimierten Girlandenbauform

Vergleich der untersuchten Gurte

Für alle untersuchten Fördergurtabschnitte (siehe Tabelle 25) zeigte sich bei unbeladener Versuchsgurtförderanlage ein für jeden Gurtabschnitt charakteristischer Verlauf der Vertikalkraft F_{zL} bzw. F_z in Abhängigkeit der Gurtabschnittslängenkoordinate X (Kapitel 6.1.1). Bei diesen charakteristischen Verläufen schwankt die Vertikalkraft mit einer Amplitude von etwa 10 % des Gurtgewichtes pro Tragrollenstation um 0 bzw. um die dem Gurtgewicht entsprechende Vertikalkraft. Diese Gurteigenschaft ist für jeden der betrachteten Tragrollenanordnungen im Obertrum gleich und veränderte sich über einen Zeitraum von zwei Jahren nur unwesentlich. Eine Abhängigkeit der örtlichen Gurtzugkraft konnte nicht festgestellt werden. Für eine beladene Gurtförderanlage verstärkt sich die auftretende Amplitude infolge des Fördergutgewichtes.

Die im zweiten Versuchszeitraum in der Versuchsgurtförderanlage eingebauten Fördergurtabschnitte sind an drei Girlanden-Messstationen im Hinblick auf ihren Bewegungswiderstand untersucht worden (Kapitel 6.2.2). Die untersuchten Gurte unterschieden sich nach der Einsatzdauer, der laufseitigen Deckplattenqualität sowie dem Hersteller und dem Produktionsstandort. In Tabelle 37 sind für jede der drei Tragrollenanordnungen der Messstationen M01, M16 und M22, bei denen die Laufwiderstände der einzelnen Tragrollen bekannt sind, die Beträge der Horizontalkraft $-F_x^*$ für die Vertikalkräfte $F_{zL} = 0, 10 \text{ kN}$ und 20 kN aufgeführt.

- Für alle Abschnitte mit einer optimierten Deckplattenqualität gilt, dass sie jeweils eine günstigere Horizontalkraft aufweisen als die entsprechende Standardqualität.
- Der schon seit 1.07.97 im Betrieb befindliche Gurt 2 hat dieselbe laufseitige Deckplattenqualität wie der neue Gurt 20, bei der es sich um eine Standardqualität handelt. Die Horizontalkraft $|F_x^*|$ des Gurtes 2 ist außerhalb des Leerlaufbereiches aber deutlich günstiger als die des Gurtes 20, und die Werte liegen bei den Messstationen M01 (OG-600-eT) und M16 (OG-1000-eT) etwa in der Größenordnung wie die des mit einer optimierten Deckplattenqualität ausgestatteten Gurtes 24. Die Horizontalkraft an der Messstation M01 liegt bei der Vertikalkraft $F_{zL} = 20 \text{ kN}$ für diese Gurte mit 11,6 % (2),

26,1 % (20) und 10,2 % (24) deutlich über dem des Bezugsgurtes (Gurt 3).

- Der Fördergurtabschnitt 17 mit einer in der laufseitigen Deckplatte eingebrachten Querarmierung hat außerhalb des Leerlaufbereiches einen günstigeren Bewegungswiderstand als die entsprechenden Gurte 16 und 18 ohne Cord mit derselben laufseitigen Deckplattenqualität. Eine Querarmierung wirkt infolge einer Reduzierung des Eindrückrollwiderstandes senkend auf den Bewegungswiderstand. Welche Eigenschaft die laufseitige Deckplattenqualität und die Quercorde aufzeigen müssen, konnte im Rahmen der Untersuchungen nicht geklärt werden. Es zeigte sich aber bei anderen Untersuchungen, dass einfache laufseitige Gewebereinlagen den Eindrückrollwiderstand erhöhen können.
- Die beiden günstigsten Fördergurtabschnitte 4 und 15 sind an der Messstation M01 (OG-600-eT) bei der Vertikalkraft $F_{zL} = 20 \text{ kN}$ mit -3,6 % bzw. -5,4 % günstiger als der Bezugsabschnitt 3. Bei dem Abschnitt 4 handelt es sich um einen seit Oktober 1995 in Betrieb befindlichen Gurt mit einer Standarddeckplattenqualität, die nicht mehr hergestellt wird. Der Fördergurtabschnitt 15, erst neu zum Einsatz gekommen, hat eine optimierte laufseitige Deckplattenqualität. Somit erreichte keine energieverbrauchs-optimierte Deckplattenqualität günstigere Bewegungswiderstände als der nach mehrjährigem Betriebseinsatz untersuchte Gurt 4 mit einer Standarddeckplattenqualität.

Tabelle 37: Zusammenstellung der Horizontalkraft $|F_x^*|$ für drei Vertikalkräfte F_{zL} und die Gurte 1 bis 14 an den Messstationen M01, M16 und M22 (Versuch 141)

Messstation	Gurt															
	F_{zL}	$ F_x^* $	11	2	3	4	15	16	17	18	19	20	8	22	23	24
OG-600-eT	0 kN	N	53	52	49	48	48	55	52	53	50	55	51	48	48	50
		%**	8,2	6,1	0,0	-2,0	-2,0	12,2	6,1	8,2	2,0	12,2	4,1	-2,0	-2,0	2,0
	10 kN	N	279	235	218	217	198	274	260	282	258	282	255	238	249	236
		%**	28,0	7,8	0,0	-0,5	-9,2	25,7	19,3	29,4	18,3	29,4	17,0	9,2	14,2	8,3
	20 kN	N	656	560	502	484	475	650	592	666	594	633	532	520	575	553
		%**	30,7	11,6	0,0	-3,6	-5,4	29,5	17,9	32,7	18,3	26,1	6,0	3,6	14,5	10,2
OG-1000-eT	0 kN	N	34	31	29	30	31	33	36	32	32	32	32	29	29	35
		%**	17,2	6,9	0,0	3,4	6,9	13,8	24,1	10,3	10,3	10,3	10,3	0,0	0,0	20,7
	10 kN	N	211	171	180	162	157	207	200	240	193	205	179	176	178	173
		%**	17,2	-5,0	0,0	-10,0	-12,8	15,0	11,1	33,3	7,2	13,9	-0,6	-2,2	-1,1	-3,9
	20 kN	N	535	483	412	396	397	530	498	536	495	527	430	431	479	470
		%**	29,9	17,2	0,0	-3,9	-3,6	28,6	20,9	30,1	20,1	27,9	4,4	4,6	16,3	14,1
OG-600-vG	0 kN	N	53	54	48	48	43	55	53	52	49	48	51	46	48	48
		%**	10,4	12,5	0,0	0,0	-10,4	14,6	10,4	8,3	2,1	0,0	6,3	-4,2	0,0	0,0
	10 kN	N	259	201	182	176	153	251	234	256	225	246	211	204	216	198
		%**	42,3	10,4	0,0	-3,3	-15,9	37,9	28,6	40,7	23,6	35,2	15,9	12,1	18,7	8,8
	20 kN	N	645	550	458	442	420	636	584	666	572	632	523	480	547	514
		%**	40,8	20,1	0,0	-3,5	-8,3	38,9	27,5	45,4	24,9	38,0	14,2	4,8	19,4	12,2

* auf Tragrollenlaufwiderstand an M01 umgerechnete Horizontalkräfte
 ** bezogen auf Fördergurtabschnitt 3

- Die Gurte 2, 3, 4 und 8 sind schon im ersten Versuchszeitraum in Betrieb gewesen. Im zweiten Versuchszeitraum konnte eine deutliche Erhöhung der Horizontalkraft des Gurtes 8 im Vergleich zu den anderen drei Gurten festgestellt werden. Dieses ist vermutlich auf eine verstärkte Beschädigung der Deckplatten des Gurtes 8 zurückzuführen.

