

Federungstechnik



IHR PARTNER FÜR FEDERUNGSTECHNIK

Die MGW-Vertriebsgemeinschaft ist ein Zusammenschluß von neun leistungsfähigen Unternehmen. Seit ihrer Gründung hat die MGW-Vertriebsgemeinschaft nach immer neuen Wegen in der Federungstechnik und der damit verbundenen technischen Innovation geforscht.

Die konsequente Anwendung der im Mündener Gummiwerk GmbH entwickelten MGW-Gummihohlfedern hat sich in einer immer differenzierter und technisch anspruchsvoller werdenden Federungstechnik für die Anwender positiv ausgewirkt. Mit modernsten Fertigungsverfahren produziert das Mündener Gummiwerk das Standardprogramm der MGW-Gummihohlfedern und eine Vielzahl von Spezialelementen für die KFZ-Industrie und den allgemeinen Maschinenbau. Optimierte Prüfverfahren und ständige Kontrolle der Gummimischungen sichern hohes Qualitätsniveau.

Technisch qualifizierte Beratung, spezifische Lösungsvorschläge, ein erfahrener Aussendienst und kurzfristige Lieferbereitschaft, das sind die Vorteile, die die MGW-Vertriebsgemeinschaft als leistungsfähiger und erfahrener Partner bietet.

Die Nähe Ihres Beratungs- und Vertriebspartners gewährleistet kurzfristige Information und besten Service.

<u>Thema</u>	<u>Seite</u>
MGW-Vertriebsgemeinschaft	2
MGW-Standardprogramm.....	4
MGW-Gummihohlfeder Typendarstellung	5
Anwendungsgebiete.....	6
Typenspezifische Hinweise	7
MGW-Befestigungsteile für Gummihohlfedern	23
Einführung in die Gummifederungstechnik	24
I. Einleitung und Begriffsdefinitionen.....	24
II. Grundzüge der Schwingungsisolierung	26
III. Einige Regeln für den Einsatz von MGW-Gummihohlfedern	32
IV. Zusammenfassung.....	37
Prinzipielle Vorgehensweise für eine Schwingungsisolierung	38
Verwendete Formelzeichen	39

		Int.-Nr.
TO	25/34	2561
TO	36/70	2563
TO	55/55	2548
TO	56/90	2536
TO	56/140	2569
TO	60/75	2977+78
TO	70/85	2572
TO	88/130	2574
TO	90/108	2576
TO	95/140	2579
TO	110/120	2587
TO	120/140	2586
TO	140/125	2587
TO	150/155	2588
TO	180/188	2589
EE	70/80	2619
EE	96/96	2575+76
EE	100/120	2629
EE	125/92	2631
EE	130/100	2632
EE	143/130	1059

		Int.-Nr.
ME	80/60	1060
ME	120/66	1065+66
ME	160/110	2597
ME	180/110	1062
ME	235/135	2981+82
KE	87/75	2603
KE	110/80	1067
KE	110/92	2606
KE	120/75	2547
KE	160/105	2979+80
KE	180/120	2609



Tonnenförmige Gummihohlfeder TO

- Lineare Anfangssteifigkeit
- Knickstabil
- Aufnahme von Querkräften
- Für Spitzenkräfte bis 100 KN



Einfach eingeschnürte Gummihohlfeder EE

- Gegenüber Tonnenfeder geringere Anfangssteifigkeit
- Größere Einfederung als TO möglich
- Kräfte bis 50 KN



Mehrfach eingeschnürte Gummihohlfeder ME

- Je nach Anzahl der Einschnürungen gegenüber TO und EE geringere Anfangssteifigkeit
- Größere Federwege
- Kräfte bis 25 KN



Kegelförmige Gummihohlfeder KE

- Für sehr weichen Kennlinienanlauf, starke Progression und große Gesamteinfederung
- Kräfte bis 10 KN



Gummihohlfeder Sondertypen

- Progressiver Kennlinienverlauf über den gesamten Bereich
- Geringe Federwege im Anfangsbereich
- Kräfte bis 100 KN (Unterlagen auf Anfrage)

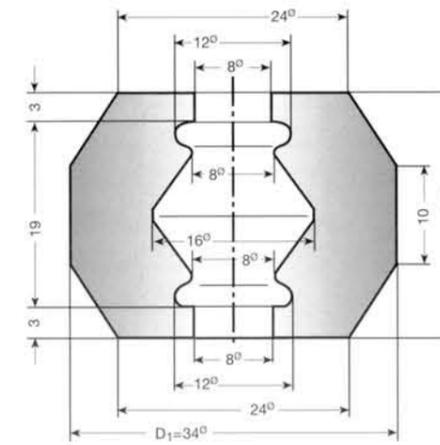
MGW-Gummihohlfeder im Fahrzeugbau

Einsatzfall	Konstruktive Anwendung	Funktion	Fahrzeugart
Alleinabfederung	Als Hauptfederelement in Verbindung mit entsprechenden Rad bzw. Achsführungen	Leergewicht + Nutzlast + dyn. Stoßlast. Progressive Charakteristik, Annäherung zur e-Funktion	PKW, Zweiradfahrzeuge LKW, Anhänger, Omnibusse, Schienenfahrzeugbau, Kufen- u. Fahrzeugfederung im Flugzeugbau
Kombinationsfederung	Kombinationsfederung Als Kombinationselement zur Blatt-, Schrauben-, Drehstabfeder	Gleichschaltung der Gummihohlfeder mit Metallfedern (kombinierte Parallel-Hintereinanderschaltung)	PKW, LKW, Anhänger, Omnibusse, Schienenfahrzeugbau
Luftfederung Flüssigkeitsfeder	Als Notlaufelement und zur Anschlagbegrenzung	Übernimmt volle Achslast bei Ausfall der Hauptfeder und läßt Beeinflussung der Kennung im dyn. Lastbereich zu	PKW, LKW, Anhänger, Omnibusse, Schienenfahrzeuge
Elastische Aufbautenlagerung	Als Hauptfederelement für Fahrzeugaufbauten	Zur Aufnahme der Verwindungskraft bei geländegängigen Fahrzeugen mit verwindungssteifen Aufbauten	Fahrerhauslagerung im LKW, Tankwagen und -anhänger, Omnibusse und Militärfahrzeuge (Sattelkupplungen Aufliegerfahrzeuge)
Elastische Lagerung von Aggregaten	Als Hauptfederelement	Passive und aktive Schwingungsbekämpfung von Motor, Getriebe u. Zusatzaggregaten im Fahrzeugbau (überkritische Lagerung)	LKW, Omnibusse, Tankwagen, Schienenfahrzeuge, Sonderfahrzeuge, Militärfahrzeuge
Elastische Zug- und Stoßeinrichtung	Als Hauptfederelement	Übernahme von Zug- und Stoßkräften in Anhängerkupplungen und für elastisch gefederte Stoßstangen	Äußere Stoßschutz im Fahrzeugbau - LKW, Anhänger, gefederte Stoßstangen für PKW, Pufferkupplungen im Schienenfahrzeugbau

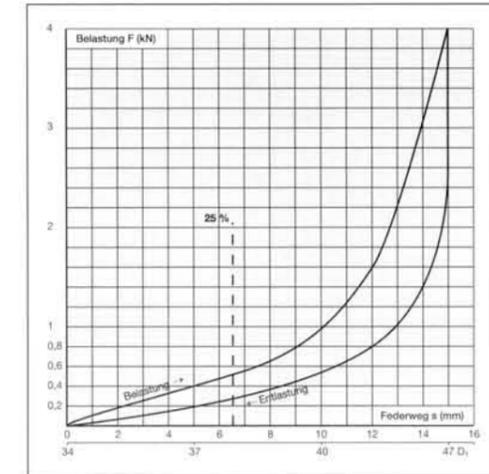
MGW-Gummihohlfeder im Maschinenbau

Einsatzbenennung	Funktion	Einsatzgebiete
Elastische Lagerungen	Zur Passiv- und Aktiventstörung von Maschinen, vorwiegend im überkritischen Bereich, zur Isolierung u. Dämpfung schädlicher Erregerschwingungen	Werkzeugmaschinen, Walzwerke, Stanzen, Kompressoren, Motoren, Instrumente, Textilmaschinen, Prüfstände, Schmiedehämmer, Schwingbühnen, Schwingfundamente z. Lagerung v. Aggregatgruppen
Schwingungstechnische Maschinen	Als Lagerungs-Element zur elast. Trennung schwingender Massen z. Maschinenfundament bei gleichzeitiger Übernahme der Anlenkung. Als Arbeitsfeld bei im Resonanzbereich laufenden	Maschinen Schwingsiebe, Schwingmühlen, Schwingförderer, Rütteltische, Rüttelformmaschinen, Straßenbaumaschinen, Vibrationswalzen usw.
Auflaufvorrichtungen	Hintereinandergeschaltete Feder-Systeme zur Aufnahme und Dämpfung der kinetischen Energie sich freibewegender Massen-Systeme bei progressiver Federfunktion	Wagensperren im Bergbau, Endbegrenzung von Kranlaufbahnen, Auflaufbremsen, Zug- und Stoßeinrichtung. Vorrichtungen zur Aufnahme kinetischer Energie
Kupplungen und Regelsysteme	Progressive Funktion ermöglicht weichen Anlauf der Kupplung bei voller Aufnahme von Überlastungsstößen. Gefederte Regelsysteme unter Ausnutzung der erzielbaren Variationsbreite des Typenprogrammes	Axial- und Radialkupplungssysteme, Sonderkonstruktionen von Kupplungen. Vorgespannte Regelsysteme im Werkzeugmaschinenbau, Regelgetriebe usw.
Werkzeugbau Vorrichtungsbau	Überlastungsunempfindliche Funktion durch Ausnutzung der progressiven Federfunktion	Schnitt-, Präge- und Stanzwerkzeuge als Auswerferelemente, Einbau in Spannwerkzeugen

mgw - Gummihohlfeder



TO 25/34
Kern N



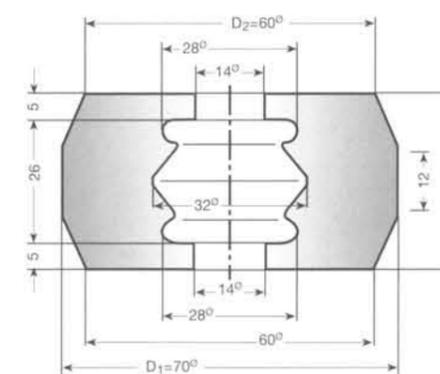
Belastungs- und Funktionswerte

V [%]	s [mm]	F [N]	c [N/mm]	n _e [min ⁻¹]	A [Nm]
15	3,8	320	70	525	0,6
20	5,0	400	66	456	1,0
25	6,3	490	80	453	1,6
30	7,5	600	97	451	2,2
40	10,0	980	200	507	4,0
50	12,5	1850	500	588	7,5

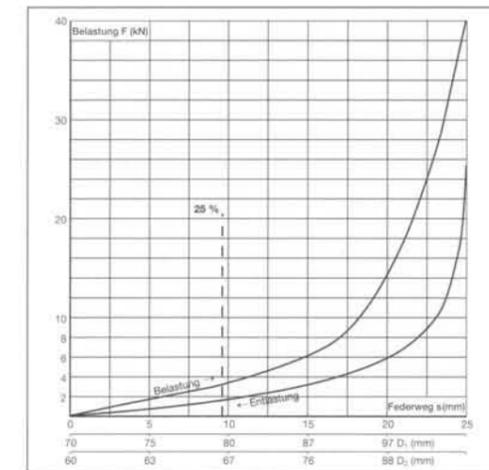
Befestigungssystem

Oben
auf Anfrage
Unten
auf Anfrage

mgw - Gummihohlfeder



TO 36/70
Kern N



Belastungs- und Funktionswerte

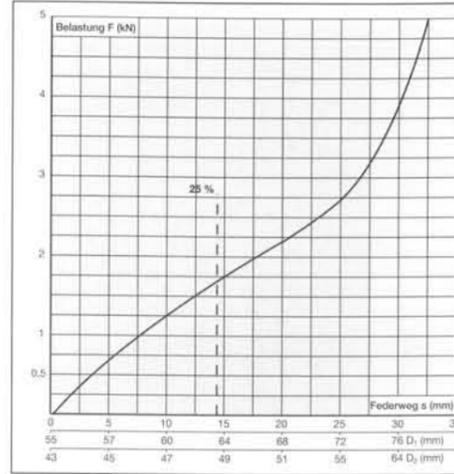
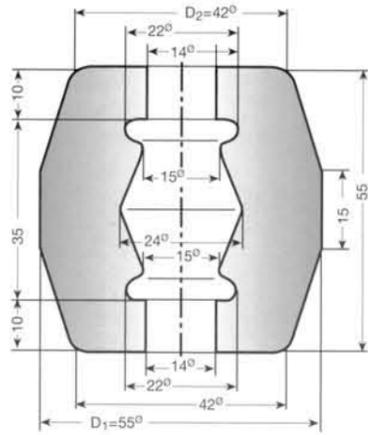
V [%]	s [mm]	F [N]	c [N/mm]	n _e [min ⁻¹]	A [Nm]
15	5,4	1800	290		
20	7,2	2300	290		
25	9,0	2900	310		
30	10,8	3500	400		
40	14,4	5400	670		
50	18,0	9500	1370		

Befestigungssystem

Oben
Buchse B 220
Flansch F 108
Unten
auf Anfrage

ngw - Gummihohlfeder

TO 55/55
Kern N



Belastungs- und Funktionswerte

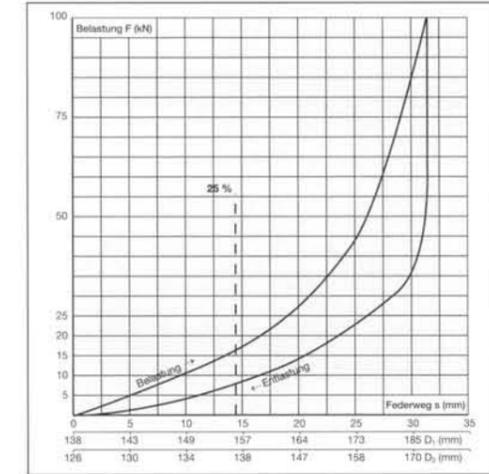
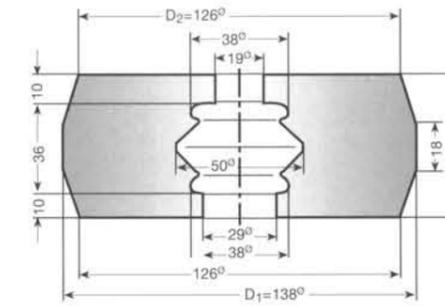
V [%]	s [mm]	F [N]	c [N/mm]	n _e [min ⁻¹]	A [Nm]
15	8,3	1070	115	368	4,5
20	11,0	1350	97	298	8,0
25	13,8	1600	95	273	12,3
30	16,5	1870	93	250	17,0
40	22,0	2350	95	225	28,0
50	27,5	3100	200	285	43,0

