

**Erwartete Betriebseigenschaften des
ASDEX Upgrade Toroidal-feld Magneten
aufgrund von
Berechnungen und Materialuntersuchungen**

Bernhard Streibl, Samar Mukherjee

IPP 1/250

November 1989



MAX-PLANCK-INSTITUT FÜR PLASMAPHYSIK

8046 GARCHING BEI MÜNCHEN

MAX-PLANCK-INSTITUT FÜR PLASMAPHYSIK
GARCHING BEI MÜNCHEN

**Erwartete Betriebseigenschaften des
ASDEX Upgrade Toroidalfeld Magneten
aufgrund von
Berechnungen und Materialuntersuchungen**

Bernhard Streibl, Samar Mukherjee

IPP 1/250

November 1989

*Die nachstehende Arbeit wurde im Rahmen des Vertrages zwischen dem
Max-Planck-Institut für Plasmaphysik und der Europäischen Atomgemeinschaft über
die Zusammenarbeit auf dem Gebiete der Plasmaphysik durchgeführt.*

Inhaltsverzeichnis

I. Einleitung.....	1
II. Mechanische Spannungen bei magnetischer und thermischer Belastung.....	3
A. Thermische Eigenschaften der TF-Spulen.....	3
B. Beanspruchungen durch die In-plane Kräfte.....	4
1. Mechanische Spannungen an den kritischen Stellen.....	4
2. Resultierende Betriebsgrenzen.....	5
3. Zusammenfassung der wichtigsten Ergebnisse.....	5
C. Beanspruchungen durch die Out-of-plane Kräfte.....	6
D. Zulässiger Betriebsbereich des TF-Magneten.....	7
1. Gewölbereibwert.....	8
2. Leiter Belastung im Gewölbe.....	9
3. Drillschub Belastung am Gewölbe Ausgang.....	10
III. Störfälle.....	11
A. Plasmastrom Abriss.....	11
B. Kurzschlußfälle.....	12
IV. Schwingungen der Spulen.....	13
A. Resonanzen und Eigenmoden.....	14
B. Dynamisches Verhalten bei Pulserregung.....	14
V. Material Untersuchungen.....	14
A. Spulen Leiter.....	14
1. Kühlkanäle unter Gewölbedruck.....	14
2. Seitl. Wasser Ein/Auslaufbohrungen unter Leiterzug..	15
3. Leiter Verbindungen an den TF-Spulen.....	15
a) Hart-Lötung der Halbwindungen.....	15
b) Elektronenstrahl Schweißung der Stromanschlüsse..	16
B. Isolations Material.....	16
1. Bruch- und Kriechverhalten.....	17
2. Ermüdungsfestigkeit.....	17
VI. Inbetriebnahme des TF-Magneten.....	18
VII. Schlußbemerkung.....	19
VIII. Danksagung.....	19
IX. Literaturangaben.....	20

I. Einleitung

Die kennzeichnenden technischen Daten des TF-Magneten sind im Ringbuchblatt 1-CT-3 und 1-CT-4 zusammengefaßt. Die Spannungsanalyse, basierend auf diesen Daten, bildete die Ausgangsbasis zur Definition der Haupt-Betriebsfälle, die im Ringbuchblatt 1-CI-2 enthalten sind. Die Spannungsanalyse erfolgte getrennt nach den typischen Belastungen eines toroidalen Magneten:

- * "In-plane Kräfte", also die Kräfte, die durch das Toroidal­feld (TF) alleine erzeugt werden und nur Kraftkomponenten haben, die in den jeweiligen Spulenebenen selbst wirken. Die resultierende Kraft einer Spule, die auf die Torusachse gerichtet ist, wird als Zentripetal Kraft bezeichnet.
- * "Out-of-plane Kräfte", also die Kräfte, die durch die Wechselwirkung der Spulenströme mit dem Poloidal­feld (PF) entstehen. Diese Kräfte haben nur Komponenten senkrecht zu den jeweiligen Spulenebenen. Eine Resultierende dieser Kräfte wird Kippkraft genannt, da sie eine Spule in die Torusebene hinein verkippen will. Für den toroidalen Verbund resultiert daraus eine Torsion um die Symmetrieachse.

Zur Abstützung der Out-of-plane Kräfte ist eine spezielle Struktur erforderlich, die Kippstruktur. Ihre Auslegung war nicht von den mechanischen Spannungen bestimmt, sondern von der Steifigkeit. Dies ergab sich aus der Notwendigkeit, die TF-Spulen bei kleinen Deformationen abzustützen. Es sind daher in Bezug auf die Betriebssicherheit der Kippstruktur große mechanische Reserven vorhanden.

Zur Abstützung der In-plane Kräfte, die in den D-Spulen entstehen, ist keine zusätzliche Struktur erforderlich. Die D-Spulen tragen alle Eigenkräfte selbst. Die im geraden Teil der Innenschenkel entstehende Zentripetal Kraft wird direkt über das Gewölbe aufgenommen, das die Innenschenkel durch ihre Keilform bilden. Es entstehen dabei seitliche Druckkräfte. Zwischen den Innenschenkeln liegende, Kunstharz vergossene Stahlmembranen sorgen für den Toleranz Ausgleich und damit für eine gleichmäßige Kraftübertragung.

Im gekrümmten Bereich der Spulen halten Zugspannungen in den einzelnen Windungen den In-plane Kräften das Gleichgewicht. Diese Zugspannungen schließen sich über den geraden Innenschenkel. Durch die D-Form der Spulen, die einer Seillösung entspricht, ist zwischen den einzelnen Leitern des Wickelkörpers im Prinzip keine Kraftübertragung erforderlich. Schubspannungen müssen also dort nur dann aufgebracht werden, wenn die Seillösung nicht perfekt ist oder Form verändernde innere Spannungen während der Fertigung in der Spule eingefroren wurden.

Die aus den In-plane Kräften resultierenden Leiter Zugspannungen müssen so niedrig angesetzt werden, daß noch ausreichende Reserven für Spannungsüberhöhungen an den Schwachstellen der Spule vorhanden sind, also z.B. an den

Kühlkanal Einspeisungen oder den Lötstellen. Zusätzlich müssen die, von den Out-of-plane Kräften erzeugten, Biegespannungen auch noch überlagert werden können.

Bei den Out-of-plane Kräften waren aufgrund der physikalischen Zielsetzung drei Gruppen zu unterscheiden:

- * Die beiden "Standard" Divertor Konfigurationen mit dem Achsenverhältnis $b/a = 1,6$.
 - > Single Null (SN), also einem Staupunkt (unten) und
 - > Double Null (DN), also zwei Staupunkten, die symmetrisch zur Torusebene liegen.
- * Die "erweiterten" Divertor Konfigurationen
 - > Bohnenförmiger Plasmaquerschnitt (mit zusätzlichem Leiter im Vakuumgefäß und DN-Symmetrie). Dieser Konfiguration kommt wegen der schwierigen technischen Realisierbarkeit keine praktische Bedeutung zu.
 - > Elongierter Plasmaquerschnitt mit SN-Symmetrie und einem Achsverhältnis $b/a = 1,9$. Diese Konfiguration ist gegenüber der Standard Konfiguration vertikal schwieriger zu stabilisieren, erlaubt aber bei vergleichbaren Belastungen der Magnetsysteme größere Plasmaströme.
- * Der Pumplimiter (L) mit DN Symmetrie, wobei aber die Staupunkte außerhalb des Vakuumgefäßes liegen. Mit dieser Konfiguration können die größten Plasmaströme gefahren werden. Der Plasma Querschnitt ist dann jedoch durch einen materiellen Limiter, und nicht durch einen magnetischen, begrenzt.

Nur im standard SN-Fall werden die physikalischen Zielparameter vom TF-Magneten limitiert. Hier begrenzte der Designwert der Schubspannung, der für die Lagenisolation auf 20 Mpa festgesetzt wurde, das Produkt Plasmastrom (I_p) * Toroidalfeld (B_0) auf einen Wert von $I_p * B_0 < 4.5 [MA*T]$.

Die begrenzenden Schubspannungen resultieren aus einem Drill Moment, das im freien Spulenbereich, also zwischen Gewölbe und Kippstruktur Keil, wirkt. Hier führen die Seitenkräfte aufgrund der Krümmung nicht nur zur Verbiegung, sondern, aus Kompatibilitätsgründen, auch zur Verdrehung des Spulen Querschnittes. Die Verdrehungen werden jedoch durch die Kippstruktur wirksam begrenzt, sodaß die resultierenden Schubspannungen, im Sinne des ASME-Codes, sekundärer Natur sind.

Der Aufbau des TF-Magneten behindert thermische Bewegungen nicht. Im adiabaten Pulsbetrieb sind bei den vorgesehenen Lastfällen noch große Erwärmungsreserven vorhanden.

Schwingungen des TF-Magneten könnten aus der Pulserregung und aus Oberwellen in der Stromversorgung resultieren. Es wurde daher auch eine Schwingungsanalyse durchgeführt.