Normalkraftverteilung auf die Tragrollen der beiden Muldenformen

Die in Kapitel 6.1 erläuterte Normalkraftverteilung auf die Tragrollen der Anordnung OT-600-eT ($\lambda = 44^\circ$) zeigt, dass bei Nennmassenstrom die Gesamtnormalkraft auf die Mitteltragrolle und die Seitentragrollen 130 % der dann wirkenden Gesamtvertikalkraft infolge des Fördergut- und des Fördergurtgewichtes beträgt. Bei der Tragrollenanordnung OT-600-eT erfährt das innere Wälzlager der Seitentragrollen im oberen Belastungsbereich über 90 % der auf die Seitentragrollen wirkenden Normalkraftbelastung. Diese radiale Lagerbelastung liegt im Bereich des Auslastungsgrades in der Größenordnung der Belastungen der Lager der Mitteltragrolle und nimmt bei Vertikalkraftbelastungen, die bei einem Auslastungsgrad von über 60 % wirken, deutlich höhere Werte an. Bei der Tragrollenanordnung OG-1000-eT ($\lambda = 44^\circ$) hingegen beträgt die Gesamtnormalkraft nur 108 % der Vertikalkraft, wobei die Belastung der Seitentragrollen wesentlich geringer ist als die der Mitteltragrolle, die mehr als 70 % der Gesamtvertikalkraft als Normalkraft erfährt. Hier erfahren die Wälzlager der Mitteltragrolle in etwa die gleiche Belastung wie die Lager der Seitentragrollen der Anordnung OG-600-eT bei gleichem Auslastungsgrad. Unter Berücksichtigung einer an einer realen Gurförderanlage gemessenen Häufigkeitsverteilung ergibt sich aber für die 90 %ige Lebensdauerwahrscheinlichkeit für eine Mitteltragrolle der Anordnung OG-1000-eT ein in etwa halb so großer Wert, wie für eine Seitentragrolle der Anordnung OG-600-eT. Die Mitteltragrolle der Anordnung OG-1000-eT unterliegt, da beide Wälzlager der Tragrolle gleich hoch belastet sind, also einer höheren Ausfallwahrscheinlichkeit.

Bewegungswiderstände an den Stationen

Die meisten der untersuchten Tragrollenanordnungen zeichneten sich durch eine kurze Mitteltragrolle ($l_M = 600$ mm) aus (siehe Anhang 10.1). Keine dieser Girlanden in gefesselter oder mit einer sturzoptimierten Konstruktion erreichte eine merkliche Reduzierung des Bewegungswiderstandes im Vergleich zur Bezugsgirlande. Die ermittelten hohen Normalbelastungen auf den Seitentragrollen für diese Muldungsgeometrie, den daraus resultierenden Effekten bezüglich treibender und getriebener Bereiche auf den Seitentragrollen infolge der Ungleichförmigkeit der Normalkraftverteilung, sowie die festgestellten Axialkräfte infolge des nach außen "Schiebens" des Gurtes auf den Seitentragrollen überlagern sich der Wirkung der auf Sturz laufenden Tragrolle, so dass vermutlich die Reduzierung des Sturzes der Seitentragrollen zwar eine Verringerung des Sturzwiderstandes mit sich bringt, aber sich eventuell nachteilig auf einen der benannten Effekte auf den Seitentragrollen auswirkt.

Für die Muldungsgeometrie mit den drei gleich langen Tragrollen sind gefesselte und sturzoptimierte Ausführungen nicht untersucht worden, hier ist aber kaum eine Reduzierung des Bewegungswiderstandes auf Grund der ohnehin schon geringen Auslenkung der Mitteltragrolle im Betriebszustand für die Sonderkonstruktionen zu erwarten. Dieses bestätigt auch der

unerhebliche Unterschied zwischen der Girlande OG-1000-eT und dem Tragrollenstuhl OT-1000-eT.

Eine deutliche Reduzierung des Bewegungswiderstandes im Vergleich zur Tragrollenanordnung OG-600-eT ist für die Anordnung OG-1000-eT festgestellt worden. Je nach Betriebszustand werden Reduzierungen im oberen Belastungsbereich von 13 % bis 18 % erreicht. Dieser lässt sich bei dieser Muldungsgeometrie noch durch den Einsatz einer Mitteltragrolle mit einem Durchmesser von $l_M = 400$ mm um ca. 6 % weiter absenken.

Schlussfolgerungen bzgl. einer optimierten Girlandenbauform

Ziel einer neuen Obertrumgirlande für den Einsatz in den B2800-Gurtt Förderanlagen ist die Reduzierung des lokalen Bewegungswiderstandes bei gleichbleibendem Füllquerschnitt, ähnlicher Kraffteinleitung in die Bandtraggerüste, gleichbleibender Handhabbarkeit der Girlande beim Wechsel und gleichbleibenden Geradlaufeigenschaften des Fördergurtes.

In Tabelle 38 sind die Geometriedaten einer Tragrollenanordnung OG-1000-eT mit einem um 50 mm auf 375 mm verkürztem Kettenglied ($i = 1$ und 9) aufgelistet (vergleiche Tabelle 5, 6, 7, 8, 9, 10). Mit drei Tragrollen gleicher Abmessung wird bei dieser Ausführung der Muldungswinkel $\lambda = 43,9^\circ$ erreicht, der sich praktisch nicht von dem der Bezugsgirlande mit $\lambda = 43,2^\circ$ (gem. Tabelle 8) unterscheidet. Bei dem Vergleich der Füllquerschnitte nach Gleichung (53) /50/ ergeben sich zwischen diesen beiden Girlandenbauformen auch keine erwähnenswerten Unterschiede. Durch die Winkeländerung von $55,5^\circ$ auf $48,6^\circ$ des ersten Kettengliedes ändert sich die Kraffteinleitung an den Aufhängepunkten am Bandtraggerüst nur unwesentlich.

Die Reduzierung des Muldungswinkels von $58,8^\circ$ auf $43,9^\circ$ infolge der Verkürzung des ersten Kettengliedes gegenüber der untersuchten Girlande OG-1000-eT lässt eine weitere Reduzierung des Bewegungswiderstandes erwarten /33/.

Eine Mitteltragrolle mit größerem Durchmesser wäre prinzipiell möglich, ist aber weniger handlich und kollidiert in abgesenkter Form unter Umständen mit dem Untertrum. Allerdings ist aufgrund der Ergebnisse zum Bewegungswiderstand an der Messstation M09, OT-1000-4M, (s. Tabelle 36) bei einem größeren Durchmesser der Mitteltragrolle eine weitere Energieeinsparung zu erwarten.