Befestigungssystem

Oben
auf Anfrage
Unten
auf Anfrage

ngw - Gummihohlfeder

TO 56/140
Kern N



Belastungs- und Funktionswerte

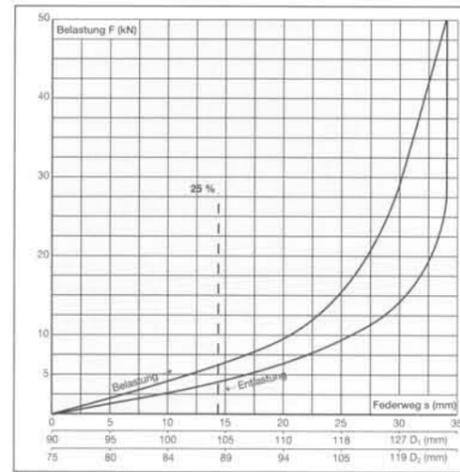
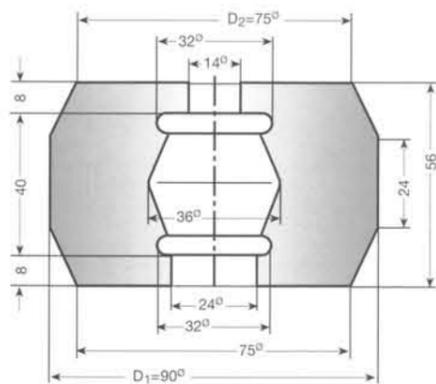
V [%]	s [mm]	F [N]	c [N/mm]	n _e [min ⁻¹]	A [Nm]
15	8,4	8800	1220	418	35
20	11,2	12200	1300	366	70
25	14,0	16000	1500	343	110
30	16,8	20400	1750	329	160
40	22,4	33800	3200	335	320
50	28,0	64000	6800	368	580

Befestigungssystem

Oben
Buchse B 214
Flansch F 105
Unten
auf Anfrage

ngw - Gummihohlfeder

TO 56/90
Kern N



Belastungs- und Funktionswerte

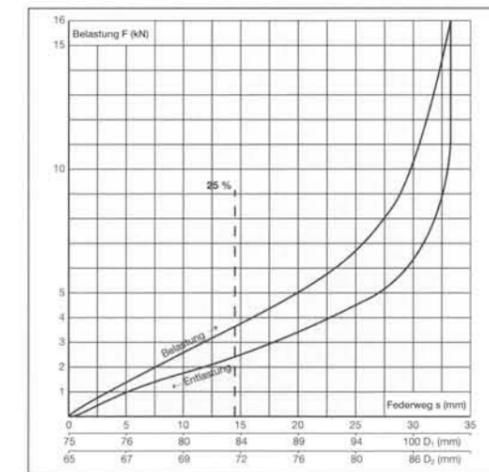
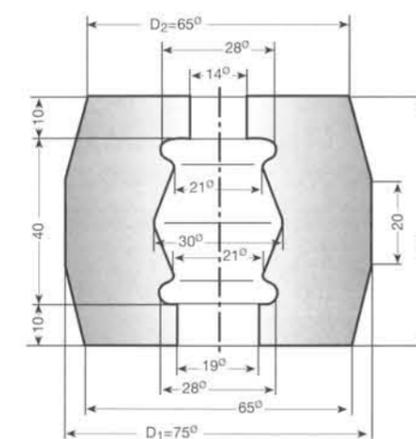
V [%]	s [mm]	F [N]	c [N/mm]	n _e [min ⁻¹]	A [Nm]
15	8,4	3700	380	360	16
20	11,2	4750	375	316	27
25	14,0	5800	415	300	46
30	16,8	7000	500	300	66
40	22,4	11600	1120	348	104
50	28,0	21000	2600	395	188

Befestigungssystem

Oben
Buchse B 219
Flansch F 107
Unten
auf Anfrage

ngw - Gummihohlfeder

TO 60/75
Kern N



Belastungs- und Funktionswerte

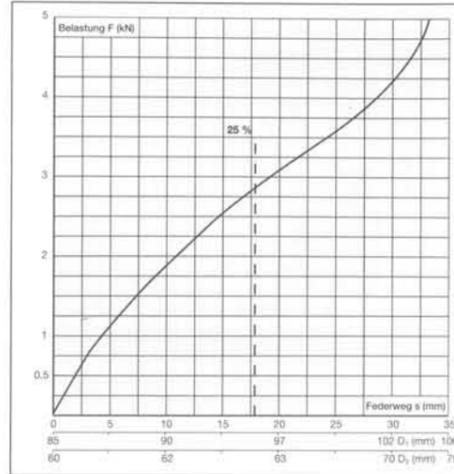
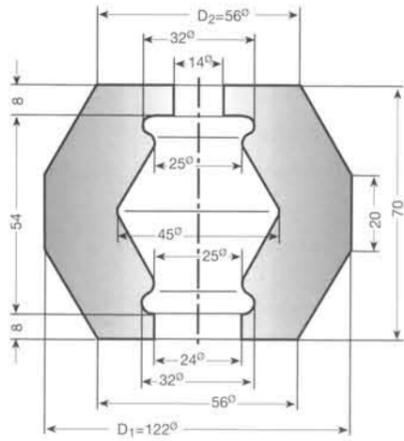
V [%]	s [mm]	F [N]	c [N/mm]	n _e [min ⁻¹]	A [Nm]
15	9	2450	230	343	10,5
20	12	3150	225	300	18,5
25	15	3800	225	273	29,0
30	18	4400	215	248	42,0
40	24	6200	365	272	73,0
50	30	10000	875	332	120,0

Befestigungssystem

Oben
Buchse B 217
Flansch F 108
Unten
auf Anfrage

ngw - Gummihohlfeder

TO 70/85



Belastungs- und Funktionswerte

V [%]	s [mm]	F [N]	c [N/mm]	n _e [min ⁻¹]	A [Nm]
15	10,5	2000	145	322	11
20	14,0	2450	125	254	19
25	17,5	2850	110	220	28
30	21,0	3200	102	200	40
40	28,0	3950	130	204	66
50					

Befestigungssystem

Oben

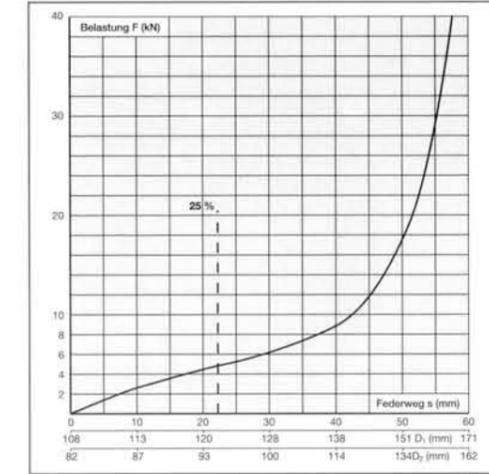
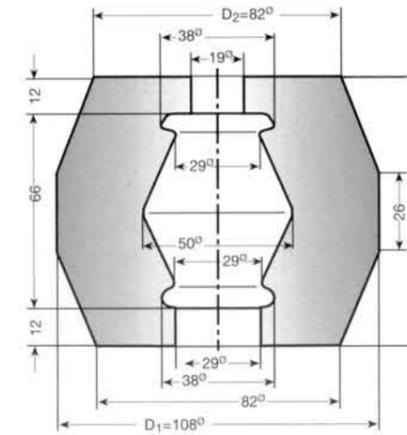
Buchse B 219
Flansch F 107

Unten

auf Anfrage

ngw - Gummihohlfeder

TO 90/108
Kern N



Belastungs- und Funktionswerte

V [%]	s [mm]	F [N]	c [N/mm]	n _e [min ⁻¹]	A [Nm]
15	13,5	3400	209	278	23
20	18,0	4250	180	232	43
25	22,5	5000	150	195	60
30	27,0	5650	172	196	83
40	36,0	7600	297	222	123
50	45,0	12000	800	290	227

Befestigungssystem

Oben

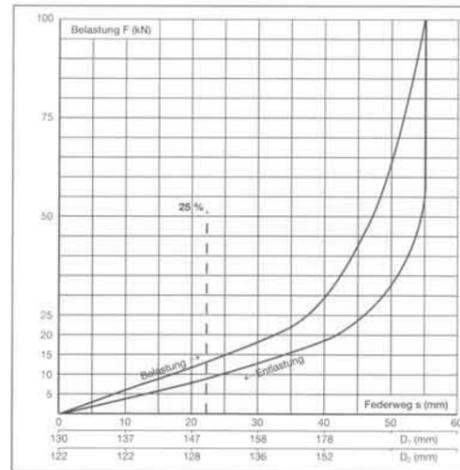
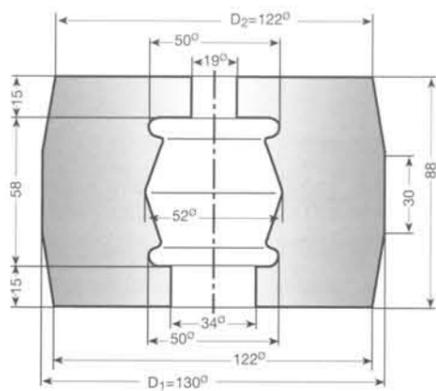
Buchse B 212
Flansch F 105

Unten

auf Anfrage

ngw - Gummihohlfeder

TO 88/130
Kern N



Belastungs- und Funktionswerte

V [%]	s [mm]	F [N]	c [N/mm]	n _e [min ⁻¹]	A [Nm]
15	13,2	7800	550	298	55
20	17,6	10200	500	248	90
25	22,0	12500	520	230	150
30	26,4	15000	600	224	200
40	35,2	22500	1100	248	360
50	44,0	39500	2850	302	630

Befestigungssystem

Oben

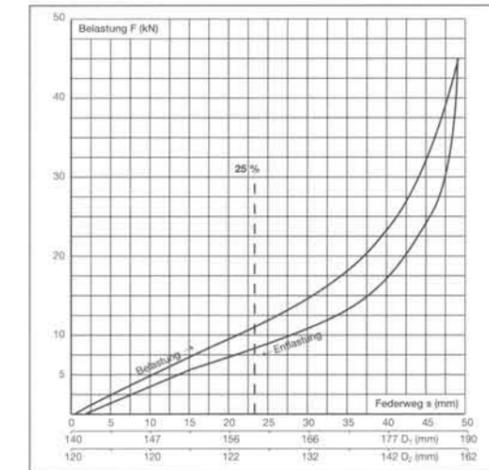
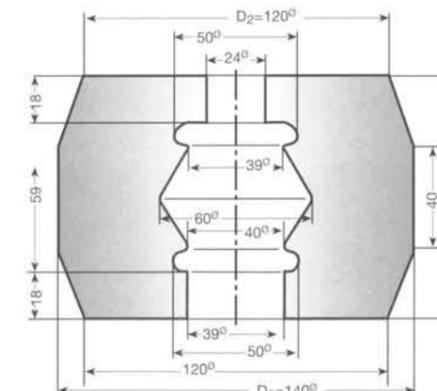
Buchse B 211
Flansch F 103

Unten

auf Anfrage

ngw - Gummihohlfeder

TO 95/140
Kern N



Belastungs- und Funktionswerte

V [%]	s [mm]	F [N]	c [N/mm]	n _e [min ⁻¹]	A [Nm]
15	14,3	7100	440	279	55
20	19,0	9200	400	234	94
25	23,8	11200	430	220	130
30	28,5	13400	520	222	200
40	38,0	20600	1060	254	360
50	47,5	39500	3400	207	600

Befestigungssystem

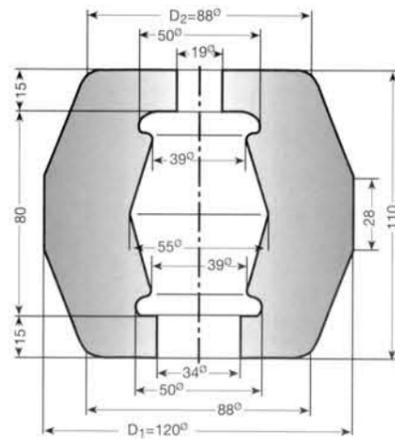
Oben

Buchse B 209
Flansch F 104

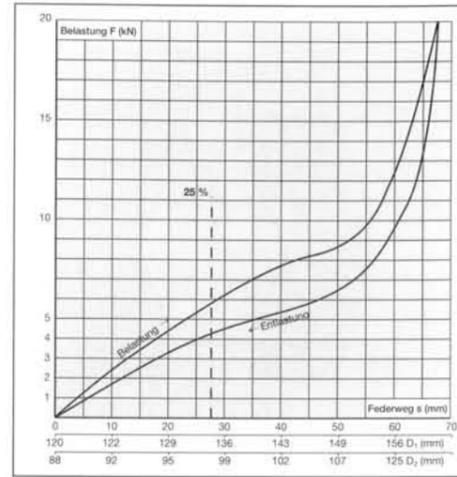
Unten

auf Anfrage

ngw - Gummihohlfeder



TO 110/120
Kern N



Belastungs- und Funktionswerte

V [%]	s [mm]	F [N]	c [N/mm]	n _e [min ⁻¹]	A [Nm]
15	16,5	3750	200	259	30
20	22,0	4900	200	226	55
25	27,5	5900	175	193	84
30	33,0	6800	170	177	118
40	44,0	8200	100	124	200
50	55,0	10000	320	170	300

Befestigungssystem

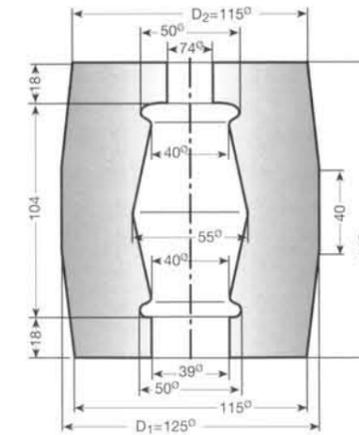
Oben

Buchse B 211
Flansch F 103

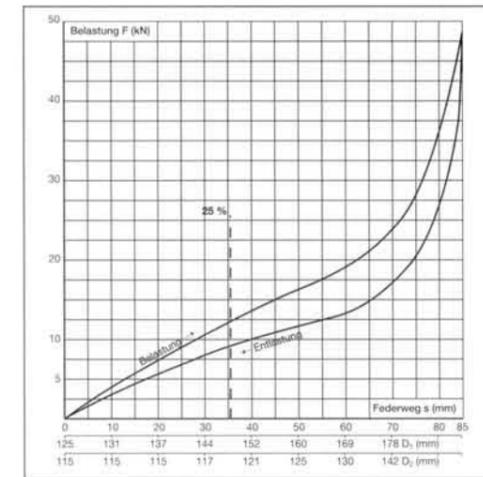
Unten

auf Anfrage

ngw - Gummihohlfeder



TO 140/125
Kern N



Belastungs- und Funktionswerte

V [%]	s [mm]	F [N]	c [N/mm]	n _e [min ⁻¹]	A [Nm]
15	21	7500	340	239	79
20	28	9800	320	203	137
25	35	11900	296	178	210
30	42	13900	272	154	300
40	56	17600	280	141	520
50	70	23400	640	185	800