II. Mechanische Spannungen bei magnetischer und thermischer Belastung.

Die mechanischen Beanspruchungen der TF-Spulen aus den magnetischen In-plane Kräften wurden in /1/ untersucht. Das dabei eingesetzte FE-Modell diente später auch zur Berechnung der thermischen Dehnungen bei Pulsbelastung. Die mechanischen Probleme der Out-of-plane Kräfte wurden in /2/ untersucht.

A. Thermische Eigenschaften der TF-Spulen.

Die TF-Spulen können entlang der Kippstruktur gleiten. Der dazu erforderliche Spalt beträgt ca. 0,25 mm und läßt eine Erwärmung von 40 C im Außenschenkel zu. Die am Spulenrücken andrückende Gummifeder zur Vorspannung des Gewölbes erzeugt eine Kraft von 10 Tonnen je Spule. Der Vorspannweg der Feder ist mit 10 mm groß gegen die thermischen Bewegungen, sodaß die dadurch zusätzlich entstehenden Kräfte vernachlässigbar sind. Die im Pulsbetrieb auftretenden Temperatur Hübe und die resultierenden thermischen Bewegungen sind im Ringbuchblatt 1-CT-2 und in Tabelle 1 zusammengefaßt.

TABELLE 2: LINEARE GEBERWEGE DURCH DEFORMATIONEN DER TF-SPULEN IN DER SPULENEBCNE

PARAMETER

Toroidalfeld: $B_0 = 4$ Tesla

Erwärmung durch $B_0 = 4$ Tesla über 10 Sekunden effektiv

Geber Ort	Deform.- Richtung	Deformationen	
		elastische (mm)	thermische (mm)
<u>Gewölbe</u>			
oben	vertikal	1,24	1,7
oben / unten	radial	-0,25	0,63
<u>Spulenfuß</u>	radial	-0,166	0,75
<u>Spulenrücken</u>	radial	-0,07	0,76
Anmerkung: Die Deformationen am Spulenrücken würden ohne Gummifedern 1.33 mm betragen.			

Die Erwärmung des Innenschenkels, dessen Stromdichte am größten ist, begrenzt die adiabatisch zulässige Pulsdauer und das zulässige Magnetfeld im Dauerbetrieb. Die für den Pulsbetrieb spezifizierten Lastfälle können alle mit einer Erwärmung um weniger als 15 C gefahren werden. Es gilt für den Innenschenkel mit guter Näherung:

$$B_0^2 * t_{\text{eff}} = 4,3 * \Delta T;$$

B_0 in [T], effektive Pulszeit (t_{eff}) in [sec],
Temperaturhub ΔT in C.

Bei einer Starttemperatur von $T_0 = 20 \text{ C}$ gilt $\Delta T < 40 \text{ C}$. Es ist also eine maximale Isolatiostemperatur von 60 C zugelassen.

Jeweils zwei Windungen wurden zu einem Kühlkreis zusammengefaßt. Mit der projektierten Kühlung sollte sich, aufgrund von Abschätzungen mit Formeln aus /6/, ein stationäres Magnetfeld von $B_0 = 1 \text{ T}$ realisieren lassen. Mit den installierten Temperaturfühlern, im Gewölbe und am Spulenrücken, kann der Wert noch genauer spezifiziert werden.

Für eine später eventuell zu realisierende forcierte Kühlung, die den stationären Betrieb auf $B_0 = 2,7 \text{ T}$ erweitern würde, sind die Kühlverhältnisse numerisch berechnet worden. Die Ergebnisse sind in /7/ zusammengefaßt.

B. Beanspruchungen durch die In-plane Kräfte

Die numerische Nachrechnung /1/ zeigte, daß die gewählte Seillösung durch die Gewölbeabstützung über die Innenschenkel der Spule sehr gut realisiert wurde. Ursprünglich war vorgesehen, falls sich zu hohe Biegeschub Spannungen zeigen sollten, durch Form Korrekturen an den Toleranz Ausgleichskissen für Abhilfe zu sorgen. Da die Ergebnisse bei 4 T nur ca. 5 Mpa Schub ergaben, war dies jedoch nicht erforderlich.

Das Deformationsbild der Spulen, unter den In-plane Kräften, Abb. 1, zeigt eine leichte Überbiegung des Innenschenkels zum Toruszentrum zu. Durch den Verguß der Spulen entsteht jedoch eine entgegengesetzte Verbiegung des Innenschenkels (Abb. 2), sodaß die Gegenläufigkeit der beiden Effekte eine weitere Reduzierung der errechneten Schubbelastung herbeiführen dürfte.

Die errechneten Schubbelastungen sind zum Gleichgewicht gegen die äußeren Kräfte nicht nötig. Sie gehören also gemäß dem ASME-Code zu den sekundären Spannungen. Das Maximum des Biegeschubes liegt zudem in der Mitte des Wickelpaketes, also etwa zwischen 6. und 7. Windungslage. Das Maximum des Schubes aus dem Drill Moment der Out-of-plane Kräfte liegt dagegen am Rande des Wickelpaketes, sodaß auch die Überlagerung der beiden Schubkomponenten, wenn man sie beide als primäre Spannungen wertete, den Sicherheitsfaktor nicht nennenswert herabsetzen würde.

1. Mechanische Spannungen an den kritischen Stellen

Die kritischen Stellen, in Bezug auf die In-plane Kräfte, befinden sich dort, wo an den Leitern der Zugspannungsverlauf in poloidaler Richtung oder der Druckspannungsverlauf im Gewölbebereich in toroidaler Richtung gestört wird.

Für den Zugspannungsverlauf ergeben sich folgende kritische Bereiche:

- * die Lötstellen die in der Nähe des unteren und oberen Apex der D-Spulen liegen

- * die seitlichen Wasserzuführungen zu den Leiterkühlkanälen
- * Die Stromanschlüsse

An den Stromanschlüssen reicht an sich die Verklebung der lang auslaufenden Windungsenden mit dem darunterliegenden Wickelpaket um die Leiterzugspannungen abzubauen. Zusätzlich wurden jedoch die vertikalen Abgänge durch eine massive Schraubverbindung so verbunden, daß eine Verklebung nicht erforderlich wäre.

Die Lötstellen und Wasserzuführungen sind durch Versuche abgesichert worden. Für beide ergab sich eine zulässige Belastung von über 80 Mpa bei 100.000 Schwell-Lastspielen.

Die Betriebsbelastungen betragen, wegen des, gegenüber dem Gewölbebereich, vergrößerten Leiterquerschnittes, beim maximalen Betriebsfeld von 3,25 [T], nur 24 Mpa. Biegespannungen, die aus den Out-of-plane Kräften resultieren, können dabei vernachlässigt werden, da ihr Wert 1/3 der Zugspannung nicht überschreitet. Bei Überlagerung von Zug- und Biegespannung erhöht sich ja die zulässige Materialausnutzung nach dem ASME-Code bis zur Fließgrenze. Voraussetzung ist dabei jedoch, daß die Zugspannung unter 2/3 der Fließgrenze bleibt.

Der Gewölbedruck führt an den Kühlkanälen zu Spannungskonzentrationen, die gegenüber dem Spannungsmittelwert um einen Faktor 2-3 höher liegen können, je nach Ausbildung des Kühlkanales. Versuche haben jedoch gezeigt, daß selbst bei 100.000 Lastspielen der Druckspannungsmittelwert (nach Abzug des Kühlkanal Querschnittes) immer noch bis zur Fließgrenze gehen darf, ohne daß die sekundären Spannungskonzentrationen einen Einfluß ausüben. Die von Mises Vergleichsspannung kann daher für die Überlagerung aus Leiterzug- und mittlerer Leiter Druck-Spannung gebildet werden. Die maximale Kupfer Vergleichsspannung des Innenschenkels erreicht damit im Gewölbe, bei $B_0 = 3,25$ [T], einen Wert von 80 Mpa.

2. Resultierende Betriebsgrenzen.

Die Spannungskonzentrationen in den Kupferwindungen begrenzen den Arbeitsbereich der TF-Spulen nicht. Die für die Nachrechnung kritischen Stellen sind, mit Sicht auf die Out-of-plane Kräfte, damit die Gewölbe Enden.

Die thermischen und elastischen Deformationen, die sich an den Orten der Spulenweggeber im Betrieb zeigen sollten, sind für $B_0 = 4$ [T] und eine Pulsdauer von 10 Effektiv-Sekunden in Tabelle 1 zusammengefaßt. Der Vergleich von gemessenen und berechneten Deformationen wird die Güte der Gewölbeabstützung und der D-Form der Spulen zeigen.