Tabelle 38: Geometriedaten der freihängenden Girlande OG-1000-eT und kurzer Aufhängung, belastet durch Eigengewicht sowie durch Fördergurt- und Fördergutgewicht (vergleiche Tabellen 5, 6, 7, 8, 9, 10)

i	$F_{i-1,y}$	$F_{i-1,z}$	$F_{i2,y}$	$F_{i2,z}$	λ_i	l_i	$l_i \cos \lambda_i$	$l_i \sin \lambda_i$	m_i
	N	N	N	N	°	mm	mm	mm	kg
0									
1	-13813.2	15689.5	13813.2	-15618.8	-48.575	375.00	248.12	-281.18	7.20
2	-13813.2	15618.8	13813.2	-15605.1	-48.498	57.15	37.87	-42.80	1.40
3	-13813.2	15605.1	18116.9	-10253.8	-43.924	1050.00	756.27	-728.39	90.00
4	-18116.9	10253.8	18116.9	-10240.1	-29.493	57.15	49.74	-28.14	1.40
5	-18116.9	10240.1	18116.9	10240.1	0.000	1050.00	1050.00	0.00	90.00
6	-18116.9	-10240.1	18116.9	10253.8	29.493	57.15	49.74	28.14	1.40
7	-18116.9	-10253.8	13813.2	15605.1	43.924	1050.00	756.27	728.39	90.00
8	-13813.2	-15605.1	13813.2	15618.8	48.498	57.15	37.87	42.80	1.40
9	-13813.2	-15618.8	13813.2	15689.5	48.575	375.00	248.12	281.18	7.20
Summe									
							3234.00	0.00	290.00

8 Zusammenfassung

Der Einsatz und die Entwicklung von Gurtförderanlagen sind durch drei wesentliche Zielrichtungen geprägt: Möglichst geringe Investitionskosten, niedriges Niveau bezüglich Staub- und Geräuschemission sowie minimale Betriebskosten. Der Bewegungswiderstand von Gurtförderanlagen bestimmt nicht nur die technisch maximal realisierbare Anlagenlänge und beeinflusst damit die Investitionskosten, sondern legt im Wesentlichen auch die Höhe des für den Schüttguttransport benötigten Energiebedarfs fest und beeinflusst damit die Betriebskosten. Der Bewegungswiderstand bestimmt hierdurch maßgeblich die Wirtschaftlichkeit einer Gurtförderanlage.

Basierte die Auslegung der Gurtförderanlagen in der Vergangenheit in den meisten Fällen auf der Anwendung der sogenannten Pauschalverfahren, die nur eine mit Unsicherheiten behaftete Gültigkeit für den Nennlastbereich haben, so wird heutzutage zunehmend eine genauere Kenntnis der lokalen an einer Tragrollenstation auftretenden Bewegungswiderstandanteile angestrebt, um den Hauptwiderstand genau bestimmen und optimal beeinflussen zu können. So werden heute z.B. im Rheinischen Braunkohlenrevier bestehende Gurtförderanlagen im Hinblick auf ihre Wirtschaftlichkeit in Bezug auf den Bewegungswiderstand von Tragrollenstationen genauer erforscht. So wurden 15 dreiteilige Tragrollenanordnungen an einer Gurtförderanlage mit einer Gurtbreite von 2800 mm und einem Nennmassenstrom von 37500 t/h unter Berücksichtigung verschiedener Fördergurte mit unterschiedlichen laufseitigen Deckplattenqualitäten im Hinblick auf den lokalen Bewegungswiderstand untersucht.

Zu Beginn dieser Arbeit werden allgemeine Ausführungen zum Pauschal- und Einzelwiderstands-Berechnungsverfahren zur Bestimmung des Bewegungswiderstandes erläutert. Insbesondere zum Einzelwiderstandsverfahren werden eine Vielzahl aus der Literatur bekannte Berechnungsansätze zum Tragrollenlaufwiderstand, den Walkwiderständen sowie dem Sturzwiderstand beschrieben und miteinander verglichen. Anschließend werden im Rahmen von theoretischen Betrachtungen zur Geometrie der Tragrollenanordnung Berechnungen zur Bestimmung der Auflasten infolge Fördergurt- und Fördergutgewicht an einer Tragrollenstation und der sich einstellenden Geometrie bei dreiteiligen Girlanden vorgestellt. Es lassen sich Tragrollenbelastungen für beliebige Beladungszustände berechnen und die daraus resultierende Girlandengeometrie bestimmen. Es werden Geometriedaten zweier betrachteter Girlandenkonstruktionen für die unbeladenen, mit dem Fördergurt belasteten sowie mit Fördergut und Fördergurt beladenen Girlanden angegeben.

Im Anschluss daran werden die durchgeführten Laboruntersuchungen zum Tragrollenlaufwiderstand und zum Eindrückrollwiderstand mit einer Beschreibung des Versuchsaufbaus und der Darstellung der Ergebnisse beschrieben. Es zeigte sich, dass die Tragrollenlaufwiderstände der beiden untersuchten Tragrollenvarianten, die sich sowohl in der konstruktiven Ausführung, als auch in der Fetttfüllung beachtlich unterschieden, erhebliche Unterschiede im Laufwiderstand aufwiesen. Im Rahmen der Untersuchungen zum Eindrückrollwiderstand wurde festgestellt, dass ein Gurt in fabrikneuem Zustand einen höheren Eindrückrollwiderstand aufweisen kann als ein Gurt mit derselben laufseitigen Deckplattenqualität nach mehrjähriger Lagerung oder nach mehrjährigem Betriebseinsatz. Des Weiteren wurde bestätigt, dass die Erhöhung des Tragrollendurchmessers eine deutliche Verminderung des Eindrückrollwiderstandes bei den untersuchten Gurten der Konfektion ST 4500 bewirkt. Die Untersuchung einer Tandemanordnung mit zwei Tragrollen brachte hingegen keine nennenswerte Verringerung des Eindrückrollwiderstandes.

Im Rahmen der Felduntersuchung an einer im Rheinischen Braunkohlenrevier im normalen Betriebseinsatz befindlichen Gurtförderanlage sind diverse Tragrollenanordnungen hinsichtlich der Tragrollenbelastung und ihres Bewegungswiderstandes sowie eine Vielzahl von Fördergurten mit unterschiedlicher laufseitiger Deckplattenqualität untersucht worden. Der umfangreiche Versuchsaufbau ist ausführlich beschrieben.