Befestigungssystem

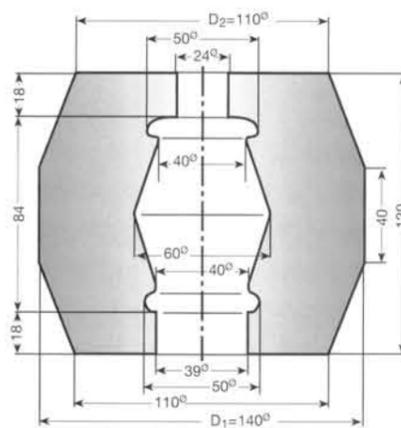
Oben

Buchse B 209
Flansch F 104

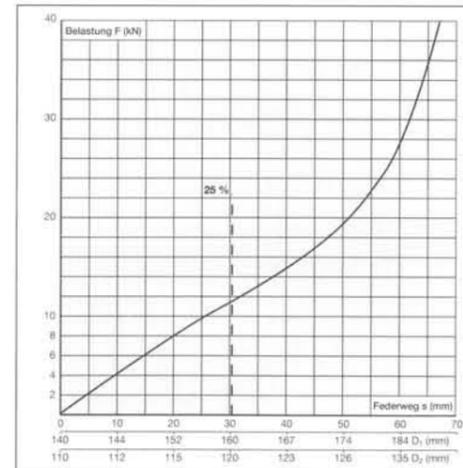
Unten

auf Anfrage

ngw - Gummihohlfeder



TO 120/140
Kern N



Belastungs- und Funktionswerte

V [%]	s [mm]	F [N]	c [N/mm]	n _e [min ⁻¹]	A [Nm]
15	18	7100	324	240	70
20	24	9000	288	288	120
25	30	10620	244	244	175
30	36	12150	243	243	240
40	48	16100	430	184	410
50	60	24300	1200	250	645

Befestigungssystem

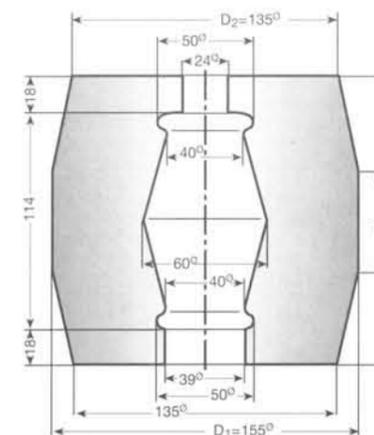
Oben

Buchse B 209
Flansch F 104

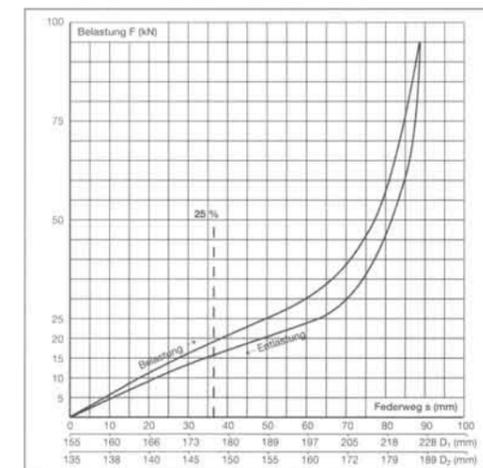
Unten

auf Anfrage

ngw - Gummihohlfeder



TO 150/155
Kern N



Belastungs- und Funktionswerte

V [%]	s [mm]	F [N]	c [N/mm]	n _e [min ⁻¹]	A [Nm]
15	22,5	10200	425	229	115
20	30,0	13500	395	192	200
25	37,5	16500	380	170	320
30	45,0	19000	370	157	450
40	60,0	25000	480	156	770
50	75,0	37000	1260	207	1200

Befestigungssystem

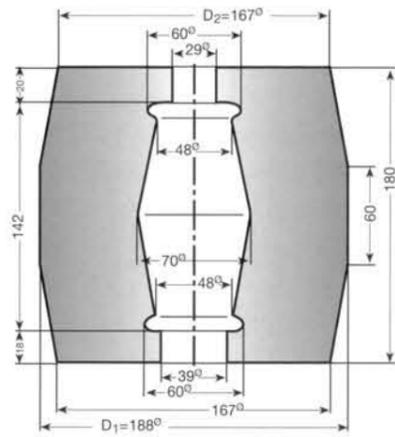
Oben

Buchse B 209
Flansch F 104

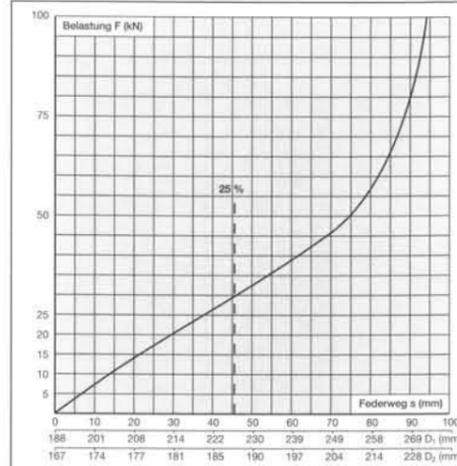
Unten

auf Anfrage

ngw - Gummihohlfeder



TO 180/188
Kern N



Belastungs- und Funktionswerte

V [%]	s [mm]	F [N]	c [N/mm]	n _e [min ⁻¹]	A [Nm]
15	27	14500	520	213	195
20	36	19000	510	184	340
25	45	23500	495	163	540
30	54	28000	500	150	760
40	72	39000	800	161	1360
50	90	64500	2450	219	2200

Befestigungssystem

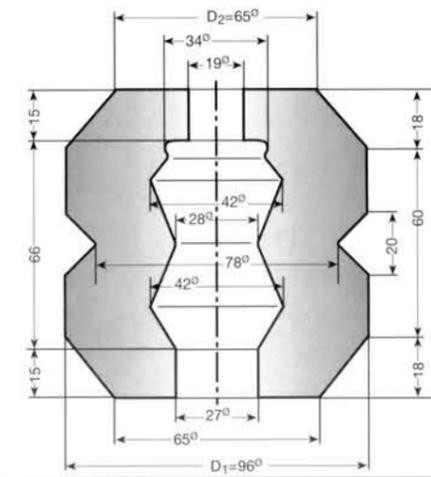
Oben

Buchse B 202
Flansch F 102

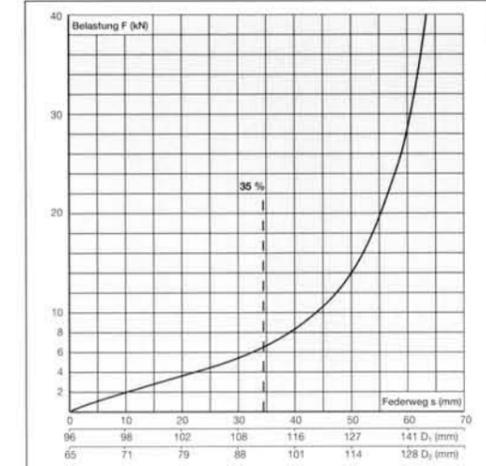
Unten

auf Anfrage

ngw - Gummihohlfeder



EE 96/96
Kern B



Belastungs- und Funktionswerte

V [%]	s [mm]	F [N]	c [N/mm]	n _e [min ⁻¹]	A [Nm]
15	14,4	2750	170	279	21
20	19,2	3500	160	240	36
25	24,0	4300	160	216	58
30	28,8	5100	170	205	77
40	38,4	7500	350	242	137
50	48,0	12700	760	275	234

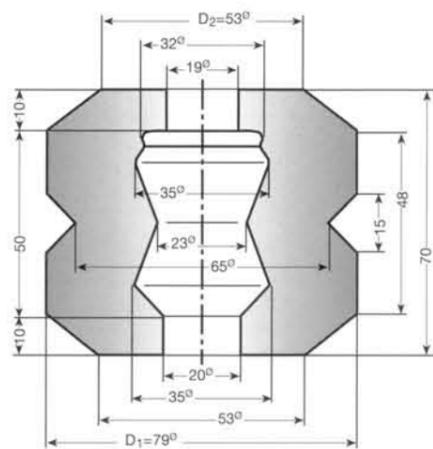
Befestigungssystem

Oben

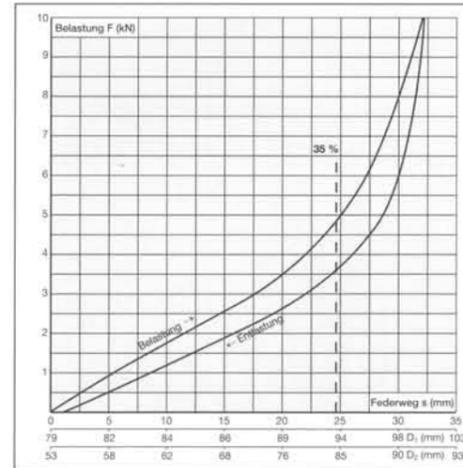
Buchse B 211
Flansch F 106

Unten

ngw - Gummihohlfeder



EE 70/80
Kern B



Belastungs- und Funktionswerte

V [%]	s [mm]	F [N]	c [N/mm]	n _e [min ⁻¹]	A [Nm]
15	10,5	1800	160	334	9,5
20	14,0	2400	175	303	17,0
25	17,5	3000	195	286	25,0
30	21,0	3750	240	384	38,0
40	28,0	6700	560	324	73,0
50					

Befestigungssystem

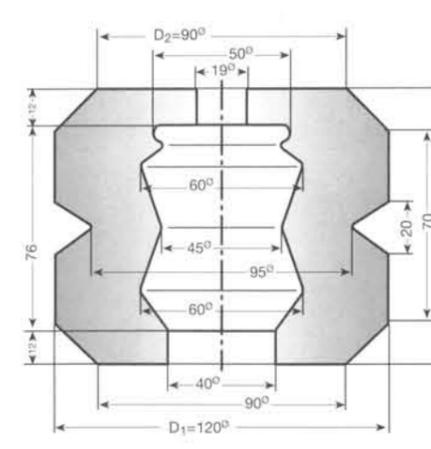
Oben

Buchse B 213
Flansch F 107

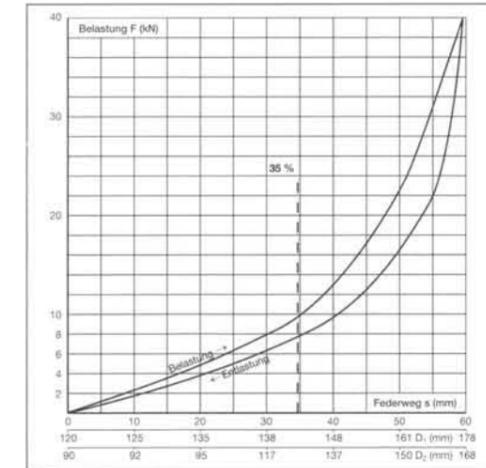
Unten

auf Anfrage

ngw - Gummihohlfeder



EE 100/120
Kern B



Belastungs- und Funktionswerte

V [%]	s [mm]	F [N]	c [N/mm]	n _e [min ⁻¹]	A [Nm]
15	15	3800	230	276	30
20	20	5000	250	251	51
25	25	6400	300	243	77
30	30	8000	340	231	113
40	40	13000	630	247	214
50	50	22400	1200	260	390

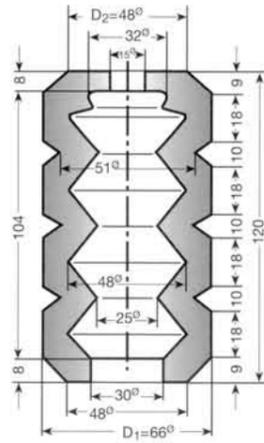
Befestigungssystem

Oben

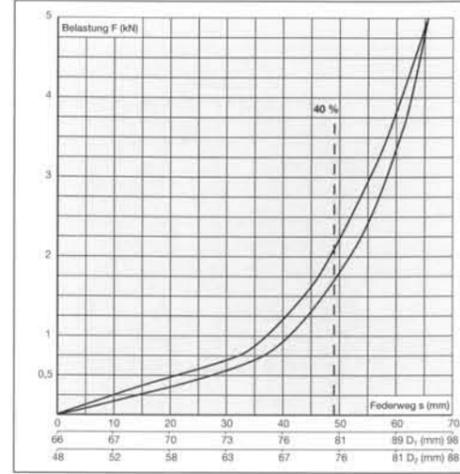
Buchse B 212
Flansch F 103

Unten

ngw - Gummihohlfeder



ME 120/66
Kern A



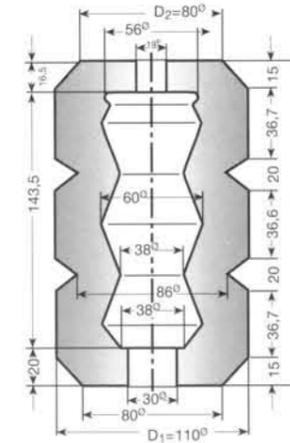
Belastungs- und Funktionswerte

V [%]	s [mm]	F [N]	c [N/mm]	n _e [min ⁻¹]	A [Nm]
15	18	450	24	259	4
20	24	580	20	211	7
25	30	700	28	225	11
30	36	950	55	270	16
40	48	1950	120	278	32
50	60	3800	185	247	65

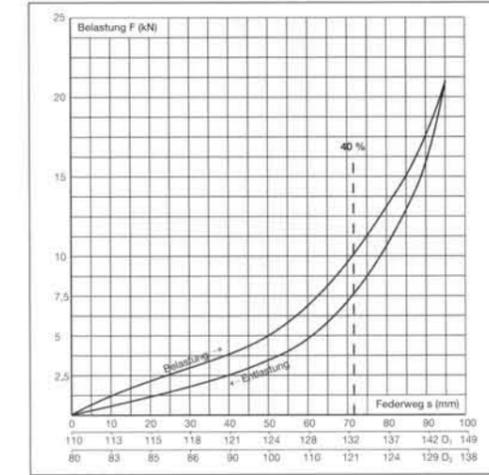
Befestigungssystem

Oben	
Buchse	B 219
Flansch	F 107
Unten	

ngw - Gummihohlfeder



ME 180/110
Kern A



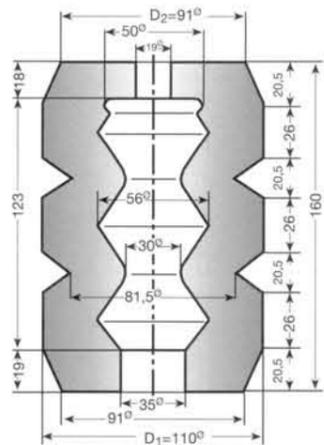
Belastungs- und Funktionswerte

V [%]	s [mm]	F [N]	c [N/mm]	n _e [min ⁻¹]	A [Nm]
15	27	2700	80	193	39
20	36	3450	85	176	68
25	45	4300	120	187	100
30	54	5700	180	200	142
40	72	10200	310	196	280
50	90	18000	550	196	520