3. Zusammenfassung der wichtigsten Ergebnisse.

Die aus dem Eigenfeld resultierenden mechanischen Belastungen und Spannungen sollen hier noch einmal für den maximalen Wert des Betriebsfeldes $B_0 = 3,25$ [T] zusammengefaßt werden

Zentripetalkraft pro Spule.....	10,4 MN
Gewölbe Druckkraft.....	26,5 MN
Zugkraft pro Spulenschenkel.....	3,0 MN
Zugspannung am Innenschenkel.....	38,3 MPa
Zugspannung am Außenschenkel.....	23,8 MPa
Max. Gewölbe Druckspg an der Isolation.....	43,6 MPa
Max. Gewölbe Druckspg im Kupfer.....	54,1 MPa
Max. Innenschenkel Kupfer Vergleichsspg.....	80,5 MPa

C. Beanspruchungen durch die Out-of-plane Kräfte

Die numerischen Berechnungen /2/ wurden mit einem FE-Modell ausgeführt, das sowohl die TF-Spulen, als auch die Kippstruktur umfaßt. Die TF-Spulen wurden dabei durch Balkensegmente modelliert. Der Grund dafür lag nicht so sehr in der resultierenden Rechenzeitverkürzung, als vielmehr in dem Bestreben brauchbare Design- und Beurteilungsgrößen zu erhalten, also Querschnittskräfte und Momente.

Die Anbindung der TF-Spulen erfolgte über gelenkige Seitenbalken. Dadurch war die Tangentialbewegung der TF-Spulen relativ zur Kippstruktur nicht eingeschränkt. Die Übertragung der Seitenkräfte kann nur durch Druck erfolgen. Balken die Zugkräfte zeigten mußten daher eliminiert werden, was einige Handiterationen erforderte. Insgesamt gesehen erwiesen sich die Spannungs- und Deformations-Verteilungen jedoch wenig sensibel, in Bezug auf die Seitenkraft Übertragung.

Auch die Flanschverbindungselemente der großen und kleinen Kippstruktur Gehäuse wurden durch Balken nachgebildet. Es zeigte sich, daß die größten Kräfte im DN-Fall an den Verbindungen in unmittelbarer Nähe des A-Ports auftraten. Die maximalen Belastungen lagen dabei bei 25 Tonnen Schub und 17 Tonnen Zug. Es wurden, sowohl die Zugankerkräfte, als auch die Scherhülsekräfte für alle Verbindungselemente mit 40 Tonnen großzügig ausgelegt.

Die mechanischen Spannungen in den Gehäusen selbst lagen in allen Fällen für den Querschnitts-Mittelwert unter 80 MPa. Spannungskonzentrationen, hervorgerufen durch Biegung, erreichten bis zu 150 MPa. Da die Fließgrenze des Stahlgußes bei 300 MPa liegt, ist ein großzügiger Sicherheitsfaktor gegeben.

Der gefährdete Querschnitt der Spulen liegt an den Gewölbeenden. Es ergeben sich dort für die definierten Betriebsfälle folgende Belastungen /2/

mechan. Spannung	SN [MPa]	DN [MPa]	L [MPa]
max. Biegespannung	20	26	13
max. Drill Schubspannung	18	11	8

Im Limiterfall ergeben sich die geringsten mechanischen Belastungen, im DN-Fall dominiert die Biegespannung, im SN-Fall die Schubspannung.

Eine Verfeinerung des Modells, durch 3D-Elemente für die Spulen und Gap-Elemente für die Seitenkraft Anbindung, wird derzeit nicht für notwendig gehalten. Sollten die Weggeber an Spulen und Kippstruktur ein typisch anderes Verformungsbild zeigen, als das in der Tabelle 2 wiedergegebene, so wird dieser Punkt erneut überdacht werden. Auf alle Fälle sollte ein konsistentes FE-Modell zur Beurteilung des mechanischen Betriebs-Verhaltens zur Verfügung stehen.

TABELLE 3: LINEARE GEBERWEGE DURCH DEFORMATIONEN DER TF-SPULEN SENKRECHT ZUR SPULENEBENE

PARAMETER

Single Null Belastung: $I_p = 1,6 \text{ MA}$ $B_0 = 2.7 \text{ T}$

ANMERKUNG

Gemeinsamer Bezugspunkt der Deformationen sind die Stützen der Kippstruktur

Geber Ort	Deformation (mm)	Geberdeformation weist hin auf
Gewölbe/Strukturspitze, oben	-0,05	Spiel Spule/Struktur
Gewölbe/OH-Topf, unten	0,34	Spulen Steifigkeit (Kriechen)
Strukturspitze/PF-Stern, oben	0,84	Torsions-Steifigkeit der Strukturspitze, Lastübernahme
Strukturspitze/OH-Topf, unten	0,08	Lastübernahme der Struktur im kritischen Last-Bereich
X-Strukturstütze/Stern, oben	0,65	Steifigkeit der Kippstruktur

D. Zulässiger Betriebsbereich des TF-Magneten

Für ASDEX Upgrade sind mehrere Poloidal-feld Konfigurationen vorgesehen. Man wird jede dieser Konfigurationen für verschiedene Plasma Sicherheitswerte

$$Q_{psi} = K_{psi} * B_0 / I_p;$$

K_{psi} : Konfigurations-Konstante nach Ringbuchblatt 1-CT-6.

experimentell untersuchen, sodaß die Festlegung auf einen Arbeitspunkt für den Betrieb unzureichend ist. Der zulässige Arbeitsbereich des TF-Magneten wurde daher für jede Poloidalfeld Konfiguration in einem Ip-Bo Diagramm dargestellt. Die Diagramme für die Standardfälle SN, DN und L mit der Elongation $b/a = 1.6$ sind im Ringbuchblatt 1-CT-7 enthalten. Die Arbeitsbereiche für eine stark elongierte SN Konfiguration, mit $b/a = 1.9$, und die sogenannte Hoch-Beta Bohnen-Konfiguration sind im Ringbuchblatt 1-CT-8 dargestellt.

Für den Betrieb ergeben sich in der Ip-Bo Fläche ($I_p = 0$ bis 3 MA, $B_o = 0$ bis 4 T) drei mechanische Grenzen:

- * Der erforderliche mittlere Reibungskoeffizient (RK) darf im Gewölbe den zulässigen Reibwert nicht überschreiten. Die Zentripetalkraft muß also mindestens so groß sein, daß die, für das Gleichgewicht der Kippkräfte auf das Gewölbe entfallenden, Schubkräfte über Reibung aufgebracht werden können. Diese Voraussetzung ist mit der eines zulässigen Mindest-Qpsi-Wertes identisch, bedeutet also $B_o/I_p > \text{Konstante}$.
- * An den Gewölbeenden darf die Leitervergleichsspannung aus In-plane Zug- und Druckspannung, überlagert mit der Out-of-plane Biegespannung die zulässige Leiterpannung nicht überschreiten. Diese Voraussetzung führt dann zu einer Belastungsgrenze $I_p = I_p(B_o, 1/B_o)$.
- * An den Gewölbeenden darf der Drillschub die zulässige Schubspannung nicht überschreiten. Diese Voraussetzung ist identisch mit $I_p * B_o < \text{Konstante}$.

Die zulässigen Werte wurden im Ringbuchblatt 1-CT-6 festgesetzt. Sie sollen im folgenden kommentiert und mit den Schnitt-Kräften am Gewölbeausgang in Zusammenhang gebracht werden.

Im SN-Fall zeigen die magnetischen Belastungen keine Symmetrie zur Torusebene. Sie wurden daher in zwei Belastungen mit gerader (Index a) und ungerader (Index b) Symmetrie zur Torusebene zerlegt /2/. Entsprechend müssen dann auch die Schnittkräfte: Querkraft (Q), Biegemoment (MB) und Drillmoment (MD) aus beiden Lastanteilen berücksichtigt werden. Der DN-Fall hat nur eine ungerade Lastkomponente.

1. Gewölbereibwert.

Der angenommene Gewölbe-Reibkoeffizient von 0,2 kann sich bis auf 0,4 erhöhen. Der wahrscheinlichste Wert liegt nach Versuchen von ANSALDO und BBC bei 0,3. Der Reibsicherheitsfaktor beträgt also mindestens 1,5.

Das Drillmoment des geraden Lastanteiles muß von einer horizontalen Gewölbeschubkraft (T_h) mit ebenfalls gerader Symmetrie im Gleichgewicht gehalten werden. Es gilt

$$T_h * B_{sp} = 2 * M_{Da}; \text{ Bsp: Spulenbreite}$$

Biegemoment und Querkraft des ungeraden Lastanteiles müssen von einer vertikalen Schubkraft (T_v) mit ebenfalls ungerader Symmetrie im Gleichgewicht gehalten werden. Es gilt

$$T_v * Bsp = 2 * MB_b + Q_b * H_g; H_g: \text{Gewölbehöhe (2 Meter)}$$

Die beiden Schubkräfte überlagern sich geometrisch zur Gesamtschubkraft (T_g)

$$T_g^2 = T_v^2 + T_h^2$$

Die Gesamtschubkraft muß, da keine mechanische Verbindung zwischen den Spulen besteht, von Reibkräften aufgebracht werden. Die dazu erforderliche Normalkraft (P_n) resultiert aus der Zentripetal Kraft. Es gilt

$$P_n = 2,51 * B_o^2 \text{ [MN] ; } B_o \text{ in [T].}$$

Gleichgewicht im Gewölbe ist damit gegeben, sobald für den Reibungskoeffizienten gilt

$$RK > T_g / P_n;$$

Da T_g proportional $I_p * B_o$ und P_n proportional B_o^2 gilt für den Reibungskoeffizienten

$$RK \text{ proportional } I_p / B_o, \text{ also } RK \text{ proportional } 1 / Q_{psi}.$$

2. Leiter Belastung im Gewölbe.

Die angenommene Leiter Belastungsgrenze liegt einen Faktor 1.5 unterhalb der Fließgrenze des Kupfers (200 MPa), beträgt also $SV = 133 \text{ Mpa}$.