Es zeigte sich, dass jeder der untersuchten Fördergurtabschnitte bei unbeladener Gurtförderanlage einen charakteristischen Vertikalkraftverlauf in Abhängigkeit von der Abschnittslängenkoordinate aufweist. Dieses für jeden Gurt charakteristische Signal mit einer Amplitude von rund 10 % des Gurtgewichtes fand sich an allen untersuchten Tragrollenanordnungen und veränderte sich auch nach zwei Betriebsjahren nicht. Es wurde festgestellt, dass dieser Vertikalkraftverlauf sich unter Beladung verstärkt und zu zusätzlichen Tragrollenbelastungen führt. In Bezug auf den Bewegungswiderstand zeigten sich sehr große Unterschiede zwischen den Gurten, die mehr als 30 % bezogen auf den Bewegungswiderstand eines Bezugsgurtes ausmachten. Die untersuchten Gurte mit einer energieverbrauchsoptimierten laufseitigen Deckplattenqualität wiesen alle geringere Bewegungswiderstände auf als die entsprechenden Standardqualitäten des gleichen Herstellers. Der günstigste energieverbrauchsoptimierte Gurt wies keinen geringeren Bewegungswiderstand auf als ein bestimmter Gurt mit einer laufseitigen Standarddeckplattenqualität nach mehrjährigem Betriebseinsatz.

Die Untersuchungen der Tragrollenbelastungen der betrachteten Muldungsgeometrien haben gezeigt, dass bei der Anordnung mit einer kurzen Mitteltragrolle mit einer Mantellänge von 600 mm die Summe der Normalkräfte auf die Tragrollen 130 % der insgesamt wirkenden Vertikalkraft beträgt. Bei der Anordnung mit drei gleich langen Tragrollen liegt dieser Wert bei 108 %. Des Weiteren sind die radialen Belastungen des inneren Wälzlagers der Seitentragrolle bei der Anordnung mit kurzer Mitteltragrolle im oberen Belastungsbereich erheblich höher als die der Lager der entsprechenden Mitteltragrolle. In der anderen Muldungsgeometrie sind die Wälzlager der Mitteltragrolle am höchsten belastet. Für ein spezielles Belastungskollektiv sind Lebensdauerberechnungen der Tragrollen durchgeführt worden und deren Ausfallwahrscheinlichkeiten durch Werkstoffermüdung der Wälzlager angegeben.

In Bezug auf den lokalen Bewegungswiderstand der untersuchten Tragrollenanordnungen mit einer kurzen Mitteltragrolle ist festgestellt worden, dass keine der untersuchten Konstruktionsvarianten eine bedeutsame Reduzierung des Bewegungswiderstandes im Vergleich zu der Girlande mit ebener Tragrollenanordnung erbrachte. Die hohe Normalkraftbelastung bei dieser Muldungsgeometrie, die damit verbundene sehr hohe, auf der Seitentragrolle wirkende ungleichförmig verteilte Normalkraft sowie die daraus resultierenden Effekte auf den Seitentragrollen wirken sich derart auf den Bewegungswiderstand aus, dass eine Verringerung des Sturzwiderstandes keine Herabsetzung des lokalen Bewegungswiderstandes hervorruft.

Eine deutliche Minderung des lokalen Bewegungswiderstandes wurde für die Tragrollenanordnung mit drei gleich langen Tragrollen im Vergleich zur Anordnung mit kurzer Mitteltragrolle festgestellt. Für den oberen Belastungsbereich ergibt sich eine Reduzierung von 13 % bis 18 %, die durch die Verwendung einer Mitteltragrolle mit großem Durchmesser noch gesteigert werden kann. Es wurde für die Verwendung einer Mitteltragrolle mit einem Durchmesser von 400 mm im Gegensatz zu 219 mm eine weitere Reduzierung von 6 % im Vergleich zur Bezugsgirlande mit kurzer Mitteltragrolle gemessen.

Für den energieverbrauchsoptimierten Einsatz wird eine Girlande mit drei Tragrollen gleicher Abmessung mit einer verkürzten Aufhängung empfohlen, die bei gleichem Füllquerschnitt und Muldungswinkel eine im Vergleich zur Girlande mit kurzer Mitteltragrolle geschätzte Reduzierung des Bewegungswiderstandes von bis zu 20 % im oberen Belastungsbereich erreicht.

9 Schrifttum

- /1/ Eickemeier, Jürgen: Stand der Gurtfördertechnik bei Rheinbraun. Braunkohle 43 (1991) Nr. 1 S. 17-25.
- /2/ Hager, Manfred: Die Abraumbandanlage vom Tagebau Hambach zum Tagebau Fortuna. Braunkohle 37 (1985) Nr. 4, S. 93-97.
- /3/ Fritz, Wolfgang: Planung eines Förderberges mit einer Großbandanlage von der 786-m-Sohle bis zum Tage auf dem Bergwerk Prosper-Haniel. Glückauf 121 (1985) Nr. 12, S. 908-912.
- /4/ Nordell, L. K.: The Channar 20 km Overland. Bulks solids handling 11 (1991) Nr. 4, S. 782-792.
- /5/ Hager, Manfred: Technische und wirtschaftliche Grenzen bei der Planung und Einsatz von Gurtförderanlagen für große Massenströme. Braunkohle 33 (1981) Nr. 10, S. 346-350.
- /6/ Hager, Manfred: Problematik der Geräuschemission an Bandanlagen und Versuche zu ihrer Minderung unter besonderer Berücksichtigung der Tragrollen. Braunkohle 31 (1979) Nr. 5, S. 93-97.
- /7/ Hager, Manfred und Harald Simonsen: Berechnung und Auslegung von Gurtförderanlagen für Schüttgut. Braunkohle 52 (2000) Nr. 3, S. 245-259.
- /8/ Hörstmeier, Ralf: Zur Schallemission von Gurtförderanlagen. Dissertation Universität Hannover, 1981.
- /9/ Eickemeier, Jürgen: Normung für Geräte und Bandanlagen des Braunkohlentagebaues. Braunkohle 50, (1998) Nr.: 2, S. 113-115.
- /10/ Hager, Manfred: Entwicklungsmöglichkeiten der Gurtfördertechnik in Tagebaubetrieben. Braunkohle 43 (1979) Nr. 1-2, S. 26-31.
- /11/ Henning, Dieter: Perspektiven der deutschen Braunkohlenindustrie. Braunkohle 49 (1997) Nr. 3 S. 293-297.
- /12/ Schiffer, H.-W.: Perspektiven auf dem deutschen Energiemarkt bis zum Jahr 2020. Braunkohle 51 (1999) Nr. 6 S. 641-647.
- /13/ NN: Einblick in das Geschäftsjahr 1999/2000. RWE Rheinbraun, Bericht des Aufsichtsrates, 14. September 2000, Köln.
- /14/ Glebe, Martin: Zur Auslegung von Förderbandtrommeln unter besonderer Berücksichtigung selbsttragender Mantelsegmente. Dissertation Universität Hannover 2001.