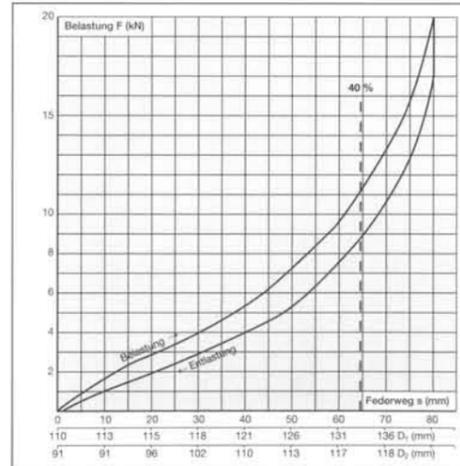
Befestigungssystem

Oben	
Buchse	B 210
Flansch	F103
Unten	

ngw - Gummihohlfeder



ME 160/110
Kern B



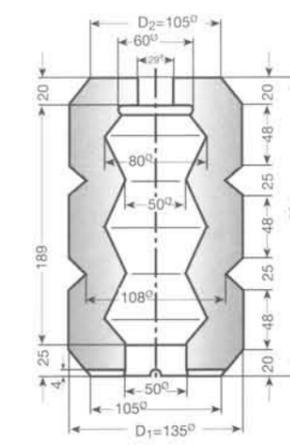
Belastungs- und Funktionswerte

V [%]	s [mm]	F [N]	c [N/mm]	n _e [min ⁻¹]	A [Nm]
15	24	3400	110	202	46
20	32	4360	110	178	74
25	40	5300	130	176	110
30	48	6650	180	184	163
40	64	10900	340	198	310
50	80	19800	900	239	500

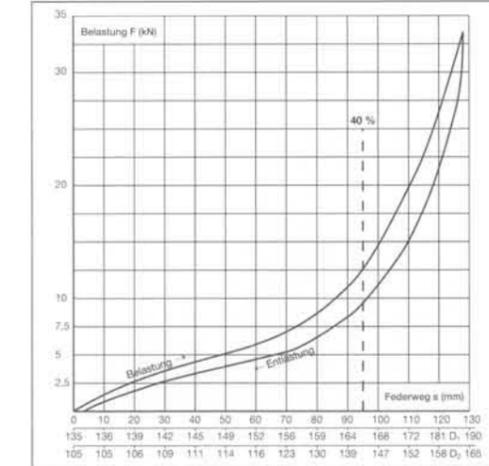
Befestigungssystem

Oben	
Buchse	B 208
Flansch	F 103
Unten	

ngw - Gummihohlfeder



ME 235/135
Kern C



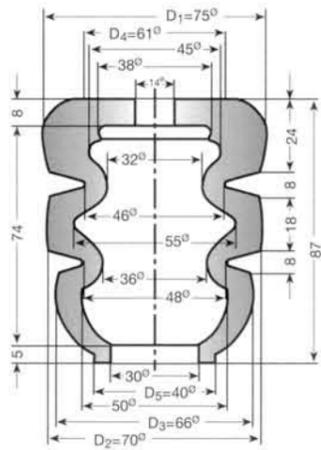
Belastungs- und Funktionswerte

V [%]	s [mm]	F [N]	c [N/mm]	n _e [min ⁻¹]	A [Nm]
15	35	4000	80	159	80
20	47	4900	77	141	130
25	59	5900	89	138	194
30	70	7100	124	148	270
40	94	12500	340	185	470
50	118	25000	730	193	910

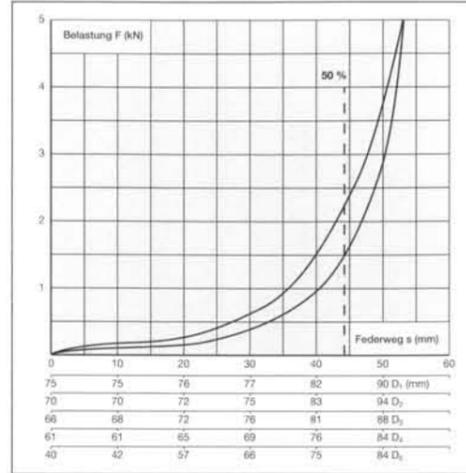
Befestigungssystem

Oben	
Buchse	B 202
Flansch	F 102
Unten	

ngw - Gummihohlfeder



KE 87/75
Kern B



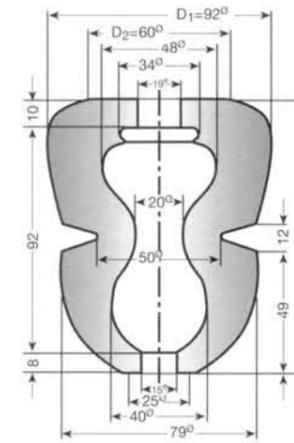
Belastungs- und Funktionswerte

V [%]	s [mm]	F [N]	c [N/mm]	n _e [min ⁻¹]	A [Nm]
15	13,0	170	7	228	1,7
20	17,4	220	15	293	2,5
25	21,8	310	25	319	3,5
30	26,0	430	36	324	4,5
40	35,0	950	85	335	10,0
50	43,5	2050	180	333	21,5

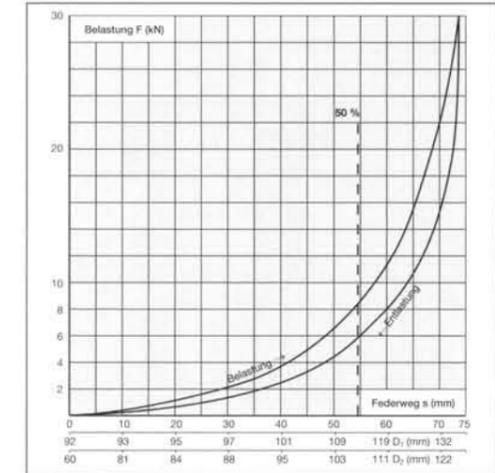
Befestigungssystem

Oben	
Buchse	B 218
Flansch	F 109
Unten	

ngw - Gummihohlfeder



KE 110/92
Kern C



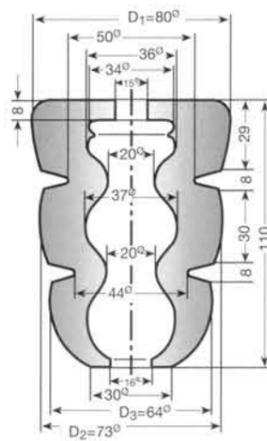
Belastungs- und Funktionswerte

V [%]	s [mm]	F [N]	c [N/mm]	n _e [min ⁻¹]	A [Nm]
15	16,5	800	60	307	7
20	22,0	1400	80	268	11
25	27,5	1700	110	286	18
30	33,0	2400	140	271	27
40	44,0	4500	240	259	63
50	55,0	7400	400	261	110

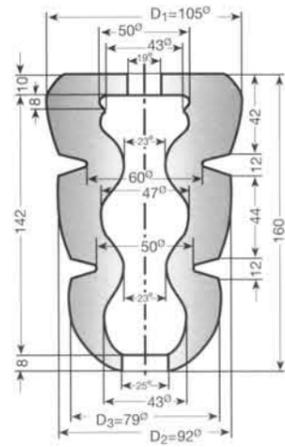
Befestigungssystem

Oben	
Buchse	B 214
Flansch	F 106
Unten	

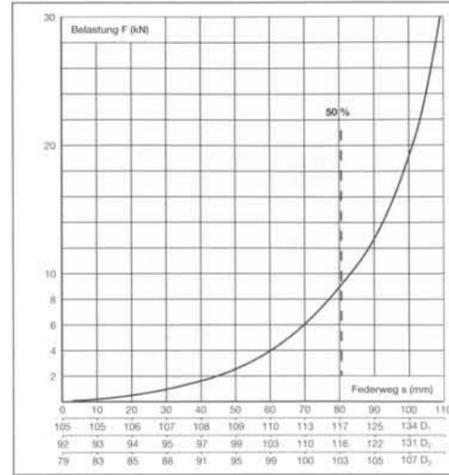
ngw - Gummihohlfeder



ngw - Gummi-hohlfeder



KE 160/105
Kern B



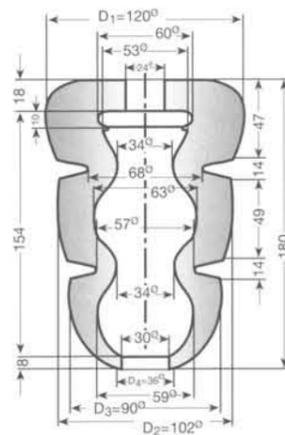
Belastungs- und Funktionswerte

V [%]	s [mm]	F [N]	c [N/mm]	n_e [min ⁻¹]	A [Nm]
15	24	950	43	239	11
20	32	1350	50	216	20
25	40	1850	72	221	33
30	48	2550	100	223	44
40	64	5150	210	226	105
50	80	9600	345	213	217

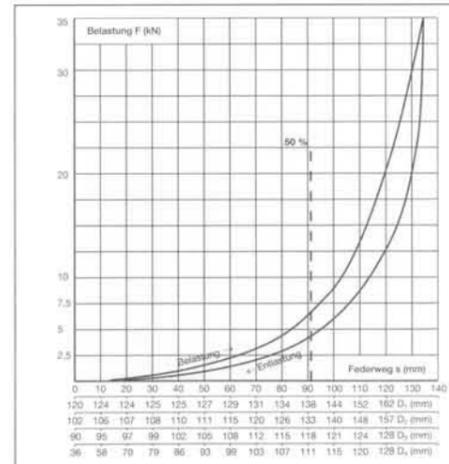
Befestigungssystem

Oben	
Buchse	B 214
Flansch	F 103
Unten	

ngw - Gummi-hohlfeder



KE 180/120
Kern A



Belastungs- und Funktionswerte

V [%]	s [mm]	F [N]	c [N/mm]	n_e [min ⁻¹]	A [Nm]
15	27	500	25	251	8
20	36	800	40	251	13
25	45	1200	50	229	20
30	54	1750	65	216	35
40	72	3300	105	202	70
50	90	6100	220	213	156

Befestigungssystem

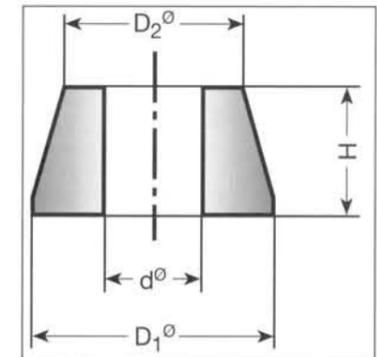
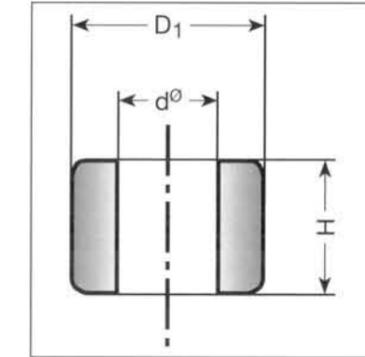
Oben	
Buchse	B 209
Flansch	F 102
Unten	



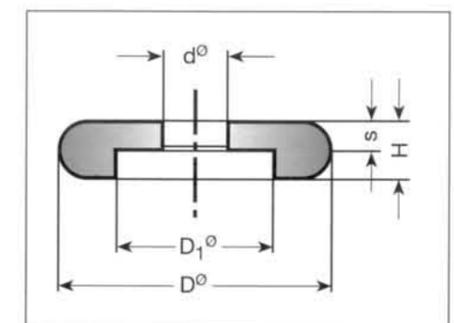
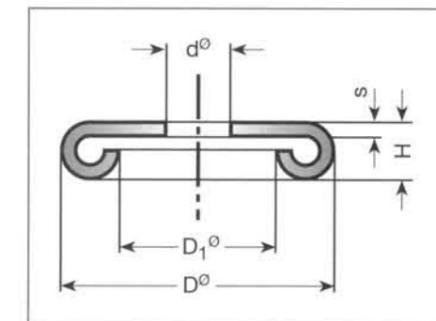
Befestigungsteile für Gummi-hohlfedern

Teil-Nr.	H	D ⁰	D ¹	d ⁰	für Gew.
B 201	31,0	42	-	16,5	M 16
B 202	18,5	30	-	16,5	M 16
B 203	8,5	31	-	16,5	M 16
B 204	8,5	30	-	16,5	M 16
B 205	16,5	25	-	12,5	M 12
B 206	13,5	25	20	12,5	M 12
B 207	13,5	25	-	12,5	M 12
B 208	16,5	20	-	12,5	M 12
B 209	16,5	25	-	16,5	M 16
B 210	15,0	20	-	12,5	M 12
B 211	13,5	20	-	12,5	M 12
B 212	10,5	20	-	12,5	M 12
B 213	8,5	20	-	10,5	M 10
B 214	8,5	20	-	12,5	M 12
B 215	5,0	16	-	10,5	M 10
B 216	10,0	15	-	10,5	M 10
B 217	8,5	15	-	10,5	M 10
B 218	6,5	15	-	8,5	M 8
B 219	6,5	15	-	10,5	M 10
B 220	4,0	15	-	10,5	M 10
B 221	8,5	21	16	10,5	M 10
B 222	8,5	15	-	8,5	M 8
B 223	15,0	30	-	16,5	M 16
B 224	12,0	25	-	16,5	M 16
B 225	6,5	20	-	12,5	M 12
B 226	20,0	20	-	12,5	M 12

Buchsen



Flansche



EINFÜHRUNG IN DIE GUMMIFEDERUNGSTECHNIK

I. Einleitung und Begriffsdefinitionen

1. Definition von Kautschuk, Gummi / Elastomer und Vulkanisation

Auszug aus DIN 53 501

Kautschuk ist ein unvernetztes, aber vernetzbares (vulkanisierbares) Polymer mit gummielastischen Eigenschaften bei Raumtemperatur und z. T. in angrenzenden Temperaturbereichen. Kautschuk kann unter geeigneten Bedingungen formgebend verarbeitet werden und ist ein Ausgangsprodukt für die Herstellung von Elastomeren bzw. Gummi.

Vulkanisation ist das Verfahren, bei dem Kautschuk durch Änderung seiner chemischen Struktur - z.B. durch Vernetzung - in einen Zustand überführt wird, der ihm elastische Eigenschaften verleiht.