Bei der Bildung der Vergleichsspannung (SV) wurde die Summe aus In-plane Zug- (SZ) und Out-of-plane Biegespannung (SB) eingesetzt. Das Kupfer hat damit, über die Forderungen des ASME-Codes hinausgehend, auch für Biegung eine Linearitätsreserve von 1,5.

Bei der Bildung der Vergleichsspannung muß neben der Normalspannung ($SZ + SB$) auch noch die Druckspannung (SD) berücksichtigt werden. Es werden folgende Hilfsgrößen eingeführt

* die Vergleichsspannung für die In-plane Kräfte allein

$$SV_i^2 = SZ^2 + SD^2 + SZ * SD$$

* die beiden Designkonstanten

$$> K_s = (SZ / SV_i) * (1 + 0,5 * SD / SZ) = 0,811$$

$$> K_t = (SV_i / B_o^2) = 7,625 \text{ [MPa/T] und}$$

* die konfigurations-abhängige Out-of-plane Konstante

$$K_b = [SB / (I_p * B_o)] \quad [\text{MPa} / (\text{MA} * \text{T})]$$

wobei im SN-Fall die Biegespannung (SB) aus den Biegemomenten des geraden und ungeraden Lastanteiles zu bilden ist.

Mit diesen Hilfsgrößen ergibt sich die Grenzkurve der Leiterspannung aus

$$I_p \cdot K_b / (K_s \cdot K_t \cdot B_o) = [(SV^2 / B_o^4 - K_t^2) / (K_s \cdot K_t)^2 + 1]^{1/2} - 1$$

Mit $SV = 133 \text{ Mpa}$ und den Zahlenwerten der beiden Designkonstanten folgt dann

$$I_p \cdot K_b = 6,18 \cdot B_o \cdot [(17689 / B_o^4 - 58,14) / 38,24 + 1]^{1/2} - 1$$

3. Drillschub Belastung am Gewölbe Ausgang.

Da der Out-of-plane Drillschub proportional $I_p \cdot B_o$ ist, ergibt sich für die Grenzkurve eine Hyperbel. Das, die Schubspannung (DS) erzeugende Drillmoment (MDg), setzt sich dabei aus beiden Symmetrieanteilen der Lastkomponenten zusammen

$$MDg = MDa + MDb.$$

Mit der zulässigen Drillschub Belastungsgrenze DSz ergibt sich dann für die Grenzkurve ($I_p = I_p[B_o]$)

$$I_p / I_{p_{ref}} = (B_{o_{ref}} / B_o) \cdot (DSz / DS_{ref})$$

Wenn die Isolation, deren Belastungsgrenze auf $DSz = 20 \text{ MPa}$ angesetzt wurde, unter den Out-of-plane Kräften nicht die erwartete Lastaufnahme zeigt, also die Drillmomente (MD) kleinere Werte als die berechneten annehmen, dann kann dies durch höhere Biegemomente (MB) und verstärkte Krafteinleitung in die Kippstruktur kompensiert werden. Die Seitenauslenkung der Spulen vergrößert sich dann zwar, aber solange der sich ebenfalls vergrößernde Schubwinkel der Isolation noch klein gegen die Bruchverformung bleibt, ist dies zulässig.

In /3/ wurde das Bruchverhalten der Isolation untersucht. Die daraus entnommene Abb. 3 zeigt, daß Schubwinkel, die unter linearen Verhältnissen (Schubspannung = Schubmodul * Schubwinkel) der Bruchscherspannung von 50 MPa entsprechen würden, durchaus vertretbar wären. Die aus linearen FE-Rechnungen resultierenden Seitendeformationen können also im Betrieb ohne weiteres den 2,5 fachen Wert annehmen, ohne daß dadurch ein Schaden an der Isolation zu befürchten wäre. Dies bestätigen auch die Hysteresekurven /3/, die bei Ermüdungsversuchen kurz vor dem Bruch aufgenommen werden konnten.

Für die Out-of-plane Kräfte des SN-Falles wurde die Stützwirkung von Leiterbiegemoment (MB) und Kippstruktur durch die Variation der Drillsteifigkeit (Schubmodul $[G] \cdot$ polares Flächen Trägheitsmoment $[I_t]$) quantitativ untersucht. In Abb. 4 sind die Ergebnisse normiert auf die Referenzwerte des Designs (Index 0) dargestellt. Die Kippstruktur ist dabei repräsentiert durch die Zugkraft (PB) in der Flanschverbindung an der Keilspitze.

Die Stützwirkung, die sicher ausgenutzt werden kann geht bis $PB/PBo = 2,2$. Die Seitendeformation steigt dabei nicht über den 2 fachen Referenzwert, sodaß der resultierende Schubwinkel noch unter 1 % bleibt. Das heißt, wie in Abb. 5 abzulesen, daß die Funktion des TF-Magneten auch dann noch sichergestellt wäre, wenn die deformationsbegrenzte Lastaufnahmefähigkeit der Isolation nur 8 MPa betragen würde. Für die Betriebsüberwachung werden daher die Deformationen als Grenzwerte gesetzt, die sich aus den Berechnungen für $I_t = I_{to}/6$ ergeben.

Die angenommene Schubbelastungsgrenze von $DSz = 20$ MPa konnte durch die fertigungsbegleitenden Versuche nicht befriedigend abgesichert werden. Es konnte lediglich gezeigt werden, daß unter Fertigungsbedingungen 25^{+5} MPa für mindestens 20.000 Lastspiele, bei bis zu 60 C, erreichbar sind. Da aber, wie gezeigt, eine Fertigungsstreuung von einem Faktor 2.5 nach unten noch durch das Abstützkonzept aufgefangen werden kann, sind auch in Bezug auf die Isolation die dargestellten Belastungsdiagramme mit ausreichenden Reserven versehen.

III. Störfälle.

Als die klassischen Störfälle, die für einen TF-Magneten, vor allem mit Blick auf kritische Belastungen, diskutiert werden, gelten der Plasmastrom Abriss und der Kurzschluß einer oder mehrerer Spulen.

A. Plasmastrom Abriss

Man hat es beim Plasmastrom Abriss im Wesentlichen mit zwei Zeitkonstanten zu tun:

- * Der Zeitkonstanten mit der der Stromabriss außerhalb des Vakuumgefäßes gesehen wird. Diese Zeitkonstante ist klein gegen jene, mit der der Strom in den V-Spulen abklingen kann (L/R-Zeitkonstante).
- * Der Zeitkonstanten, mit der die Regelung die Ströme in den V-Spulen auf den Sollwert zurückholt. Diese ist viel größer als diejenige mit der der Plasmastrom abreißt.

Es ergeben sich damit zwei charakteristische Zustände, die zeitlich aufeinander folgen:

- * Bis die Regelung greift wirken die V-Spulen wie supraleitende Spulen. Der gesamte verkettete Fluß wird festgehalten. Die Ströme in den V-Spulen müssen sich also so ändern, daß sie den, vom abklingenden Plasmastrom nicht mehr erzeugten, verketteten Fluß ersetzen. Dadurch bleibt aber an den nahegelegenen TF-Spulen die Normalkomponente der Feldverteilung, die Ursache der Out-of-plane Kräfte ist, praktisch konstant. Dieser Fall wurde deshalb nicht untersucht.
- * Die Regelung hat die Soll-Ströme in den V-Spulen wieder hergestellt. Es gelte keine Flußerhaltung mehr. Der Plasmastrom sei nun auch im Vakuumgefäß völlig abgeklungen.