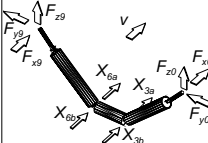
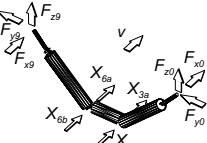
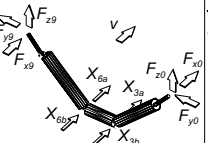
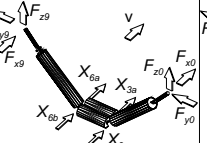
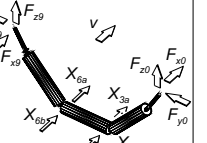
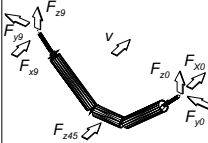
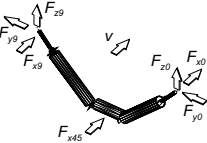
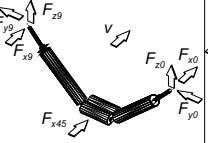
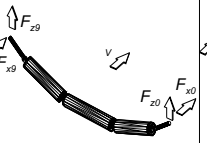
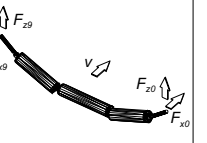
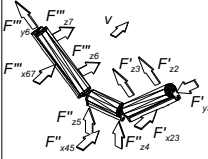
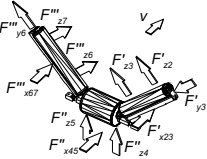
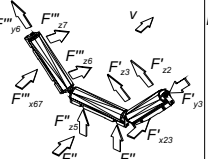
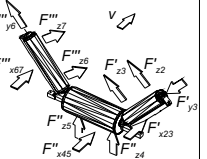
- /15/ Keller, Markus: Zur Optimierung hochfester Stahlseilgurtverbindungen. Dissertation Universität Hannover 2001.
- /16/ Granig, Ralph: High Quality Idlers at the Henderson Mine. Bulk Solids Handling 20 (2000) Nr. 3, S. 325-328.
- /17/ Kahrger, Rainer, Mario Dilefeld und M. Pohl: Henderson 2000 - A World Class Conveying System. Bulk Solids Handling 20 (2000) Nr. 3, S. 319-322.
- /18/ Funke, Heinz: Zum dynamischen Verhalten von Förderbandanlagen beim Anfahren und Stillsetzen unter Berücksichtigung der Bewegungswiderstände: Dissertation TH Hannover 1973.
- /19/ Vierling, Albert: Zum Stand der Berechnungsgrundlagen für Gurtförderer. Braunkohle 19 (1967) Nr. 9, S. 309-315.
- /20/ Vierling, Albert: Untersuchungen über die Bewegungswiderstände von Bandförderanlagen. Fördern und Heben 6 (1956) Nr. 2, S. 131-142; Nr. 3, S. 249.
- /21/ Vierling, Albert: Die Nebenwiderstände von Bandförderanlagen. Fördern und Heben 8 (1958) Nr. 8, S. 489-495.
- /22/ Funke, Heinz: Zur Neufassung der Berechnungsgrundlagen für Gurtförderer nach DIN 22101. f+h fördern und heben 28 (1978) Nr. 13, S. 913-918.
- /23/ Alles, Rainer und Wach, Torsten: Contitornic-Das intelligente Transportband. Braunkohle 50 (1998), Nr. 1, S. 70-71.
- /24/ Pajer, G. und Friedrich Kurth: Stetigförderer; VEB Verlag 1967.
- /25/ Grimmer, Klaus-Jürgen: Über die Beanspruchung und Auslegung von Förderbandtragrollen. Mainz: Krausskopf Verlag 1969.
- /26/ Grimmer, Klaus-Jürgen: Über den Sturzwiderstand bei Bandförderanlagen. Habilitationsschrift in: Fortschritt-Berichte VDI-Zeitschrift. Reihe 13 Nr. 10 Sept. 1968. Düsseldorf: VDI-Verlag 1968.
- /27/ Palmgren, A.: Grundlagen der Wälzlagertechnik. Stuttgart: Franck, 1964.
- /28/ Lachmann, H.-P.: Der Walkwiderstand von Gummigurtförderern. Dissertation TH Hannover 1954.
- /29/ van Leyen, Hermann: Der Tragrollenabstand bei Gummigurtförderern und sein Einfluß auf die Gurtbeanspruchung und die Laufwiderstände. Deutsche Hebe- und Förder-technik 8 (1962) Nr. 2, S. 53-56; Nr. 3, S. 93-96; Nr. 4, S. 147-152; Nr. 5, S. 213-218; Nr. 6, S. 251-256.

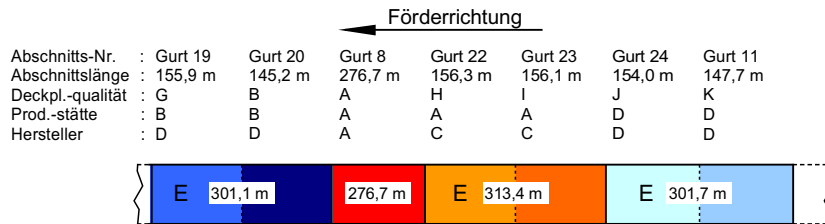
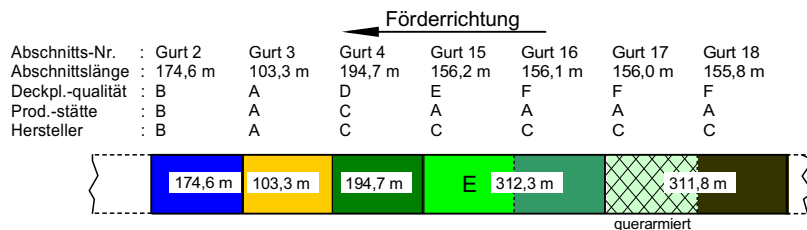
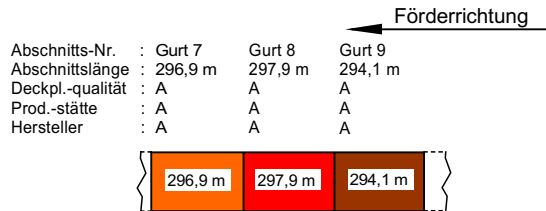
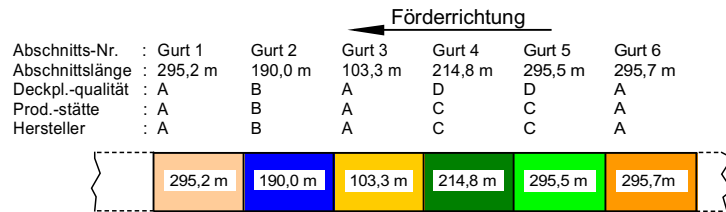
- /30/ Schwarz, Friedrich: Untersuchungen zum Eindrückrollwiderstand zwischen Fördergurt und Tragrolle. Dissertation T.H. Hannover 1966.
- /31/ Thormann, Dieter: Vergleichende Betrachtung der Verfahren zur Berechnung der Antriebsleistung von Gummigurtförderern. Dissertation T.H. Hannover 1966.
- /32/ Winterberg, Horst: Untersuchungen zum Einfluß von Bandbeladung, Vorspannkraft und Geschwindigkeit auf die Antriebskraft langer Förderbandanlagen. Dissertation TH Hannover 1966.
- /33/ Behrens, Uwe: Untersuchungen zum Walkwiderstand schwerer Förderbandanlagen. Dissertation TH Hannover 1967.
- /34/ Könneker, Friedrich Karl: Untersuchungen zur Bestimmung des Leistungsbedarfs von Gurtförderanlagen. Dissertation T.H. Hannover 1984.
- /35/ Magens, Ernst-Peter: Spezielle Reibwiderstände in Gurtförderanlagen. Dissertation Universität Hannover 1984.
- /36/ Barbey, Hans-Peter: Untersuchungen an Tragrollen bei tiefen Temperaturen und hohen Lasten. Dissertation Universität Hannover 1987.
- /37/ Limberg, Helmut: Untersuchung der trumbezogenen Bewegungswiderstände von Gurtförderanlagen. Dissertation Universität Hannover 1988.
- /38/ Greune, Armin: Energiesparende Auslegung von Gurtförderanlagen. Dissertation Universität Hannover 1989.
- /39/ Grabner, Karl: Untersuchungen zum Normalkraftverlauf zwischen Gurt und Tragrollen bei Gurtförderern. Dissertation Montanuniversität Leoben 1990.
- /40/ Hintz, Andreas: Einfluß des Gurtaufbaus auf den Energieverbrauch von Gurtförderanlagen. Dissertation Universität Hannover 1993.
- /41/ Krause, Friedrich und Wolfgang Hettler: Die Belastung der Tragrollen von Gurtbandförderern mit dreiteiligen Tragrollenstationen infolge Fördergut unter Beachtung des Fördervorgangs und der Schüttguteigenschaften; Wiss. Zeitschrift der Technischen Hochschule Magdeburg (1974) Nr.: 6/7.
- /42/ Hettler, Wolfgang: Beitrag zur Berechnung der Bewegungswiderstände von Gurtbandförderern mit dreiteiligen Tragrollenstationen; Dissertation Technische Universität Magdeburg 1975.
- /43/ Kehlert, Horst: Untersuchungen zur Bestimmung des Bewegungswiderstandes von Gurtbandförderern. Dissertation TH Magdeburg 1977.