Elastomere (Gummi) sind vernetzte Polymerwerkstoffe, die bei niedrigen Temperaturen glasartig hart sind und selbst bei hohen Temperaturen nicht viskos fließen, sondern sich insbesondere bei Raumtemperatur bis zur Zersetzungstemperatur gummielastisch verhalten.

2. Vom Rohkautschuk zur Gummifeder

Wegen seiner überragenden mechanischen und dynamischen Eigenschaften ist der Naturkautschuk (NK) prädestiniert für die Herstellung von Gummifedern und soll daher im weiteren betrachtet werden. Für spezielle Anwendungen können allerdings auch andere Kautschukarten, wie z.B. Polychloropren (CR) oder Polyisopren (IR) zum Einsatz kommen.

Während eines mehrstufigen Mischverfahrens in einem Innenmischer wird der Kautschuk zunächst auf die richtige Viskosität eingestellt und dann in den Füllstoff eingearbeitet. In den folgenden Schritten werden je nach Anforderungen an den fertigen Gummi Schwefel bzw. Beschleuniger, Weichmacher, Alterungsschutzmittel etc. zugegeben und zu einer Kautschukmischung homogenisiert.

Die Formgebung der Gummifeder erfolgt durch das Einspritzen der Kautschukmischung auf einer Spritzgießmaschine in eine Stahlform, die die gewünschte Innen- und Außengeometrie der Gummifeder abbildet. Unter den wesentlichen Parametern Temperatur, Zeit und Druck erfolgt nun die sogenannte Vulkanisation (Ch. Goodyear, 1839) bzw. Vernetzungsreaktion.

3. Modellvorstellung der Vernetzung

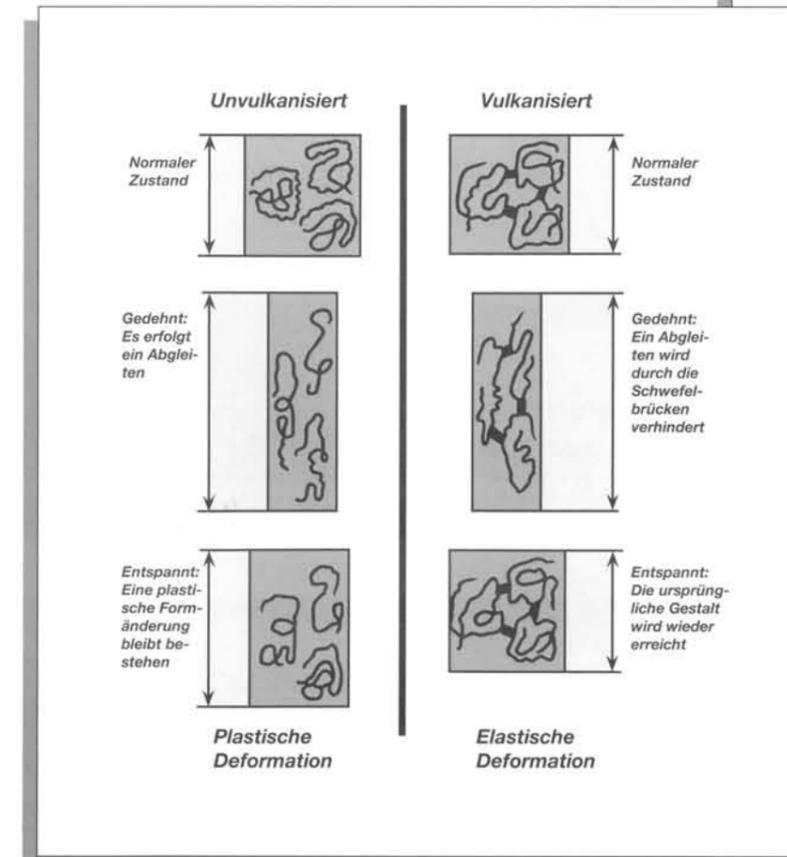
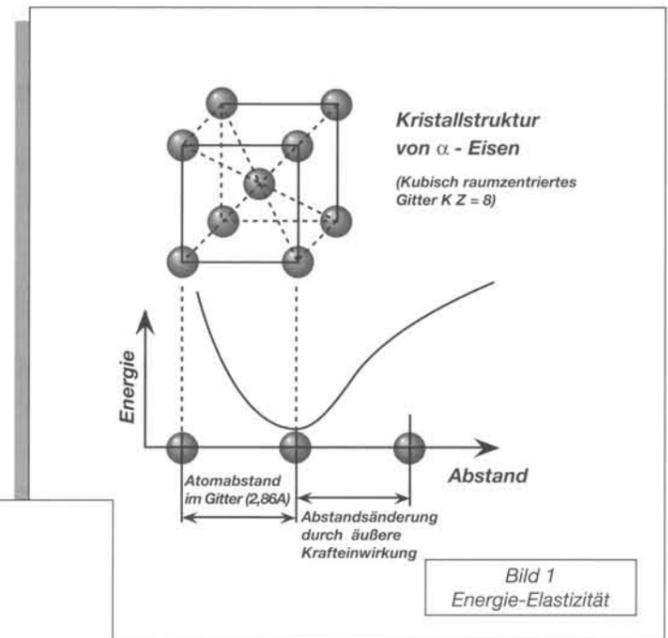
Bei diesem Modell liegt der Kautschuk in einem statisch verteilten Knäuel von Makromolekülen unterschiedlicher Kettenlängen vor. (Spaghetti-Knäuel) In diesem Zustand können die einzelnen Molekülketten ähnlich Spaghettifäden noch aneinander abgleiten (z.B. unter Einwirkung einer Zugkraft).

Bei der Vernetzung werden nun in einer chemischen Reaktion z.B. Schwefelketten (aufgebrochene S_8 Schwefelringe) in das Molekülknäuel eingebracht, wobei sich der Schwefel (über Hauptvalenzen) beispielsweise mit einem rechts und einem links von ihm liegenden Molekül verbindet. Dieser Vorgang ist zeit- und temperaturabhängig, wobei 10^X dieser Bindungsstellen (Brücken) entstehen. Dabei ergibt sich eine dreidimensionale Netzwerksmatrix.

4. Vergleich von Stahlfeder und Gummifeder

Im Gegensatz zu der amorphen Netzwerksmatrix des vulkanisierten Gummis liegt beim Stahl eine kristalline Gitterstruktur vor, in der der Abstand der einzelnen Atome durch ein Energieminimum bestimmt ist. Diese Abstände kann man nur durch Einbringen äußerer Energie in geringem Maße verändern, wobei nur geringe Deformationen möglich sind. Fällt die äußere Kraft weg, wird die gespeicherte innere Energie sofort wieder frei, die Atome nehmen ihre alten Plätze wieder ein. Man nennt dies Energie-Elastizität (siehe Bild 1).

Bringt man auf einen Gummikörper eine äußere Kraft auf, so werden die vernetzten Molekülketten in der Netzwerksmatrix (siehe Bild 2) über die



„Schwefelbrücken“ gehalten, können sich aber über die verbliebene freie Länge „entknäueln“, bzw. strecken und zwar abhängig von der Dichte und Anzahl der Vernetzungsstellen. Dabei wird der statisch unwahrscheinlichste, energiereichste Zustand angenommen. Die Tendenz zur Rückkehr in den wahrscheinlichsten Zustand der größten Unordnung (Maximalisierung der Entropie) entspricht der Rückstellkraft: Man spricht daher von Entropieelastizität.

Bild 2
Dehnungs- und Entspannungsvorgang bei unvulkanisiertem und vulkanisiertem Kautschuk

Beim Stahl erreicht man daher einen Federungseffekt nur durch die Formgebung der Stahlfeder, während der Gummi zur Formelastizität noch seine Materialelastizität einbringt, so daß man Gummifedern direkt als kompakte Federungskörper verwenden kann.

Dabei ist der Elastizitätsmodul ca. 10.000 mal kleiner als der von Stahl.

	Elastizitätsmodul	Werkstoffdämpfung	Reibungszahl gg. Stahl
	$\frac{N}{mm^2}$	φ°	μ
Feder-Stahl	200 000	$<1^\circ$	0,1...0,3
Gummi	3...50	$2^\circ...20^\circ$	0,4...1

Bild 3: Elastizitätsmodul, Werkstoffdämpfung und Reibungszahl von Gummi im Vergleich zu Stahl

II. Grundzüge der Schwingungsisolierung

Unter Beachtung gewisser Grenzwerte kann man Gummifedern, insbesondere aus Naturkautschuk, mit nahezu unbegrenzter Haltbarkeit konstruieren. Die dabei mögliche Eigenfrequenz liegt im Bereich

$$V_e = 3 - 30 \text{ Hz}$$

und ist damit ausreichend für die Schwingungs- und Lagerungstechnik.

Dabei unterscheidet man zwei Zieleinrichtungen. 1. Die Aktivisolierung: wie z.B. die Lagerung von Maschinen und Aggregaten. 2. Die Passivisolierung wie z.B. die Fahrzeugabfederung gegenüber der Straße.

1. Freie Schwingung

Elastische Lagerungen mit Gummifedern haben den Vorteil, daß in den meisten Fällen keine zusätzlichen Dämpfungsmaßnahmen nötig sind, um Aufschaukeln bzw. Resonanzeffekte zu vermeiden, da der Werkstoff Gummi eine ausreichende Eigendämpfung besitzt: $D = 0,01...0,1$.

Allerdings vermindert die Dämpfung den Isolierfaktor, wie im Bild 8 noch zu sehen ist. Wird eine auf Gummifedern gelagerte Masse in ihrer Schwerpunktschwerachse angeregt, so kommt es zu einer freien Sinusschwingung, die je nach Höhe der Dämpfung abklingt, wenn keine weiteren äußeren Kräfte auf das System wirken.

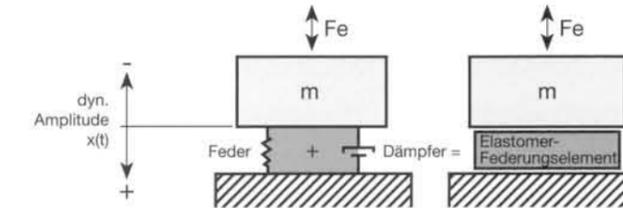


Bild 4: Elastische Lagerung

Nach der Newtonschen Bewegungsgleichung gilt:

$$\text{Massenkraft} + \text{Dämpfungskraft} + \text{Federkraft} = 0$$

oder

$$m \ddot{x} + b \dot{x} + c x = 0$$

Über den Ansatz nach Bild 5 ist:

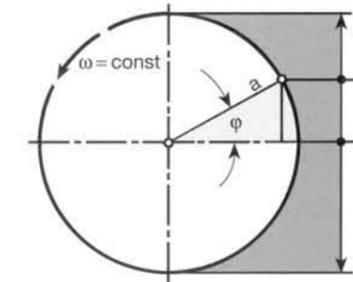


Bild 5: Projektion einer gleichförmigen Kreisbewegung auf eine Geraden

$$\sin \omega t = \frac{x}{a} \quad \text{bzw. der Weg} \quad x = a \cdot \sin \omega t \quad (\text{mit } \varphi = \omega \cdot t)$$

Durch Einsetzen und Umformen der Differentialgleichung kommt man zur

$$\text{Eigenkreisfrequenz:} \quad \omega = \omega_e = \sqrt{\frac{c}{m}} \left(\frac{1}{s} \right) \cdot 1000$$

bzw. der

$$\text{Eigenfrequenz:} \quad v_e = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}} [\text{Hz}] \approx \frac{5}{\sqrt{s}} [\text{Hz}], (s \text{ in mm}) \cdot 1000$$

Für diese Art der Berechnung kann das Dämpfungsglied $b \cdot \dot{x}$ vernachlässigt werden, so daß die Formel sowohl für die gedämpfte als auch für ungedämpfte Schwingungen anwendbar ist. Bei einer Anregung mit Abstand zum Massenschwerpunkt kommt es zu Drehschwingungen. Hierfür gilt analog:

$$\omega_D = \sqrt{\frac{\text{Verdrehsteifigkeit}}{\text{Massenträgheitsmoment}}} = \sqrt{\frac{C_v}{\Theta}}$$

Aus der Gleichung

$$v_e = \frac{5}{\sqrt{s}} \text{ [Hz]}$$

folgt, daß die Eigenschwingungszahl eine Funktion des Federweges ist. Diesen Zusammenhang zeigt das Bild (6)

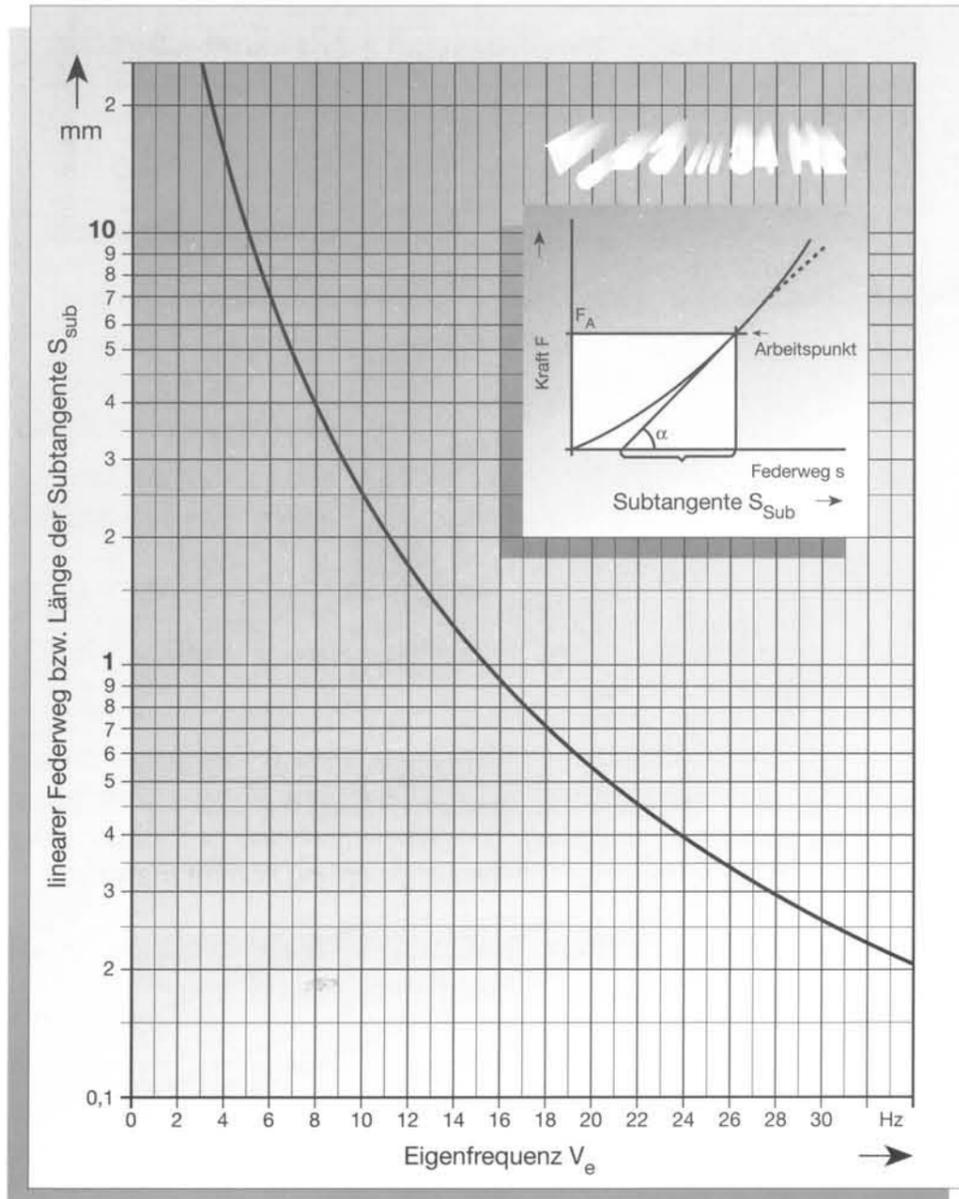


Bild 6

Der Arbeitspunkt aus der Federkennlinie ergibt sich aufgrund der statischen Massenkraft des vorhandenen Systems. Wegen der Progressivität der Federkennlinie wird der Federwert mittels einer Tangente im Arbeitspunkt ermittelt und gilt im Gegensatz zur linearen Stahlfeder nur in diesem Punkt.