Dies ist der ungünstigste Fall, den man annehmen kann, da der ganze Plasmafluß nun fehlt. Im kritischen, unabgestützten Bereich der TF-Spulen muß nun zusätzlicher Fluß von außen eingedrungen sein, der die Normalkomponente an der TF-Spule entsprechend erhöht. Im Rückenbereich der Spule dagegen geht Fluß nach außen verloren. Für den SN-Fall haben FE-Rechnungen gezeigt, daß sich im kritischen Bereich des Gewölbe Ausgangs eine Erhöhung des Biegemomentes (Flußzunahme innen), aber eine Senkung des Drillmomentes (Flußzunahme innen, Flußabnahme außen) einstellt. Quantitativ ergab sich eine

- > Erhöhung des Biegemomentes um den Faktor 1,23. (Dies ist ohne Einfluß auf den Sicherheitsfaktor der Leiterbelastung.)
- > Erniedrigung der Drillschub Belastung auf 80 % des Ausgangswertes

Die grundsätzlichen Überlegungen, zusammen mit den Ergebnissen der FE-Berechnungen zeigen also, daß der TF-Magnet durch den Abriss des Plasmastromes keinen kritischen Belastungen ausgesetzt wird.

B. Kurzschlußfälle

Kurzschlüsse können mit einiger Wahrscheinlichkeit nur an Stellen auftreten, an denen blanke Metall Teile der Spulen existieren. Das ist an den Strom- und Wasseranschlüssen der Fall. An diesen Stellen können natürlich auch Erdschlüsse zur Kippstruktur auftreten. Der Haupt-Schaden ist durch die im Lichtbogen dissipierte Energie zu erwarten und nicht durch die magnetischen Kurzschluß Kräfte.

Der wahrscheinlichste Fall durch den Kurzschlüsse auftreten können ist, daß bei Wartungs- oder Montagearbeiten metallische Teile vergessen werden. Diese Teile könnten durch Magnetfelder so bewegt werden, daß sie eine Kurzschlußbrücke bilden. Dagegen werden Abdeckungen vorgesehen. Die Metallteile müßten also unter der Abdeckung liegen. Der Kurzschluß würde dann aber bereits während der Auferregung, also bei kleinen Leistungen, durch das Überwachungssystem festgestellt und abgeschaltet werden.

Im folgenden soll der Terminal Kurzschluß einer Spule eingehender diskutiert werden. Da der Innenwiderstand (R_i) einer TF-Spule weniger als 1 mOhm beträgt, ist ein satter Terminalkurzschluß nicht zu erwarten. Aber selbst wenn er aufträte, so haben Berechnungen für ASDEX /4/ gezeigt, daß nur geringe Kurzschlußströme und Belastungsänderungen entstehen, wenn der speisende Generator schnellentregt wird.

Die magnetischen Kurzschluß Kräfte drücken den restlichen Spulenverband von der kurzgeschlossenen Spule weg. Die Seitenkräfte klingen dabei mit zunehmendem Abstand von der schadhafte Spule ab. Man kann die für ASDEX Upgrade zu erwartenden Seitenkräfte aus denen von ASDEX /4/ ableiten, wenn man annimmt, daß das Verhältnis von Seitenkraft zu Zentripetalkraft konstant bleibt. Es ergeben sich dann an den

beiden Nachbarspulen der kurzgeschlossenen Spule für ASDEX Upgrade bei $B_0 = 3,25$ [T] folgende Seitenkraft (SK) Werte:

- * Die Schadspule sei völlig stromlos, der restliche Spulenverband jedoch voll erregt. Dieser Fall kann wegen der induktiven Verkopplung der Spulen untereinander nicht eintreten. Er kann deshalb als unrealistische Obergrenze betrachtet werden. Die Seitenkraft würde dabei einen Wert von $S_{Kur} = 6,4$ MN erreichen.
- * Es tritt ein satter Kurzschluß ein, der Kurzschluß Widerstand sei $R_k = 0$ Ohm. Die Generator Schnellentregung geschieht innerhalb von 0,5 Sekunden. Dieser Fall ist einigermaßen realistisch, obwohl $R_k < R_i$ bei dem kleinen Innenwiderstand einer Spule schwer vorstellbar ist. Die Seitenkraft erreicht in diesem Fall nur einen Wert von $S_{Kl} = 0,94$ MN. Das Verhältnis $S_{Kl}/S_{Kur} = 1/7$ ist also sehr klein.

Die Spulen sind gegen die Seitenkräfte zum größten Teil von der Kippstruktur abgestützt. Mechanische Beanspruchungen in den Spulen können nur entstehen durch Biegemomente, die von den Kräften herrühren, die im unabgestützten Bereich wirken. Macht man die höchst ungünstige Annahme, daß die Hälfte der Seitenkraft (S_k) auf den unabgestützten Teil der Spule entfällt und konzentriert am Innenschenkel angreift (Hebelarm ca. 0,8 m), so wäre selbst das Biegemoment der unrealistisch hohen Seitenkraft $S_{Kur} = 6,4$ MN (640 Tonnen) für die Spule noch zulässig (Biegespannung ca. 150 MPa). Die Kurzschluß Kräfte, die im Bereich des Möglichen liegen, können also keinesfalls zu Problemen führen.

IV. Schwingungen der Spulen

Die Schwingungsfrequenzen einer magnetisch hoch belasteten Spule liegen, wegen der aus elektro-mechanischen Gründen erforderlichen hohen Steifigkeiten, meistens in der Nähe der Oberwellenfrequenz der Stromversorgung. Falls durch Oberwellen Schwingungen angeregt würden, entstünden Lastspielzahlen die bis in die Gegend von 10^7 kommen könnten. Dabei sind auch bei kleinen Amplituden Ermüdungsprobleme nicht auszuschließen. Die Kenntnis der Eigenmoden ist dann erforderlich um Gegenmaßnahmen ergreifen zu können. Bisher liegen nur die Ergebnisse für die Schwingungen in der Spulenebene vor. Die Schwingungen senkrecht zur Spulenebene sind jedoch in Arbeit.

Einen Sonderfall stellt die Gewichtsabstützung des TF-Magneten dar, die eine sehr geringe Eigensteifigkeit gegen translatorische und rotatorische Bewegungen hat (ca. 10 Tonnen/mm). Die Steifigkeit wurde deshalb durch eine Anbindung der TF-Stützen an das PF-System erhöht. Für die Anregung von Schwingungen sind, falls man Erdbeben ausschließt, allerdings keine äußeren Kräfte vorhanden. Falls Erdbeben in Erwägung gezogen werden, müßten dazu noch detaillierte Berechnungen gemacht werden.

A. Resonanzen und Eigenmoden.

Die Resonanzen der Schwingungen in der Spulenebene wurden in /5/ untersucht. Die Abbildungen 6 und 7 zeigen die Modenform der Grundschwingung und der ersten Oberwelle. Bei der Grundwelle, deren Frequenz ca. 60 Hz beträgt, schwingt der Außenschenkel der Spule. Diese Mode wird also durch die dort befindliche Gummifeder stark bedämpft. Falls diese Mode mit nennenswerten Amplituden auftritt, könnte sie mit den installierten Weggebern noch feststellbar sein. Die erste Oberwelle liegt bereits bei ca. 180 Hz und dürfte im Betrieb nicht mehr zu merklichen Amplituden führen.

B. Dynamisches Verhalten bei Pulserregung.

Aufgrund der hohen Eigenfrequenzen ist nicht zu erwarten, daß bei einer Auferregungszeit der TF-Spulen von 8 Sekunden Schwingungen angeregt würden. Dies hat auch die FE-Analyse nach /5/ ergeben.

V. Material Untersuchungen

Die Untersuchungen waren vor allem in Hinsicht auf Ermüdungserscheinungen angelegt. Hier sind bei verwickelten Bauteilen Berechnungen nicht mehr ausreichend.

Im folgenden wird nur auf Material Untersuchungen eingegangen, die für den Betrieb des TF-Magneten von Belang sind. Nicht die Kippstruktur sondern die Spulen stehen daher im Vordergrund, also Spulenleiter und -Isolation. Auf Standard-Untersuchungen, die klassischer Bestandteil der Fertigungskontrakte sind, wird dabei nicht eingegangen.

A. Spulen Leiter

Die Auslegung der Spulen für 2,7 T Dauerbetrieb erforderte drei relativ große Kühlkanäle pro Leiter und große Leiterabmessungen. Die Gestaltung der Wassereinspeisung und die Ausführung der Leiter Lötverbindungen mußten daher auf alle Fälle durch Versuche abgesichert werden. In beiden Fällen waren die Versuche ausschlaggebend für die letztlich eingesetzte Technik.

1. Kühlkanäle unter Gewölbedruck

Die Schwächung des Druck-Querschnittes durch die Kühlkanäle erhöht an den verbleibenden Stegen die mittlere Spannung (Engineering Stress) und führt zusätzlich zu enormen, jedoch deformationsbegrenzten, Spannungskonzentrationen.

Die Versuche /8/ haben jedoch klar gezeigt, daß bei Kupfer, jedenfalls bis 100.000 Schwell-Lastspiele, die Spannungskonzentrationen keinen Einfluß auf die Ermüdungsfestigkeit hat. Die Proben knickten erst an den Reststegen aus, wenn die mittlere Stegspannung die Fließgrenze überschritten hatte. Vorher waren die Verzerrungen an den Stellen der Spannungskonzentration limitiert. Erst bei weiter

erhöhter Last ergaben sich anwachsende Verzerrungen, also eine Instabilität, die zum Bruch, bzw. zur Knickung führte.