- /44/ Bauer, Ralf: Digitale Filter: Grundtypen und ihre Berechnungen. c't 1987, Nr. 12 S. 92-100.
- /45/ Wetzig, V.: Methoden zur Ermittlung der Richtungsreferenz und deren Fehlerverhalten in Strapdown Systemen; Deutsche Forschungs- und Versuchsanstalt für Luft und Raumfahrt e.V. 1979.
- /46/ DIN 2768: Allgemeintoleranzen, Längen- und Winkelmaße, Form und Lage. Deutsches Institut für Normung e.V. April 1991.
- /47/ DIN 8570: Allgemeintoleranzen für Schweißkonstruktionen, Längen- und Winkelmaße. Deutsches Institut für Normung e.V. Oktober 1987.
- /48/ DIN 15201: Stetigförderer, Benennungen. Deutsches Institut für Normung e.V. April 1994.
- /49/ DIN 15207 Teil 1: Stetigförderer, Tragrollen für Gurtförderer, Hauptmaße für Schüttguttragrollen. Deutsches Institut für Normung e.V. Juli 1988.
- /50/ DIN 22101: Stetigförderer, Gurtförderer für Schüttgüter, Grundlagen für die Berechnung und Auslegung. Deutsches Institut für Normung e.V. Februar 1982.
- /51/ DIN 22101 Entwurf, August 2000: Stetigförderer, Gurtförderer für Schüttgüter, Grundlagen für die Berechnung und Auslegung. Deutsches Institut für Normung e.V.
- /52/ DIN 22107: Stetigförderer, Tragrollenanordnungen für Gurtförderer für Schüttgut, Hauptmaße. Deutsches Institut für Normung e.V. August 1984.
- /53/ NN: Untersuchungen an einer Gurtförderanlage zum Massenstrom. Versuchsabteilung Rheinbraun, Dr. van den Heuvel, 1996.
- /54/ NN: Untersuchungen an einem Fördergurt. Versuchsabteilung Rheinbraun, Dr. Leininger, 2000.
- /55/ Hoffmann, Karl: Einführung in die Technik des Messens mit Dehnungsmessstreifen. Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH, Darmstadt 1987.
- /56/ Lang, Hans Jürgen, Jachen Huder und Peter Amann: Bodenmechanik und Grundbau. Springer Verlag Berlin 1996.
- /57/ Smoltczyk, Ullrich: Grundbau Taschenbuch. Verlag für Architektur und technische Wissenschaft, Berlin 1990.
- /58/ Hansen, Joergen Brinch und H. Lundgren: Hauptprobleme der Bodenmechanik. Springer Verlag Berlin 1960.
- /59/ Kezdi, Arpad: Erddrucktheorien. Springer Verlag Berlin 1962.

10 Anhang

10.1 Tabellarische Zusammenstellung der Messstationen (Faltblatt)

Parameter der freihängenden Messgirlanden im Obertrum				
 <p>Obertrum-Girlande OG-600-eT (M01): - $d_R = 219,1$ mm. - $l_{M23} = l_{M67} = 1160$ mm. - $l_{M45} = 600$ mm (-600). - ebene Tragrollenanordnung (-eT).</p>	 <p>Obertrum-Girlande OG-600-vM (M02): - Tragrollen wie bei OG-600-eT. - Mitteltragrolle um 60 mm in Lauf- richtung versetzt (-vM).</p>	 <p>Versetzte Girlande OG-600-vG (M22): - Tragrollen wie bei OG-600-eT. - Girlande um 30 mm in Lauf- richtung versetzt (-vG).</p>	 <p>Obertrum-Girlande OG-600-dM (M03): - Tragrollen wie bei OG-600-eT. - zwei Mitteltragrollen sind in einem Abstand von 229 mm symmetrisch zu den Seitenträgrollen angeordnet (-dM).</p>	 <p>Obertrum-Girlande OG-1000-eT (M15, M16): - $d_R = 219,1$ mm. - $l_M = 1000$ mm (-1000). - ebene Tragrollenanordnung (-eT).</p>
Parameter der gefesselten Messgirlanden im Obertrum			Parameter d. freih. Messg. im Untertrum	
 <p>Obertrum-Girlande OG-600-eT (M06): - Tragrollen wie bei OG-600-eT. - Girlande in Förder- gurtlauf- richtung sturzfrei gefesselt.</p>	 <p>Obertrum-Girlande OG-600-vM (M05): - Tragrollen wie bei OG-600-eT. - Mitteltragrolle um 60 mm in Lauf- richtung versetzt. - Girlande in Förder- gurtlauf- richtung sturzfrei gefesselt.</p>	 <p>Obertrum-Girlande OG-600-dM (M04): - Tragrollen wie bei OG-600-eT. - 2 Mitteltragrollen im Abstand von 229 mm symmetrisch zu den Seitenträgrollen angeordnet. - Girlande in Förder- gurtlauf- richtung sturzfrei gefesselt.</p>	 <p>Untertrum-Girlande UG-1120-eT (M12): - Tragrollen wie bei UG-1120-eT. - 2 Mitteltragrollen im Abstand von 229 mm symmetrisch zu den Seitenträgrollen angeordnet. - Girlande in Förder- gurtlauf- richtung sturzfrei gefesselt.</p>	 <p>Untertrum-Girlande UG-1120-vM (M13): - Tragrollen wie bei UG-1120-eT. - Mitteltragrolle um 59(35) mm in Lauf- richtung versetzt.</p>
Parameter der Messtragrollenstühle im Obertrum				
 <p>Obertrum-Tragrollen- stuhl OT-600-eT (M07): - Tragrollen wie bei OG-600-eT. - $\lambda = 44^\circ$.</p>	 <p>Obertrum-Tragrollen- stuhl OT-600-4M (M08): - Seitenträgrollen wie bei OG-600-eT. - $d_{R45} = 400$ mm (-4M). - $l_{M45} = 600$ mm. - $\lambda = 44^\circ$.</p>	 <p>Obertrum-Tragrollen- stuhl OT-1000-eT (M10): - Tragrollen wie bei OG-1000-eT. - $\lambda = 44^\circ$.</p>	 <p>Obertrum-Tragrollen- stuhl OT-1000-4M (M09): - Seitenträgrollen wie bei OG-1000-eT. - $d_{R45} = 400$ mm. - $l_{M45} = 1000$ mm. - $\lambda = 44^\circ$.</p>	