$$C = \tan \alpha = \frac{F_A}{S_{\text{sub}} A} \quad (\text{s. auch Bild 6})$$

Ein Spezialfall ist die progressive Federkennlinie mit konstanter Eigenfrequenz. Sie verläuft nach einer e-Funktion, so daß die Länge der Subtangente konstant ist

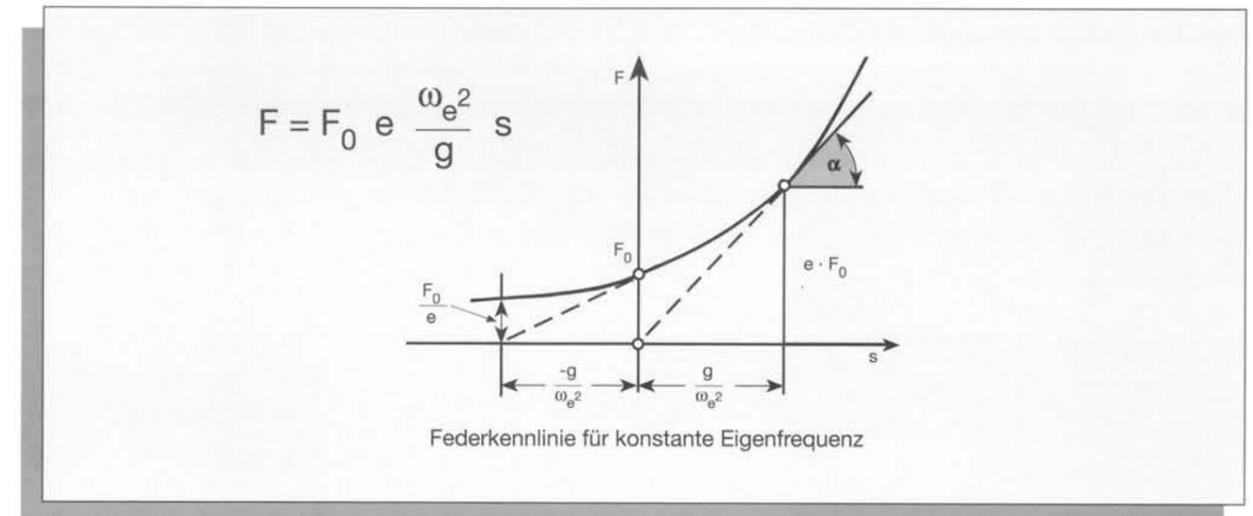


Bild 7

Die erzwungene, gedämpfte Schwingung

In der Praxis hat man es jedoch häufiger mit periodisch erregenden Kräften zu tun. Beim dynamischen Betrieb von Maschinen, Motoren und Anlagen entstehen durch Ungleichförmigkeiten etc. freie Massenkkräfte, die sich in unerwünschte Schwingungen auf die Umgebung auswirken. Betrachtet man deren Verlauf der Einfachheit halber als Sinusförmig, dann gilt folgende Gleichgewichtsbedingung:

$$m \ddot{x} + b \dot{x} + cx = \hat{F} \cdot \cos \omega t$$

Bei der Lösung eines schwingungstechnischen Problems müssen nun die Eigenfrequenzen der elastischen Lagerung in ein optimales Verhältnis zu den erregenden Maschinenfrequenzen gesetzt werden.

Das heißt, das Verhältnis $\eta = v_{\text{err}} / v_e$ bestimmt die Qualität der Isolierung bzw. die Größe der verbliebenen Reststörkräfte.

Im Bild 8 ist der Zusammenhang zwischen den Quotienten $\eta = v_{\text{err}} / v_e$ und $F_{\text{err}} / F_{\text{ü}}$ dargestellt.

Ein Zahlenbeispiel soll das Bild (8) erläutern:

$$V_{err} = \text{Maschinenfrequenz} = 1800 \frac{1}{\text{min.}} = 30 \text{ Hz}$$

$$V_e = \text{Eigenfrequenz der elast. Lagerung} = 180 \frac{1}{\text{min.}} = 3 \text{ Hz}$$

$$\Rightarrow \eta = \frac{V_{err}}{V_e} = 10$$

Für eine hochelastische Lagerung mit $D = 0,01$ ergibt sich aus Bild (8) eine Isolierwirkung von 40 dB bzw. ein Kräfteverhältnis $F_{err}/F_{ü}$ von 100 : 1.

Nach der Formel für den Isolierwirkungsgrad:

$$i = 1 - \frac{F_{ü}}{F_{err}} \cdot 100 \text{ (%) } \quad \text{bzw.} \quad i = (1 - |\frac{1}{1 - \eta^2}|) \cdot 100 \text{ (%)}$$

errechnet sich daraus ein Isolierwirkungsgrad von $i = 99 \text{ %}$ (Empfehlung $i \geq 90 \text{ %}$)
Das bedeutet, daß von der Maschinen - Störkraft F_{err} nur 1 % als "durchkommende" Kraft $F_{ü}$ im Fundament ankommt.

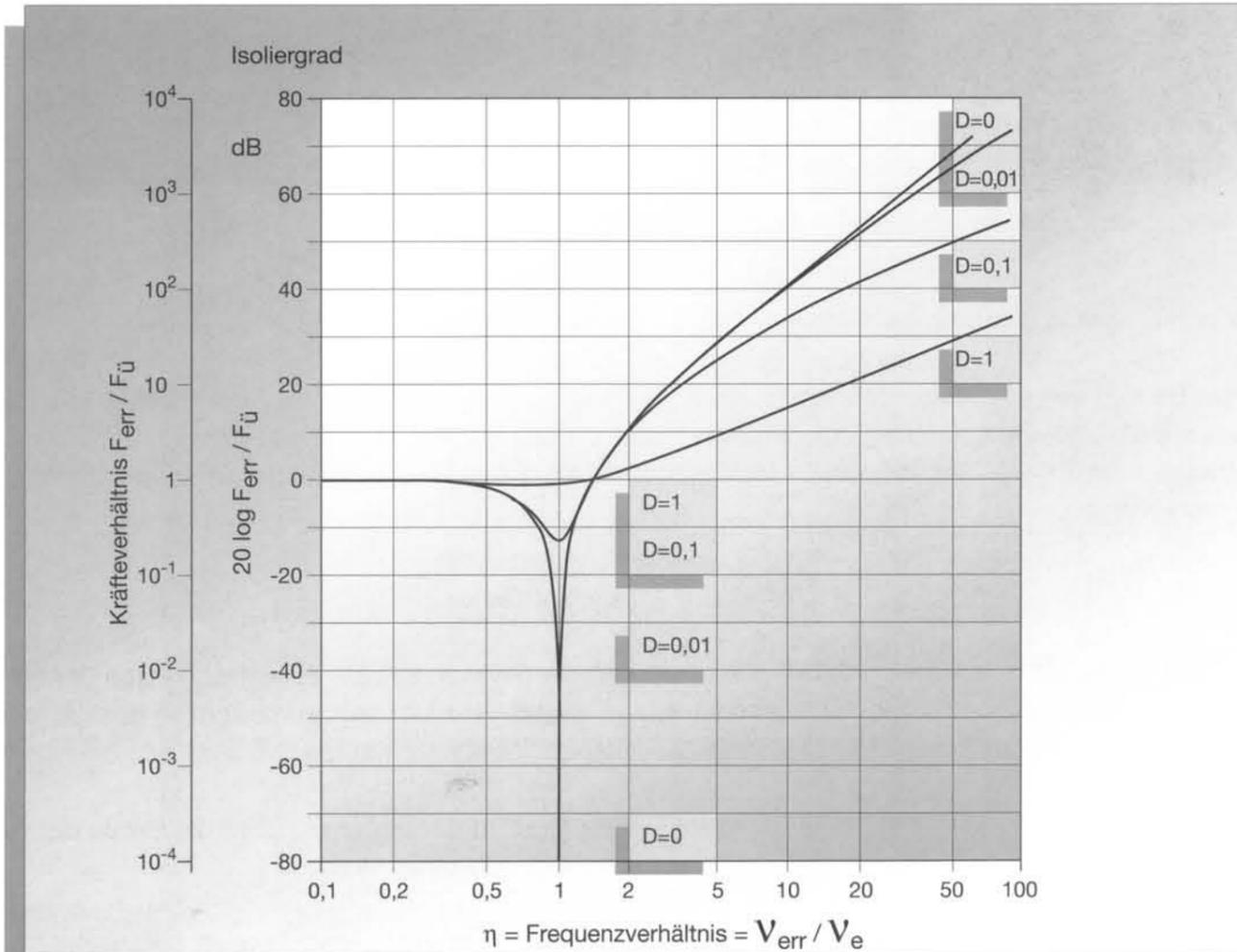


Bild 8: Übertragungsfunktion für einläufige, lineare Schwinger bei geschwindigkeitsproportionaler Dämpfung D

Wie bereits erwähnt, liegt der gummirelevante Bereich bei $D = 0,01 \dots 0,1$ (Lehrsche Dämpfung) bzw. $\varphi = 2^\circ \dots 20^\circ$ (Verlustwinkel). In Tabelle 1 ist der rechnerische Zusammenhang der unterschiedlichen Dämpfungskennwerte dargestellt.

Tab.(1)

Dämpfungskennwert	Kennzeichen	Bestimmung	gegeben aus Dämpfungskennwert				
			\wedge	p	ψ	d	D
Log. Dekrement	$\wedge = \frac{1}{k} \cdot \ln \frac{x_n}{x_{n+k}}$		\wedge	$\frac{p}{50}$	$\frac{\psi}{2}$	$\pi \cdot d$	$2 \cdot \pi \cdot D$
prozentuale Dämpfung (nach DIN 53513)	$p = \frac{w_2}{w_1 + \frac{w_2}{2}}$		$\wedge \cdot 50$	p	$25 \cdot \psi$	$\pi \cdot d \cdot 50$	$\pi \cdot D \cdot 100$
relative Dämpfung (anteilige Werkstoffdämpfung)	$\psi = \frac{w_2}{w}$		$2 \cdot \wedge$	$\frac{p}{25}$	ψ	$2 \cdot \pi \cdot d$	$4 \cdot \pi \cdot D$
Verlustwinkel *) (Dämpfungswinkel) φ zwischen Spannungs- und Dehnungsausschlag mechan. Verlustfaktor	$\sin \varphi = \frac{\Delta F_m}{\Delta F_{max}}$ $d = \frac{\Delta F_m}{\tan \varphi}$		$\frac{\wedge}{\pi}$	$\frac{p}{50 \cdot \pi}$	$\frac{\psi}{2 \cdot \pi}$	d	$2 \cdot D$
Dämpfungsgrad **)	$D = \frac{b}{2 \cdot \sqrt{c \cdot m}}$		$\frac{\wedge}{2 \cdot \pi}$	$\frac{p}{100 \cdot \pi}$	$\frac{\psi}{4 \cdot \pi}$	$\frac{\varphi}{2}$	D

*) Für kleine dämpfungswerte gilt $\varphi \text{ (rad)} = \sin \varphi = \tan \varphi = d$
**) Zahlenwerte für D sind mit Zahlenwerten für Werkstoffdämpfungskennwerte nur im Bereich $D < 0,2$ vergleichbar

Lit. VDI-Richtlinie 2062 Schwingungsisolierung
Bl. 1 Begriffe und Methoden
Bl. 2 Isolierelemente

Am gebräuchtesten sind sicherlich die beiden o.g. Kennwerte, wobei der Verlustwinkel die Phasenverschiebung zwischen einer auf eine Gummifeder aufgetragenen Spannung mit sinusförmigen Verlauf und der daraus resultierenden Dehnung ausdrückt.

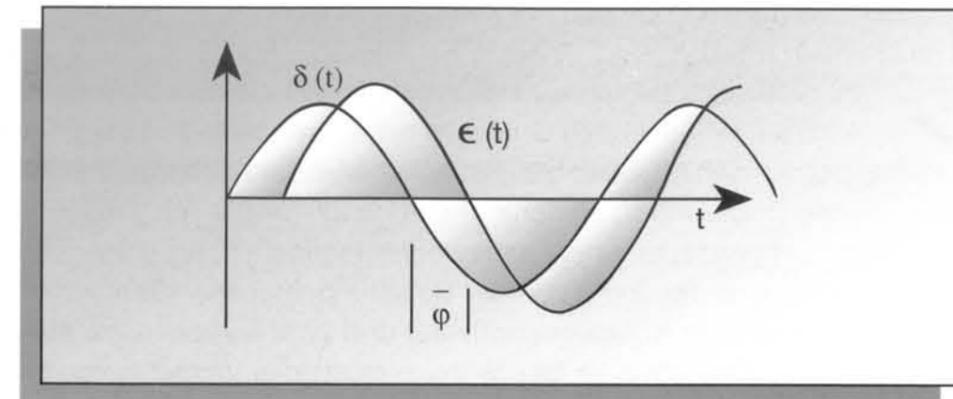


Bild 9: Verlustwinkel φ

Die weitere Interpretation von Bild 8 zeigt, daß eine Schwingungsisolierung praktisch nur im Bereich des Frequenzverhältnisses

$$\eta = \frac{v_{err}}{v_e} \cong \sqrt{2}$$

stattfindet.