Ein analoges Verhalten wird für alle duktilen Materialien mit einer Bruchdehnung über 15 % erwartet. Deformationsbegrenzte Spannungskonzentrationen dürften nur bei spröden Materialien den "Engineering-Stress" deutlich unter die Fließgrenze absenken.

2. Seitliche Wasser Ein/Auslaufbohrungen unter Leiterzug

Die drei Kühlkanäle wurden durch 4 Querbohrungen versorgt, 2 für den Einlauf und 2 für den Auslauf. Der Wasseranschluß erfolgte über Einschraub Fittings. Das zu untersuchende Problem bestand in der Dichtheit der Fittings bei gleichzeitiger Zugbeanspruchung des Leiters.

Die Versuche ergaben /9/, daß alle Lösungen mit Kupferdichtring untauglich waren. Auch die Erhöhung des Anzugsmonentes führte nur vorübergehend zur Dichtheit.

Bestens bewährten sich dagegen die Prüflinge mit Viton Dichtringen. Sie ertrugen bei einer mittleren Leiter Zugspannung von 90 MPa, bis zu 200.000 Lastwechsel, ohne undicht zu werden. Das Anzugsmoment der Fittings betrug dabei 60 Nm.

Prüflinge, die ohne Fittings getestet wurden, versagten unter 90 MPa Zug bereits bei 90.000 Lastspielen. Der erste Anriß trat dabei an der Randbohrung auf. Die eingeschraubten Fittings wirken also stützend (deformationsbegrenzend) gegen die Ovalisierung der Gewindebohrung.

3. Leiter Verbindungen an den TF-Spulen.

An den TF-Spulen treten zwei Arten von Verbindungen auf, für Profil Abmessungen von 180 mm * 32 mm und größer:

- * Die Hartlötungen zum Verbinden der Halbwindungen während des Assemblierens. Es wurde dabei mit SILFOS-Folien gelötet. Da deren reduzierende Wirkung bei der vorliegenden Verbindung zu schwach ist, mußte zusätzlich Stickstoff als Schutzgas eingesetzt werden.
- * Die Elektronenstrahl Schweißungen für die Befestigung der Strom Anschlußfahnen an den Wicklungs-Endstücken. Die Nahtfestigkeit dieser Verbindung erreicht bei weitem nicht die Ermüdungsfestigkeit einer Lötverbindung. Eine Schweißverbindung ist aber, aufgrund der geometrischen Verhältnisse an den Stromanschlüssen als einzige ausführbar.

a) Hart-Lötung der Halbwindungen.

Nach dem induktiven Löten liegt die Fließgrenze des entfestigten Kupfers bei ca 15-20 Mpa. Die Erweichungszone zu beiden Seiten der Lötstelle betrug ca. 40-60 mm. Die Leiterverbindungen wurden daher, während der Fertigung des Wickelkörpers, durch Recken auf 80 Mpa kalt verfestigt. Eine weitere Verfestigung war nicht möglich, da sonst eine zu große Fließ-Einschnürung an der Lötnaht entstanden wäre.

Für die Schwell Lastversuche wurde die Oberspannung für alle Proben auf die Verfestigungsgrenze (80 MPa) festgesetzt. Die Spannung bezog sich dabei, wie beim Recken auf den Brutto Querschnitt. Die fehlende Fläche der Kühlkanäle blieb also unberücksichtigt. Alle 30-50 Tausend Zyklen erfolgte eine Dichtheitsprüfung.

Die Ergebnisse /10/ lagen, nachdem das Lötverfahren ausgereift war, nicht mehr unter 400.000 Lastzyklen. Auch Lötfehler, die über der für die Röntgenprüfung festgelegten Grenze lagen, ergaben, aufgrund der großen Duktilität der Lötstelle, keine schlechteren Ergebnisse. Der maximale Lötfehler, der an einer Probe getestet werden konnte, verband zwei Kühlkanäle.

Der große Abstand zwischen Prüflast und maximaler Betriebslast, die dennoch große Zahl von ertragenen Lastzyklen, sowie die große Bindefehler Toleranz der Lötstellen, bürgen für ein zuverlässiges Betriebsverhalten, obwohl die Zahl der vorhandenen Lötstellen (ca 800) sehr groß ist.

b) Elektronenstrahl Schweißung der Stromanschlüsse.

Die Stromanschlüsse wurden so ausgelegt, daß die vorhandene Verklebung der Windungsenden mit dem Wickelpaket nicht erforderlich wäre. Die Fügefläche der Stromanschlüsse wurde dazu so groß gewählt, daß die primäre Schub-Vergleichsspannung in diesem Fall derjenigen der Zugspannung an den Lötverbindungen entspricht. Berücksichtigt man zusätzlich die Biegespannungen, die aus dem vertikal versetzten Kraftangriffspunkt resultieren, so erhöht sich die Vergleichsspannung bei $B_0 = 3,25 T$ auf 35 MPa. In beiden Fällen verlangt der ASME-Code die gleiche Fließgrenze (36 MPa).

Aus organisatorischen Gründen konnte nur eine Probe einer Schwell- Lastprüfung bei 80 MPa Oberlast unterzogen werden /11/. Die Probe brach nach 30 000 Lastwechseln. Da die Schweißverbindung nur bei versagender Klebung tragen muß, erschien dieser Sicherheitsabstand, $S > 2$, auch bei nur einer untersuchten Probe, ausreichend.

B. Isolations Material

Das Isolationsmaterial der Spulen zeigt, im Vergleich zu seinen sonstigen mechanischen Eigenschaften, sehr schlechte interlaminaire Schubübertragungseigenschaften. Es wurde daher ausgiebig untersucht.

Die Prüfung erfolgte sowohl für die statischen, als auch für die dynamischen Messungen mit tordierten Rohrproben /3/. Für Bruchversuche eignen sich zwar auch die üblichen Lapscherproben, sie lassen aber keine ausreichend genaue Wegmessungen zu. Mit Lapscherproben kann daher die Bruchdehnung und das Kriechverhalten der Isolation nicht zuverlässig untersucht werden. Für Ermüdungsversuche sind Lapscherproben nicht mehr geeignet, da sie an den Enden sehr komplexe Spannungs- und Deformationsverhältnisse aufweisen.

Die Prüfungen liefen in zwei Abschnitten ab. Zuerst erfolgte die Absicherung der Harzauswahl und der Temperaturbehandlung des Harzes. Dann wurde die Fertigung mit, in der Spulen Backform befindlichen Proben, überwacht. Die Prüfung der Proben erfolgte in beiden Fällen durch die Fa. MAN-T.

1. Bruch- und Kriechverhalten

Die Untersuchungen sind in /3/ ausführlich für reine Schubbelastung beschrieben. Das Bruchverhalten zeigt Abb. 3, das Kriechverhalten Abb. 8. Der Kriechvorgang kommt mit der Zeit nicht zum Stillstand. Die stationäre Kriechgeschwindigkeit ist stark Temperatur abhängig. Die Isolation verhält sich viskos.

2. Ermüdungsfestigkeit

Die Ermüdungsfestigkeit wurde bei schwelender Last untersucht. Die Frequenz betrug dabei 0,25 Hz, was die Durchführung der Tests sehr zeitraubend machte. Die niedrige Frequenz ergab bei 20.000 Lastspielen einen Kriechwege, der mit dem für den experimentellen Betrieb zu erwartenden vergleichbar ist. Das ist dadurch zu erklären, daß ein Teil der Fließverformung reversibel ist. Die längeren Pulszeiten im experimentellen Betrieb werden durch die langen Pausenzeiten wieder kompensiert.

Erste Ermüdungsversuche mit "Laborproben" zeigten, daß der Anteil des Flexibilisator Gehaltes die Lebensdauer der Isolation entscheidend beeinflusst. Diese Abhängigkeit ist im Bruchversuch nicht feststellbar. Man kann grundsätzlich davon ausgehen, daß der höchste, chemisch zulässige Flexibilisator Anteil, die größte Lebensdauer ergibt.

Wegen des zeitraubenden Testablaufes und der aufwendigen Probenfertigung, mußte die Zahl der Versuche auf ein Minimum beschränkt werden. So wurde im Wesentlichen ein Stufenversuch bei einer einzigen Temperatur, nämlich 60 C, durchgeführt. Die erste Laststufe wurde auf 15 MPa festgesetzt. Wenn eine Probe bei diese Laststufe 20.000 Lastspiele ohne Bruch überstanden hatte, wurde die Last um 5 MPa erhöht. Solange, bis, innerhalb von 20.000 Lastwechseln, der Bruch erfolgte.