10.2 Tabellarische Zusammenstellung der Fördergurtabschnitte (Faltblatt)

Gurt-Nr.:	Abschnittslänge	Gewicht	laufseitige Deckplattenqualität	Energieoptimiert	Lieferdatum	Einbaudatum	Hersteller	Produktionsstätte
-	m	kg/m						
1. Versuchszeitraum								
1	295,2	160,3	A		01.10.95	24.07.96	A	A
2	190,0	163,1	B		01.07.97	09.07.97	B	B
3	103,3	158,0	A		01.10.95	24.07.96	A	A
4	214,8	158,0	D		01.10.95	24.07.96	C	C
5	295,5	160,0	D		01.10.95	24.07.96	C	C
6	295,7	158,8	A		01.10.95	24.07.96	A	A
7	296,9	157,5	A		01.10.95	24.07.96	A	A
8	297,9	159,6	A		01.10.95	24.07.96	A	A
9	294,1	160,0	A		01.10.95	24.07.96	A	A

Gurt-Nr.:	Abschnittslänge	Gewicht	laufseitige Deckplattenqualität	Energieoptimiert	Lieferdatum	Einbaudatum	Hersteller	Produktionsstätte
-	m	kg/m						
2. Versuchszeitraum								
11	147,7	157,2	K		16.12.99	24.03.00	D	D
2	174,6	155,5	B		01.07.97	09.07.97	B	B
3	103,3	152,1	A		01.10.95	24.07.96	A	A
4	194,7	151,8	D		01.10.95	24.07.96	C	C
15	156,2	161,4	E	EVO	18.01.00	24.03.00	A	C
16	156,1	161,6	F		18.01.00	24.03.00	A	C
17	156,0	161,3	F	Querarm.	18.01.00	24.03.00	A	C
18	155,8	160,9	F		18.01.00	24.03.00	A	C
19	155,9	157,8	G	EVO	16.12.99	24.03.00	B	D
20	145,2	158,8	B		16.12.99	24.03.00	B	D
8	276,7	155,1	A		01.10.95	24.07.96	A	A
22	156,3	161,4	H	EVO	18.01.00	24.03.00	A	C
23	156,1	159,2	I		18.01.00	24.03.00	A	C
24	154,0	158,1	J	EVO	16.12.99	24.03.00	D	D

Gurt-Nr.:	Abschnittslänge	Gewicht	laufseitige Deckplattenqualität	Betrieb	Lieferdatum	Einbaudatum	Hersteller	Produktionsstätte
-	m	kg/m						
Laboruntersuchung zum Eindrückrollwiderstand								
31	10,4	163,1	A	gelagert	01.07.97	09.07.97	A	A
32	10,4	158,0	A	neu	01.10.95	24.07.96	A	A
33	10,4	158,0	H	neu	01.10.95	24.07.96	A	A
2	10,4	155,5	B	gelaufen	01.07.97	09.07.97	B	B
4	10,4	151,8	D	gelaufen	01.10.95	24.07.96	C	C
8	10,4	155,1	A	gelaufen	01.10.95	24.07.96	A	A

10.3 Ergänzungen zur Gleitwinkelberechnung

Nach Bild 3.12 ergibt sich aus dem Sinussatz die Beziehung zwischen den Radien

$$r(\lambda) = \frac{\sin(\rho - \rho_0)}{\sin(\lambda + 90^\circ + \rho_0)} R \quad (107)$$

Unter Beachtung der Winkelbeziehung ergibt sich der quadratische Zusammenhang

$$\begin{aligned} R^2 &= R_0^2 + r^2 - 2R_0 r \cos(\lambda + \rho_0 + 90^\circ) \\ &= R_0^2 + r^2 - 2R_0 r \sin(\lambda + \rho_0) \end{aligned} \quad (108)$$

oder

$$0 = R_0^2 \sin^2(\lambda + \rho_0) + r^2 + 2R_0 r \sin(\lambda + \rho_0) - R_0^2 \sin^2(\lambda + \rho_0) + R_0^2 - R^2 \quad (109)$$

und damit der Radius $r(\lambda)$:

$$\begin{aligned} r(\lambda) &= -R_0 \sin(\lambda + \rho_0) \pm \sqrt{\frac{R_0^2 \sin^2(\lambda + \rho_0)}{1} + (R^2 - R_0^2)} \\ &= R_0 \left[-\sin(\lambda + \rho_0) \pm \sqrt{\sin^2(\lambda + \rho_0) + \left(\frac{R^2}{R_0^2} - 1\right)} \right] \end{aligned} \quad (110)$$

Das längenbezogene Gewichtselement errechnet sich aus dem Integral:

$$\begin{aligned} G'(\lambda) &= \frac{\rho_L}{2} \int r^2(\lambda) d\lambda + C \\ &= \frac{\rho_L R_0^2}{2} \int \sin^2(\lambda + \rho_0) \mp 2 \sin(\lambda + \rho_0) \sqrt{\sin^2(\lambda + \rho_0) + \left(\frac{R^2}{R_0^2} - 1\right)} + \sin^2(\lambda + \rho_0) + \left(\frac{R^2}{R_0^2} - 1\right) d\lambda \\ &= \frac{\rho_L R_0^2}{2} \sin(\lambda + \rho_0) \int_{\lambda}^{\theta} 2 \sin(\lambda + \rho_0) \mp 2 \sqrt{\sin^2(\lambda + \rho_0) + \left(\frac{R^2}{R_0^2} - 1\right)} + \frac{\frac{R^2}{R_0^2} - 1}{\sin(\lambda + \rho_0)} d\lambda + C \end{aligned} \quad (111)$$

Mit der Substitution

$$\omega = -\cos(\lambda + \rho_0) \quad (112)$$

$$d\omega = \sin(\lambda + \rho_0) d\lambda$$

lässt sich die Stammfunktion berechnen:

$$\begin{aligned} G'(\omega) &= \frac{\rho_L R_0^2}{2} \int 2 \sqrt{(1 - \omega^2) \mp 2 \sqrt{(1 - \omega^2) + \left(\frac{R^2}{R_0^2} - 1\right)} + \frac{\left(\frac{R^2}{R_0^2} - 1\right)}{\sqrt{(1 - \omega^2)}} d\omega + C \\ &= \frac{\rho_L R_0^2}{2} \left[\omega \sqrt{(1 - \omega^2)} \mp \omega \sqrt{\left(\frac{R^2}{R_0^2}\right) - \omega^2} \mp \left(\frac{R^2}{R_0^2}\right) \arcsin\left(\frac{\omega}{\frac{R}{R_0}}\right) + \left(\frac{R^2}{R_0^2}\right) \arcsin(\omega) \right] + C \end{aligned} \quad (116)$$