Dieser Bereich wird als "überkritisch" bezeichnet. Im Punkt $\eta = \sqrt{2}$ ist nämlich das Kräfteverhältnis $F_{err}/F_{ü} = 1$. Der „kritische“ Punkt ist bei $\eta = 1$, d. h. die Erregerfrequenz der Maschine entspricht der Eigenfrequenz der Lagerung. Dies entspricht dem Resonanzfall, der bei einer praktischen Frequenzabstimmung unbedingt zu vermeiden ist, da durch unkontrolliertes Aufschaukeln des Feder-Masse-Systems theoretisch unendlich große Kräfte übertragen werden können (Dämpfung $D = 0$).

Beim Anlauf einer federnd gelagerten Maschine kommt man zwangshalber aus dem "unterkritischen" Bereich über den Resonanzfall in den sicheren "überkritischen" Bereich. Dabei wirkt sich die Eigendämpfung des Gummi's vorteilhaft aus. (Siehe Bild 8). Wenn der Resonanzbereich zudem schnell durchfahren wird, ist die Aufschaukelung in der Praxis ohne Bedeutung.

Eine direkte Berechnung der auf das Fundament wirkenden Reststörkraft $F_{ü}$ ist möglich mit der Formel

$$F_{ü} = F_e \sqrt{\frac{1 + 4 D^2 \eta^2}{(1 - \eta^2)^2 + 4 D^2 \eta^2}}$$

bzw.

$$F_{ü} = F_e \cdot \frac{1}{1 - \eta^2} \quad \text{bei } D = 0$$

Geht man beim Frequenzverhältnis η die andere Richtung nämlich nach ∞ , dann ist die kleinste zu erwartende Amplitude s :

$$s = \frac{F_e}{m \cdot \omega^2}$$

Daraus folgt jedoch, daß neben dem Frequenzverhältnis auch die abzufedernde Masse m eine Rolle spielt. Dies führt in der Praxis oft dazu, daß eine zu lagernde Maschine mit einer Zusatzmasse (Fundament) versehen wird.

III. Einige Regeln für den Einsatz von MGW-Gummihohlfedern

1. Zulässige Belastungen

Es ist schwierig für die statische bzw. dynamische Belastung von Gummifedern eine allgemein gültige Aussage zu machen, zumal wenn es sich um komplizierte Geometrien handelt, die auch heutzutage noch nicht rechnerisch erfaßbar sind. Ansätze für eine Spannungsrechnung über die Methode der finiten Elemente gibt es bereits. Je besser sich eine Gummifeder auf berechenbare Grundgeometrien, wie Zylinder, Hohlzylinder oder auch Quader zurückführen läßt, desto besser wird die Korrelation zum Formfaktor, der die Abhängigkeit von Federverhalten und Federgeometrie ausdrückt. Allgemein wird eine statische Belastung (Einfederung) von ca. 30 % der Ausgangshöhe als betriebs-sicher über die erwartete Lebensdauer einer Gummifeder angegeben. An dieser Stelle muß jedoch daraufhin gewiesen werden, daß abhängig von der Belastung, insbesondere unter Temperatureinfluß, ein mehr oder weniger starkes Kriechen stattfindet und zwar sowohl unter statischer als auch unter dynamischer Belastung. Grund hierfür ist das visko-elastische Verhalten von Elastomeren, das man sich an einem mechanischen Ersatzmodell für eine Gummifeder erklären kann.

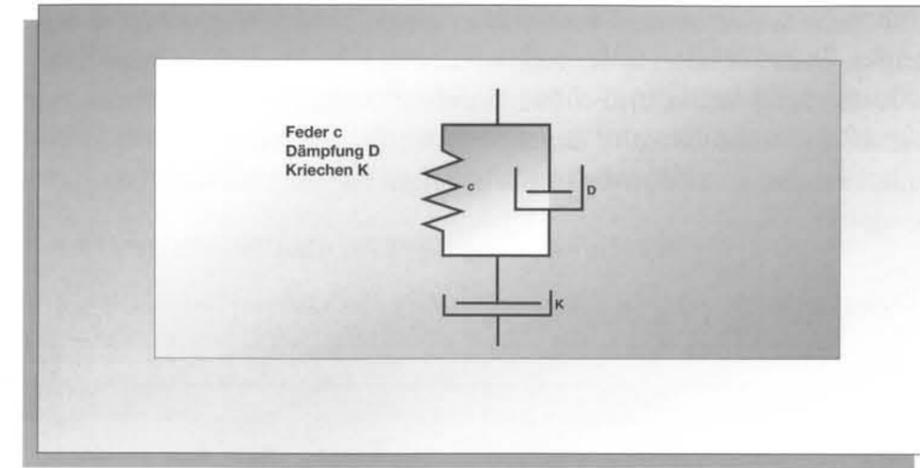
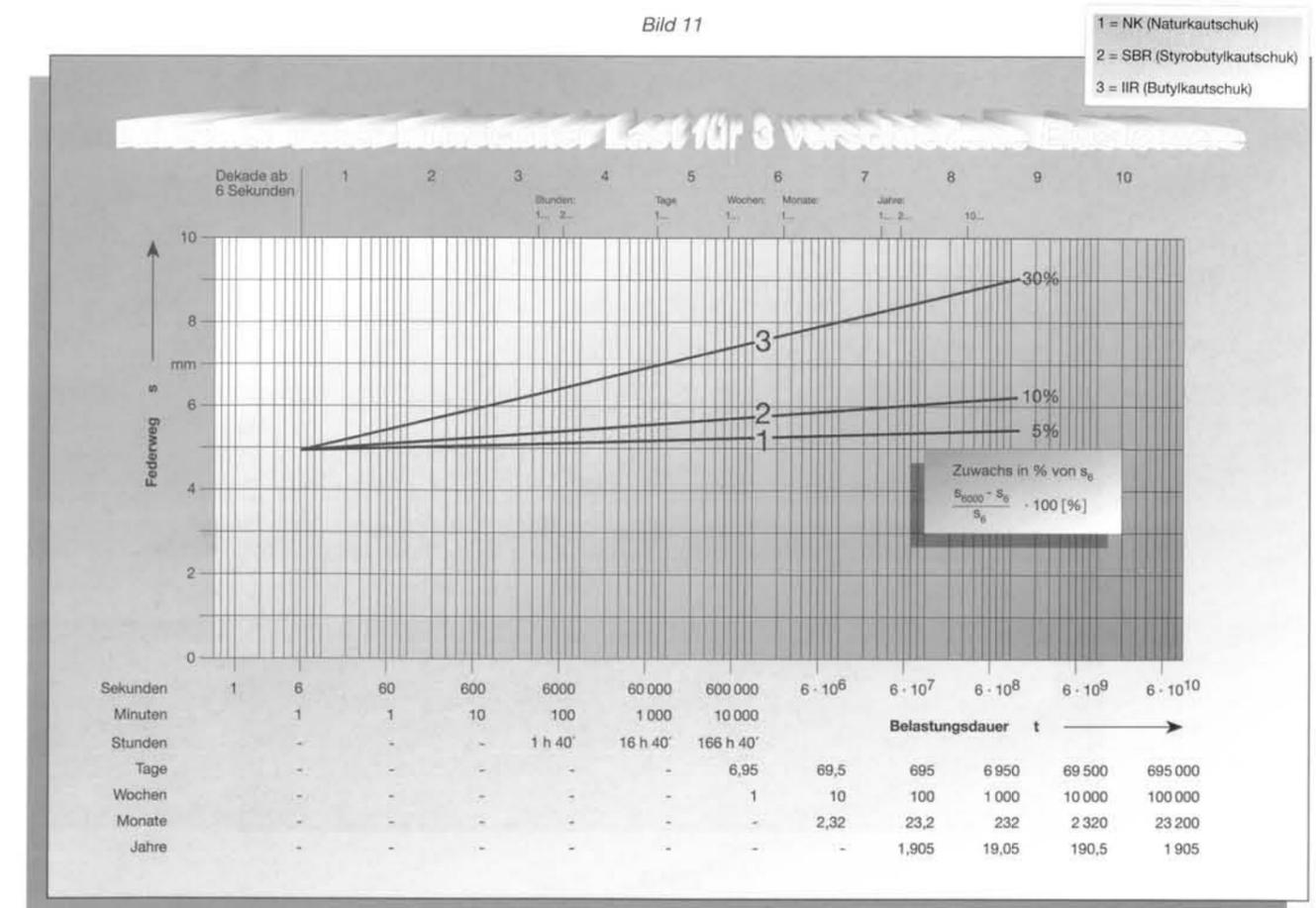


Bild 10: Mechanisches Ersatzschaubild eines Gummi-Federelementes

Der „angehängte Dämpfertopf“ K drückt den visko-elastischen Anteil aus, der jedoch in der Schwingungsrechnung unberücksichtigt bleibt.

Eine statische Fließprüfung kann relativ einfach durchgeführt werden: Die Gummifeder wird mit einer konstanten Last beaufschlagt, wobei die dabei zu beobachtende Wegänderung dem Kriechen entspricht. Da dieses zeitabhängige Kriechen einer e -Funktion folgt, erhält man in einem Diagramm mit logarithmischer Zeitachse für die Wegänderung eine Gerade. Dadurch ist es möglich ein sog. Kurzzeitkriechen zu messen, und durch Extrapolation der ermittelten Geraden eine Voraussage zu machen.

Bild 11



Bei allen Einsatzfällen bzw. komplexen Federgeometrien sind u.U. Versuche oder entsprechende Prüfungen notwendig. Dies könnten z. B. Wöhlerkurven sein, wobei man als stat. Einfederung die der praktischen Anwendung wählt und diese dann mit verschiedenen dynamischen Amplituden überlagert. Die Anzahl der Hübe bis zum Bruch wird im Diagramm als Punkt eingetragen. Verbindet man die Punkte miteinander, so bedeuten Unstetigkeiten dieser Linie die max. Lebensdauer für den konkreten Belastungsfall.

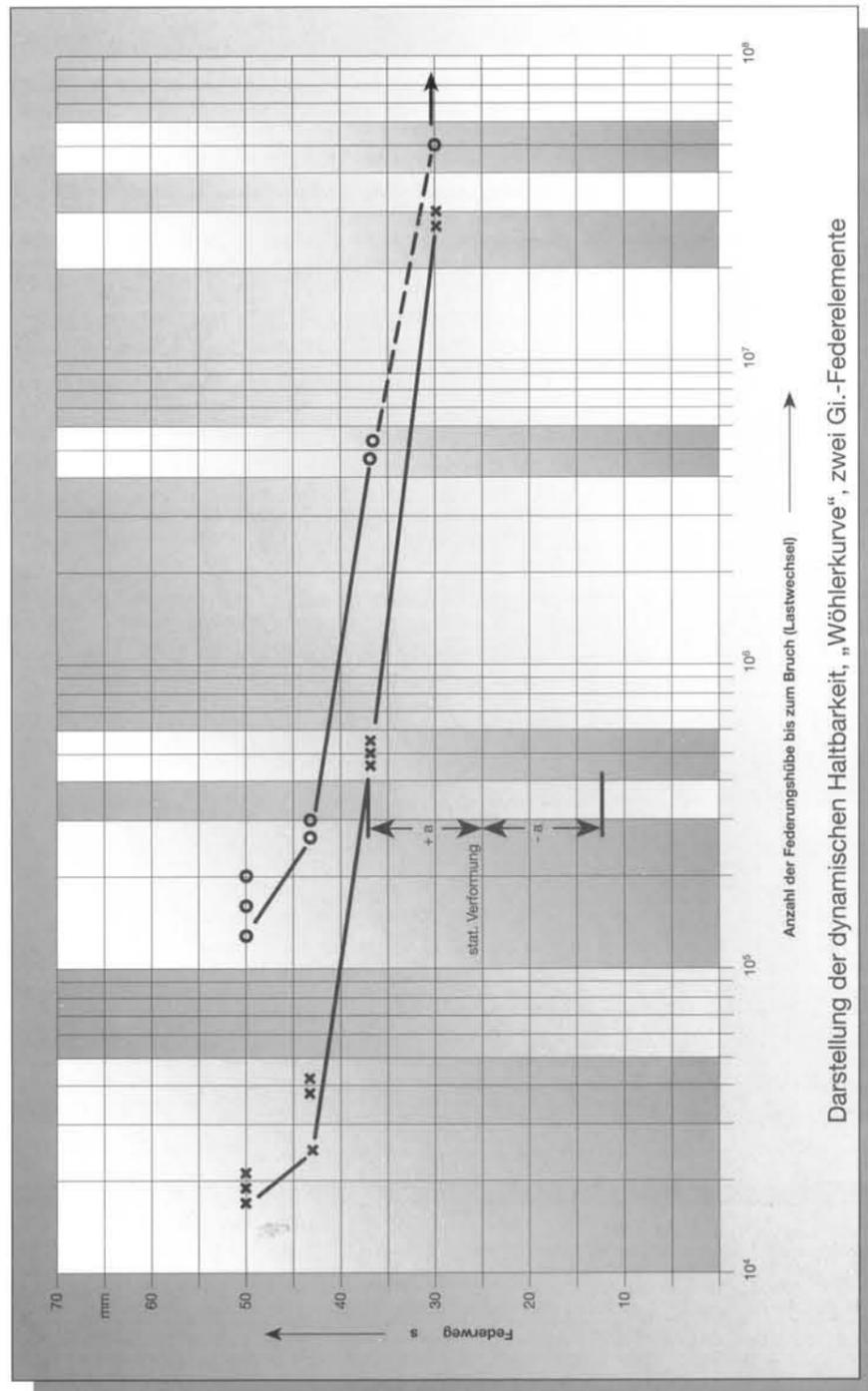


Bild 12

Der häufigste Grund für den vorzeitigen Ausfall einer Gummifeder ist Materialermüdung und innere Erwärmung wegen Überlastung. Aufgrund der schlechten Wärmeleitfähigkeit wird eine Gummifeder durch Überhitzung von innen nach außen zerstört. Durch Wärmedissipation werden innere Temperaturen erreicht, die auf thermischen Wege die Vernetzungsmatrix zerstören. Daher sollte der dynamische Federweg s_{max} 10% der unbelasteten Federhöhe betragen.

2. Beständigkeit auf Umwelteinflüsse und Temperaturverhalten

Die verschiedenen Gummiwerkstoffe sind innerhalb bestimmter Grenzen gegenüber aggressiven Umwelteinflüssen mehr oder weniger beständig. Eine Vorauswahl wird dabei durch das Basiselastomer bestimmt, wobei dann Anpassungen an bestimmte Einsatzbedingungen durch Mischungszusätze bei der Herstellung der Roh-Gummimischung erreicht werden.

Für den hier betrachteten Naturkautschuk gilt eine begrenzte Beständigkeit gegenüber Licht (UV) und Luft (Ozon), so daß abhängig von der Belastung = Spannungsverteilung im Federkörper z.B. Oberflächenrisse durch Oxidation auftreten können.