Erste Messungen mit Laborproben ließen eine Scherfestigkeit der Spulenisolation von 25 MPa bei 20.000 Lastwechseln erwarten. Die fertigungsbegleitenden Proben /12/ lagen dagegen anfangs wesentlich schlechter. Dies war auf Anlaufprobleme bei der Probenfertigung zurückzuführen. ANSALDO konnte diese Probleme nicht vor Spule 14 beheben und hat sie eigentlich erst bei Spule 16 gemeistert. Dies ist aus dem Balkendiagramm der Abb. 9 klar zu sehen.

Die Proben wurden vor und nach dem Test visuell untersucht. Die Inspektion ergab, daß, in allen Fällen mit früher Ermüdung, der Glasgehalt lokal sehr stark variierte. Die Glasfasern wirken als Reißstopper. Glasarme Bezirke sind daher anfällig gegen Bearbeitungsrisse. Diese pflanzen sich dann auch noch mit verstärkter Geschwindigkeit fort. Weit weniger anfällig gegen

die Variation des Glasgehaltes waren die Proben, die zur Schubbelastung noch eine nennenswerte Druck Komponente überlagert hatten.

Das Bruchverhalten konnte aufgrund der exakten Wegmessung genau untersucht werden. Es war bei allen Laststufen gleich, wie aus /3/ und /12/ einheitlich hervorgeht. Die Hysteresefläche vergrößert sich merklich. Der Schermodul wird bis zum Bruch kontinuierlich um ca. einen Faktor 2,5 kleiner, die Deformation vergrößert sich dementsprechend um denselben Faktor. Es tritt somit kein verformungsloser Sprödbbruch ein. Die Stützwirkung der Kippstruktur kann also ausgenutzt werden, um die Spulen auch dann voll auszufahren, wenn man die Ergebnisse der Abb. 9 pessimistisch beurteilt. Es wird dabei allerdings mit großer Vorsicht vorgegangen werden.

Deutlich günstigere Verhältnisse ergeben sich für die Proben, die mit zusätzlich überlagertem Druck gefahren wurden (Abb 10). Diese Proben sind für die Verhältnisse im Spulengewölbe repräsentativ. Hier ergeben sich gute Ergebnisse sowohl für das Füllharz der Toleranzausgleichskissen (Laborproben), als auch für die Spulenisolation selbst (fertigungsbegleitende Proben). In die Proben für die Spulenisolation wurde ein Fehler eingebaut, der einen Fertigungsfehler repräsentierte. Dieser trat bei Spule 6 auf. Zirka 5 % der belasteten Gewölbefläche waren durch einen vergessenen Tesakrepp Streifen untauglich geworden. Durch die Drucküberlagerung pflanzt sich der Fehler jedoch offensichtlich nicht fort.

VI. Inbetriebnahme des TF-Magneten.

Die ausgeprägte Kriechneigung der Isolation (Abb. 8) legt nahe, durch eine Wärmebehandlung die Kraftübertragung im Gewölbe zu verbessern und vorhandene Eigenspannungen im Wickelkörper abzubauen.

Messungen an Reinharzproben /3/ haben gezeigt, daß der Streubereich in der ertragenen Zyklenzahl durch eine Wärmebehandlung wesentlich zurückgeht. Dies läßt sich nur durch eine nachträgliche Homogenisierung der Kettenstruktur des Harzes deuten, also durch einen Abbau von inneren Spannungen.

Die Gelier-Schrumpfung des Harzes in den Gewölbe Toleranzausgleichskissen kann nicht über die gesamte Fläche von 2 Meter * 40 cm als gleichmäßig vorausgesetzt werden. Auch hier läßt sich durch eine Temperaturbehandlung eine Verbesserung erzielen. Voraussetzung dazu ist jedoch, daß das Gewölbe dabei unter Druck gesetzt wird um nennenswertes Fließen zu erzielen. Wie Abb. 8 zeigt, ist dabei eine Zeit von 24 Stunden ausreichend.

Druck und Temperatur werden durch den Erregerstrom des Magneten erzeugt. Der mittlere Druck ist dabei durch die stationäre Kühlung begrenzt, die, bei zulässigen Temperaturen, nur ein Hauptfeld von etwa $B_0 = 1 - 1,5 \text{ T}$ erlaubt. Der Druck beträgt damit ca 4 - 9 Mpa. Da es jedoch darum geht lokale Druckspitzen abzubauen, ist dies kein Nachteil. Es können bei dem niedrigen mittleren Druck Temperaturen bis nahe an den

Glasübergangspunkt (90-100 C) gewählt werden. Vorgesehen sind 75-80 C.

VII. Schlußbemerkung

Durch die Gewölbeabstützung des TF-Magneten ergibt sich insgesamt eine sehr kompakte Bauweise des Tokamak Kernes von ASDEX Upgrade. Auch die Seillösung der D-Spulen kann im Vergleich zu einer Abstützung über eine zentrale Säule oder den OH-Trafo wesentlich besser idealisiert werden. Die großen Out-of-plane Kräfte, die aus den außenliegenden Divertor Spulen resultieren, können gleichfalls durch die Gewölbeabstützung wesentlich effektiver aufgenommen werden.

Die Gewölbeabstützung hat also alle konzeptionellen Vorteile für sich zu verbuchen. Es bleibt ihr nur zu wünschen, daß sie sich auch im Betrieb gemäß den Erwartungen bewährt.

VIII. Danksagung

Herr Springmann hat die entscheidenden FE-Berechnungen während der Designphase sehr umsichtig, zuverlässig und zügig durchgeführt. Auch nachdem er zu JET überwechselte, hat er immer wieder das FE-Modell aus den Versenkungen des Rechenzentrums befreit und aktualisiert.

Herr Jandl hat die Berechnungen von Herrn Springmann anschließend durch dreidimensionale Kontroll Rechnungen abgesichert und, durch nichtlineare Rechnungen, wesentlich beigetragen zum Verständnis des plastische Verhaltens der Leiter an den Kühlkanälen.

Einen sehr bedeutenden Beitrag zur baulichen Realisierung der TF-Spulen und der Kippstruktur hat das Ing. Büro Zeisberg geleistet. Herr Zeisberg hat beide Komponenten im Alleingang auf umfassende und brillante Weise konstruiert. Es war nicht zuletzt seinem Talent der räumlichen Vorstellung zu verdanken, daß die schwierige Fertigung bei der Firma MAN-T und deren französischem Unterlieferanten für die Gußteile, weitgehend reibungslos ablief.

Ihre wertvollen praktischen Erfahrungen brachten die Herrn Kutsch, Maier E.A., Peschl, Prex und Zanner aus der ZTE ein, während sie bei der Firma ANSALDO die Spulenfertigung betreuten. Diese Aufgabe erforderte viel Einfühlungsvermögen und Einsatzbereitschaft.

Über Herrn Pöhlchen floß bereits während des Designs das Know How der JET TF-Spulen Entwicklung und Fertigung ein. Auch später wurden dadurch der Firma ANSALDO viele Probleme erleichtert, vor allem beim Bau der Spulenbackform.

Während der Montage von ASDEX Upgrade war es eine große Erleichterung, daß das Team, das die Fertigung bei ANSALDO betreute, wieder mit dabei war. Hinzu kam noch Herr Hofmann, der alle Montageschritte bestens vorbereitete. Vor allem der geglückte Verguß aller 144 Toleranz Ausgleichskissen ist ihm zu danken.

IX. Literaturangaben

- /01/ S. Mukherjee, E. Harmeyer, B. Streibl - "3D-structural analysis of toroidal field magnet for ASDEX Upgrade" - MT 10 conference, Boston, Massachusetts, 1987.
- /02/ B. Streibl, E. Springmann, O. Jandl - "Comparison of pumping limiter, double-null and single-null diverter conditions for the ASDEX Upgrade toroidal field magnet" - MT 10 conference, Grenoble, 1983, p. C1-163.
- /03/ B. Streibl, E.A. Maier, J. Perchermeier - "Shear strength of the ASDEX Upgrade TF coil insulation: rupture, fatigue and creep behaviour" - IPP 1/230, March 1987.
- /04/ H. Preis - "Berechnung des magnetischen Feldes, der magnetischen Kräfte und des Betriebsverhaltens großer Fusionsexperimente" - IPP III/24, April 1976.
- /05/ S. Mukherjee - "Schwingungsberechnungen" - interne Notiz, 9/89.
- /06/ ASDEX Upgrade design team and tokamak theory group - "ASDEX Upgrade, definition of a tokamak experiment with a reactor compatible poloidal divertor" - IPP 1/197, March 1982.
- /07/ ASDEX Upgrade project team - "ASDEX Upgrade project proposal, phase II" - IPP 1/217, January 1984.
- /08/ R. Schäfer - "Druckschwell Versuche an Kupfer Kühlkanal Proben" - IABG-Schreiben vom 11.01.83.
- /09/ R. Schäfer - "Untersuchung der Schwell Festigkeit von Kupfer Kühlkanal-Proben" - IABG-Schreiben vom 17.12.84.
- /10/ R. Schäfer, W. Schütz - "Festigkeit von Kupfer Lötverbindungen" - IABG-Testberichte TF-2267, TF-2191, TF-2025.
- /11/ R. Schäfer, W. Schütz - "Festigkeit von Kupfer Löt- und EB-Schweißverbindungen" - IABG-Testbericht TF-2087.
- /12/ Deska, Lampl - "Fertigungsbegleitene Scherprüfungen der Isolation für die TF-Spulen von ASDEX Upgrade" - MAN-T Testbericht, 11/89.