Nach der Re-Substitution lässt sich $G'(\lambda)$ bestimmen:

$$\begin{aligned}
 G'(\lambda) &= \frac{e_L R_0^2}{2} \left[(-\cos(\lambda+\rho_0)) (\sin(\lambda+\rho_0)) \mp \left(-\cos(\lambda+\rho_0) \sqrt{\left(\frac{R^2}{R_0}\right) - \cos^2(\lambda+\rho_0)} \right) \right. \\
 &\quad \left. \mp \left(\frac{R^2}{R_0^2}\right) \arcsin\left(\frac{-\cos(\lambda+\rho_0)}{\left(\frac{R}{R_0}\right)}\right) + \left(\frac{R^2}{R_0^2}\right) \left(\frac{\pi}{2} - \arccos(-\cos(\lambda+\rho_0))\right) \right] + C \\
 &= \frac{e_L}{2} R_0^2 \left[(-\cos(\lambda+\rho_0)) (\sin(\lambda+\rho_0)) \mp \left(-\cos(\lambda+\rho_0) \sqrt{\left(\frac{R^2}{R_0^2}\right) - \cos^2(\lambda+\rho_0)} \right) \right. \\
 &\quad \left. \mp \left(\frac{R^2}{R_0^2}\right) \arcsin\left(\frac{-\cos(\lambda+\rho_0)}{\left(\frac{R}{R_0}\right)}\right) - \left(\frac{R^2}{R_0^2}\right) \left(\frac{\pi}{2} - (\lambda+\rho_0)\right) \right] + C
 \end{aligned}$$

$$\text{mit } \frac{R}{R_0} = \frac{\sin(90^\circ + \lambda + \rho_0)}{\sin(90^\circ - \lambda - \rho)} = \frac{\cos(\lambda + \rho_0)}{\cos(-\lambda - \rho)} \quad (115)$$

$$\begin{aligned}
 G'(\lambda) &= \frac{e_L}{2} R_0^2 \left[(-\cos(\lambda+\rho_0)) (\sin(\lambda+\rho_0)) \pm \left(\frac{R}{R_0}\right) \cos(\lambda+\rho_0) \sqrt{1 - \cos^2(\lambda+\rho)} \right. \\
 &\quad \left. \mp \left(\frac{R^2}{R_0^2}\right) \arcsin\left(\sin\left(\frac{\pi}{2} + \lambda + \rho\right)\right) - \left(\frac{R^2}{R_0^2}\right) \left(\frac{\pi}{2} - (\lambda + \rho_0)\right) \right] + C \\
 &= \frac{e_L}{2} R_0^2 \left[-\frac{1}{2} \sin(2(\lambda+\rho_0)) \pm \frac{R}{R_0} \cos(\lambda+\rho_0) \sin(\lambda + \rho) \right. \\
 &\quad \left. \mp \left(\frac{R^2}{R_0^2}\right) \left[-\frac{\pi}{2} + (\lambda + \rho) \right] - \left(\frac{R^2}{R_0^2}\right) \left(\frac{\pi}{2} - (\lambda + \rho_0)\right) \right] + C
 \end{aligned} \quad (116)$$

10.4 Girlande mit geteilter Seitentragegrolle

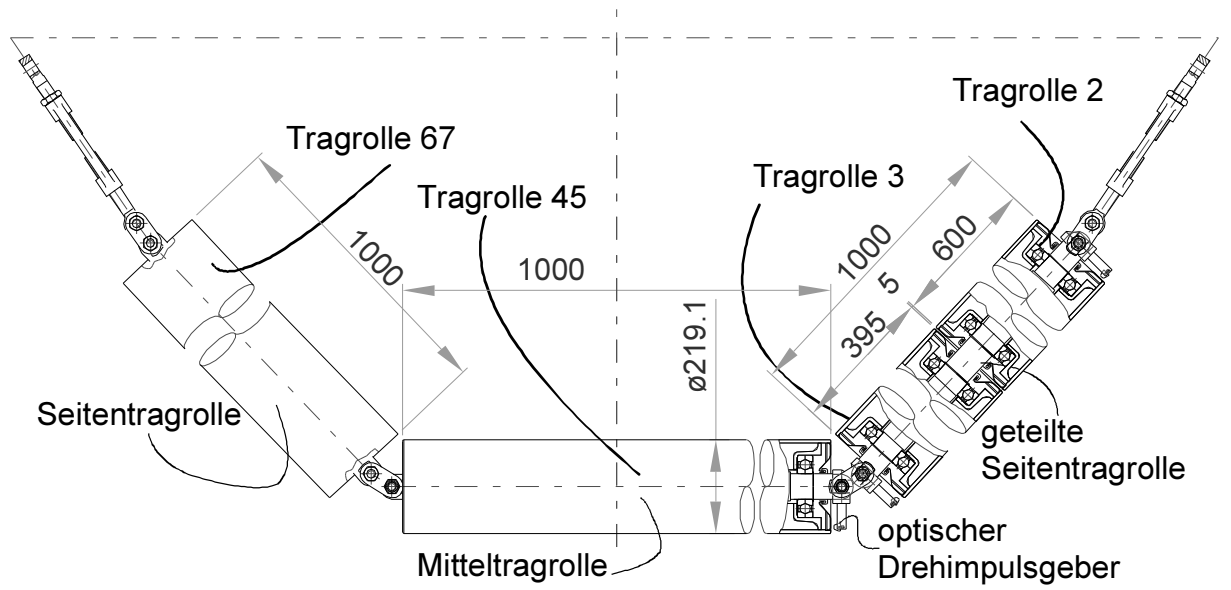


Bild 10.1: Schematische Darstellung der Girlande OT-1000-eT mit einer geteilten Seitentragegrolle und dem Anbau optischer Drehimpulsgeber

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name: Franz-Otto Geesmann
Geburt: 1. Februar 1968 in Ibbenbüren

Schulbildung

1974 - 1978 Kardinal-von-Galen-Grundschule, Laggenbeck
1978 - 1988 Johannes-Kepler-Gymnasium, Ibbenbüren
6. Juni 1988 Allgemeine Hochschulreife

Studium

1988/10 - 1995/03 Maschinenbaustudium an der Universität Hannover mit der
Fachrichtung Konstruktion und Entwicklung
Schwerpunkt: Fördertechnik, Konstruktion und Messtechnik
28. Februar 1995 Diplomprüfung

Berufliche Tätigkeiten

1990/11 - 1995/03 Wissenschaftliche Hilfskraft am Institut für Fördertechnik der
Universität Hannover
1991/10 - 1994/11 Konstrukteur bei der Firma Noell Abt. Hafentechnik in
Langenhagen
seit 1995/04 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Fördertechnik
der Universität Hannover