Die Säure- und Laugenbeständigkeit muß im Einzelfall geprüft werden. Obwohl Ölbeständigkeit nicht gegeben ist, werden Naturkautschukfedern auch als Motorlager eingesetzt. In der Praxis führt ein Kontakt mit Öl zu Quellvorgängen am Gummikörper, jedoch nicht unbedingt zum Ausfall des Bauteiles.

Im Einzelfall muß der Einbauraum entsprechend gekapselt werden.

Für den Naturkautschuk werden Einsatztemperaturen von -50°C bis $+80^{\circ}\text{C}$ empfohlen, wobei unterhalb von -10°C eine beginnende Verhärtung zu messen ist. Diese E-Moduländerung wirkt sich auf das Federverhalten aus und ist dementsprechend zu berücksichtigen.

Für einen einfachen Gummi-Hohlzylinder gilt z.B. der Zusammenhang:

$$C_D = \frac{F_D}{s} = \frac{E \cdot A}{h} = \frac{E \cdot (D_a^2 - D_i^2) \cdot \eta}{4 \cdot h}$$

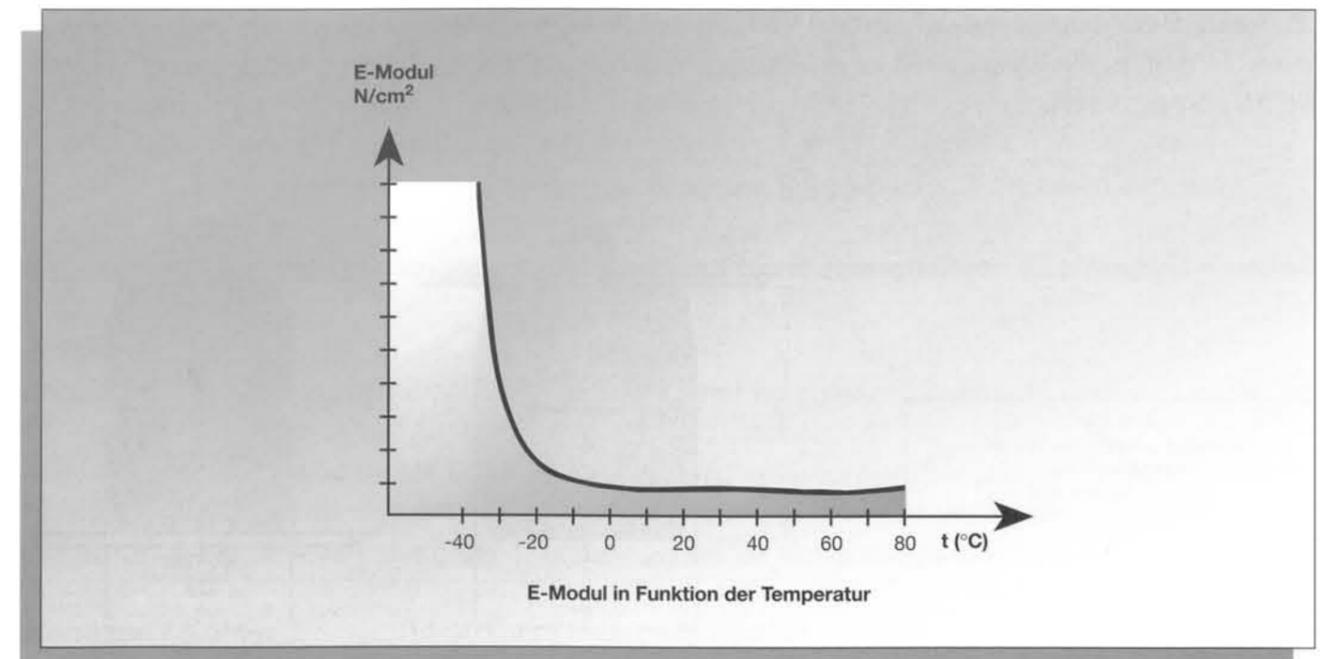


Bild 13

Bei der oberen Temperaturgrenze ist zu berücksichtigen, daß durch die dynamische Eigenerwärmung durch Dissipation die nicht angegebene Spitztemperatur überschritten wird.

3. Einbauverhältnisse

Da der Gummiwerkstoff als inkompressibel und damit als volumenkonstant zu betrachten ist, muß bei der Bemessung des Einbauraumes eine Durchmesservergrößerung berücksichtigt werden, die abhängig von der Einfederung des Federelements ist.

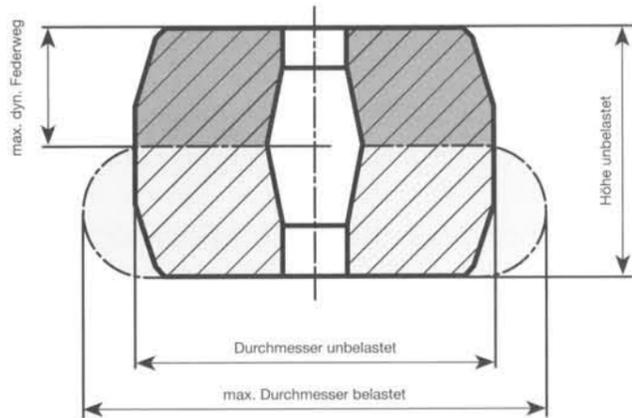


Bild 14:
Durchmesservergrößerung der Gummi-Hohlfeder unter Belastung

Eine Behinderung der freien Ausdehnung führt zu Reibungverschleiß an den Kontaktflächen und zu einem veränderten Federungsverhalten.

Es gibt für Druckbelastungen drei grundsätzliche Einbauanordnungen

Die freie Aufstellung ist oft ausreichend, wenn große Massen gelagert werden. Oft ist dann eine ausreichende Normalkraft vorhanden, so daß die resultierende Haftreibung zwischen Gummifedern und z.B. einem Betonsockel genügt, um ein Verrutschen zu verhindern.

Weiterhin gibt es die Möglichkeit einer ein- oder auch zweiseitigen Befestigung, wie es prinzipiell im Bild 15 dargestellt ist.

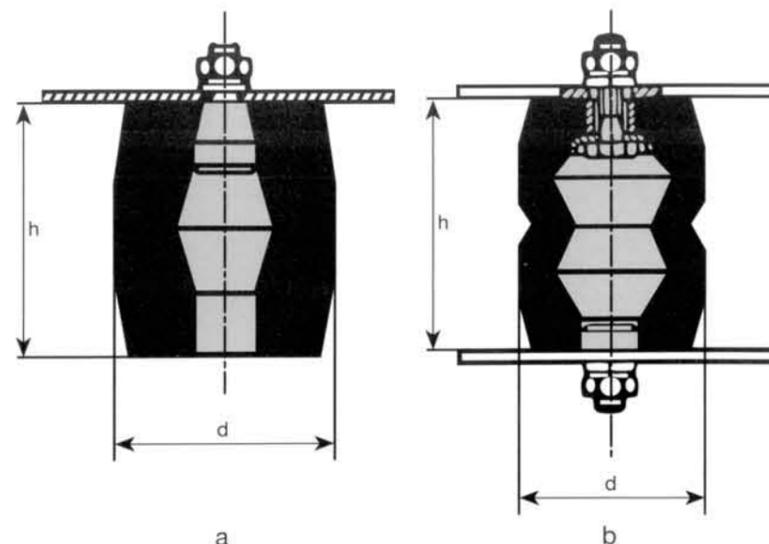


Bild 15:
Befestigungsmöglichkeiten der Gummi-Hohlfeder:
a) einseitig befestigt
b) einseitig befestigt, einseitig zentriert

Die jeweilige Auswahl wird durch den konkreten Anwendungsfall bestimmt. Die ein- bzw. zweiseitige Befestigung kann auch ohne "lose" Montage Teile ausgeführt werden.

Bei dieser Spezialausführung werden Montageflansche mit einem gewünschten Lochbild für eine Verschraubung an den Federkörper direkt anvulkanisiert. Dabei werden Haftfestigkeiten erreicht, die höher sind als die Reißfestigkeit des Gummimaterials.

Technische Eigenschaften von MGW-Gummi-Hohlfedern

a) Unabhängig vom Basiselastomer:

- niedrige Eigenfrequenz durch große Federwege
- Progressive Federcharakteristik
- im Spezialfall Abstimmung mit konstanter Eigenfrequenz
- hohe End- bzw. Spitzenkräfte möglich (Stoßisolierung)
- überkritische Lagerung
- weitgehend variierbarer Kennlinienverlauf in Abhängigkeit von der Geometrie der Feder
- Arbeitsaufnahme durch Kennlinienverlauf steuerbar
- wartungsfrei bei langer Lebensdauer

b) Abhängig vom Basiselastomer:

- gute Körperschallisolierung
- Verringerung von Resonanzausschlägen
- Beständigkeit gegen die verschiedensten Medien
- Temperatur-, Alterungs- und Witterungsbeständigkeit
- einstellbare Eigendämpfung / Verlustarbeit
(wird im eigenen Hause auf rechnergesteuertem Servo-hydro. Prüfsystem ermittelt)

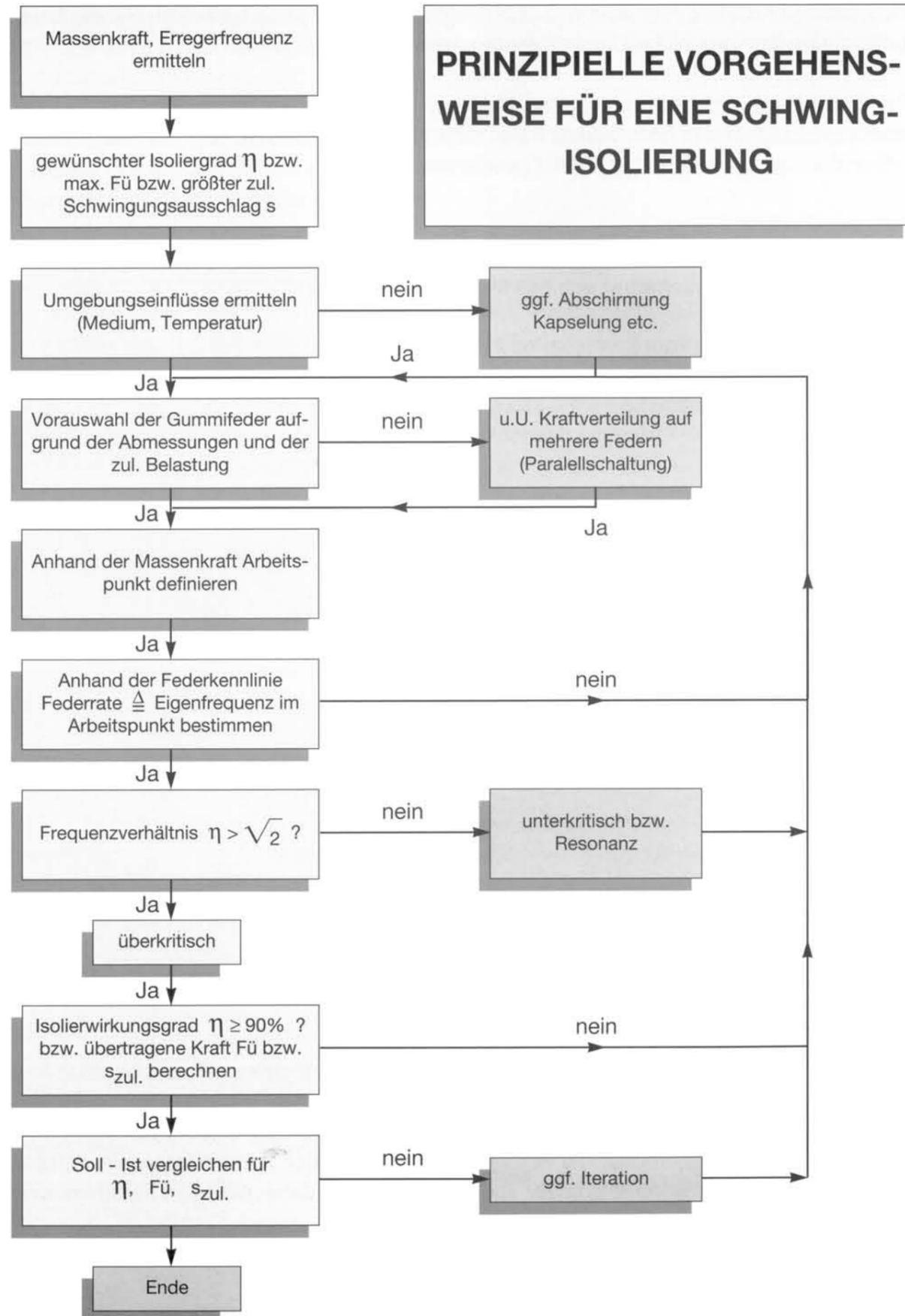
IV. Zusammenfassung

Wir hoffen mit diesem kurzen Einstieg in eine sehr viel komplexere Thematik dem Anwender von MGW-Gummi-Hohlfedern einige Anregungen gegeben zu haben.

Da ein technischer Katalog dieser Form sicherlich einen heterogenen Benutzerkreis hat, sind für den einen oder anderen Anwender die einzelnen Abschnitte auch mehr oder weniger interessant bzw. aussagekräftig. Für eine Vertiefung der Thematik geben wir daher einige Literaturhinweise:

- | | |
|----------------------------|---|
| Battermann / Köhle: | Elastomere Federung, Elastische Lagerung |
| E. F. Göbel: | Gummifedern (Springer-Verlag) |
| W. Gohl: | Elastomere, Dicht- und Konstr.-Werkstoffe |

PRINZIPIELLE VORGEHENSWEISE FÜR EINE SCHWINGISOLIERUNG



VERWENDETE FORMELZEICHEN:

A	=	Federquerschnitt (mm ²)
c	=	Federrate (N/mm)
D	=	Dämpfungsfaktor (Lehr'sche Dämpfung)
F	=	Kraft (N)
F _{err}	=	erregende Kraft (N)
F _ü	=	übertragene Kraft (N)
g	=	Erdbeschleunigung (9,81 m/s ²)
h	=	Federhöhe (mm)
m	=	Masse (kg)
s (bzw. x)	=	Federweg (mm)
S _{sub}	=	Länge der Subtangente (mm)
ν _e	=	Eigenfrequenz (Hz, s ⁻¹ , min ⁻¹)
ν _{err}	=	Erregerfrequenz (Hz, s ⁻¹ , min ⁻¹)
ω	=	Kreisfrequenz (s ⁻¹)
η	=	$\frac{\nu_e}{\nu_{err}}$
i	=	Isolierwirkungsgrad (%)
σ	=	Spannung (N/mm ²)
ε	=	Dehnung (%)
φ	=	Verlustwinkel (Phasenwinkel) (grd)
b	=	Dämpfungswiderstand (aus: $m\ddot{x}+b\dot{x}+cx = F(t)$) Berechnung s. VDI 2062 Blatt 1



Vertriebsgemeinschaft für Gummihohlfedern