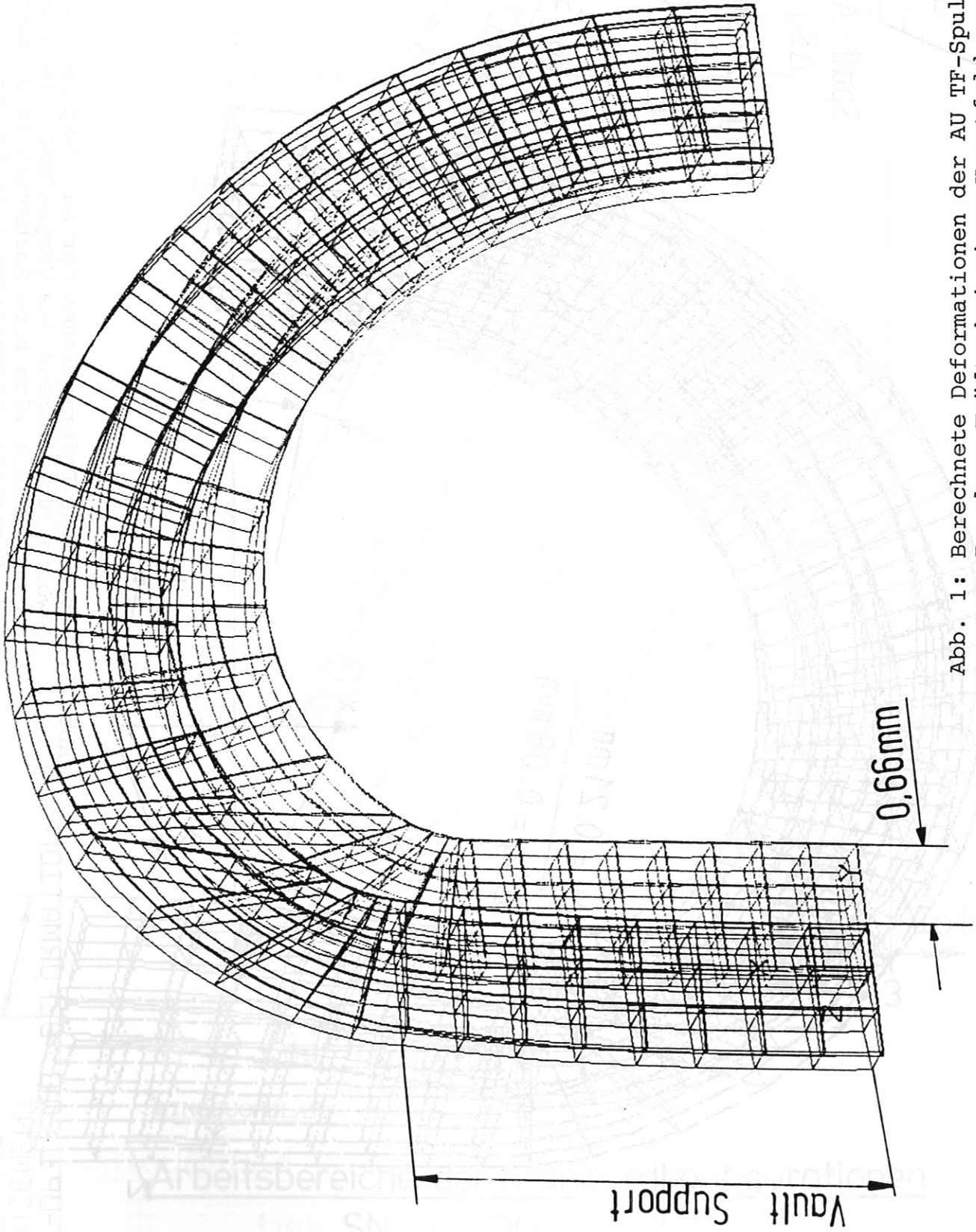
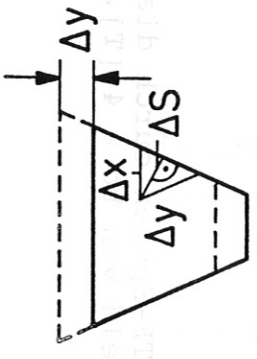


Abb. 1: Berechnete Deformationen der AU TF-Spulen durch die In-plane Kräfte bei einem Hauptfeld von $B_0 = 4$ [T].



Spalt - Änderung
 $\Delta Sg = 2\Delta S$

$$\Delta Sg = 2 \cdot \sin 11.25^\circ \cdot \Delta y$$

$$\Delta Sg = 0.39 \cdot \Delta y$$

REAR SUPPORT
 REACTION FORCE
 $R = -2.956 \text{ Ton}$

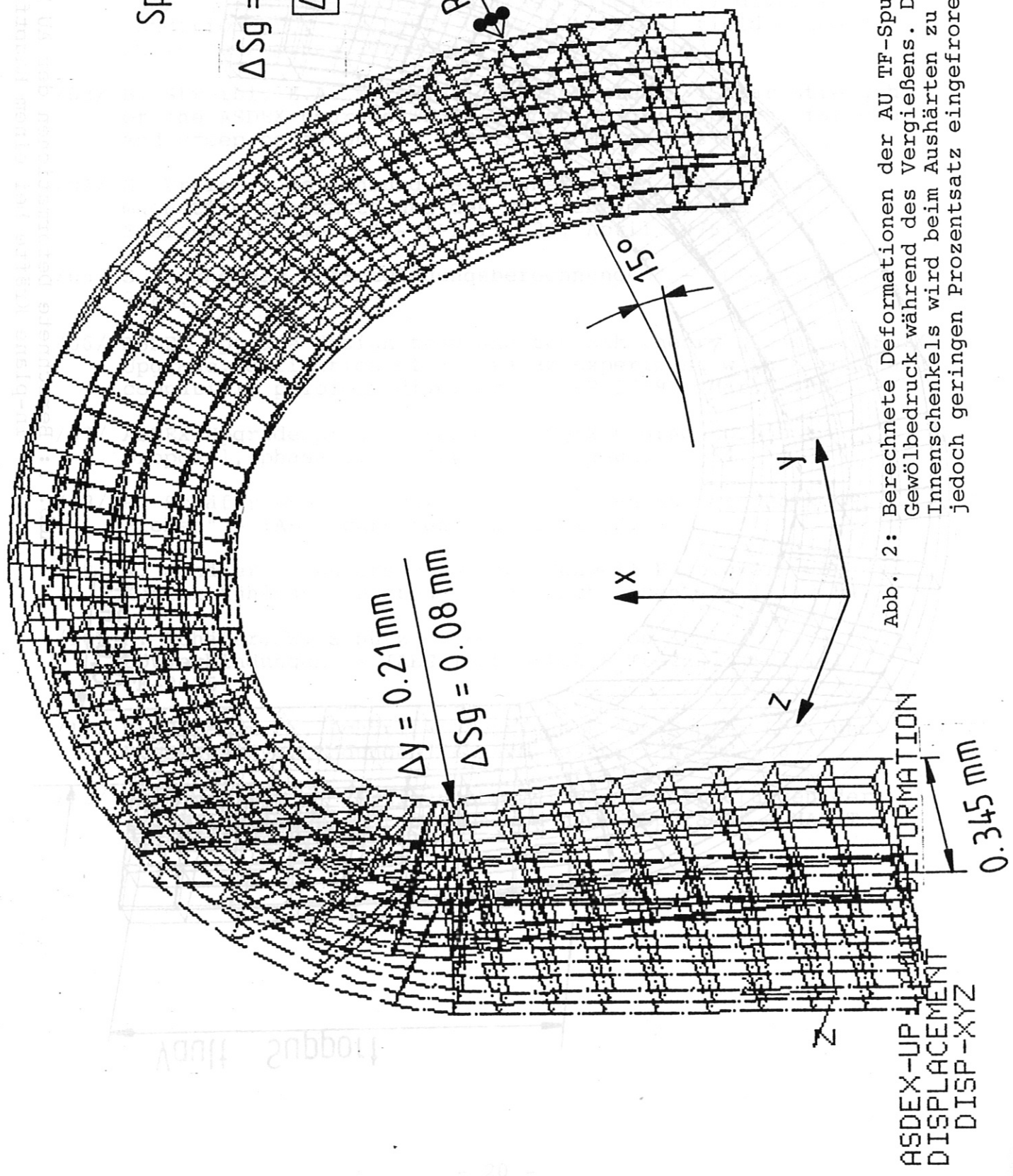
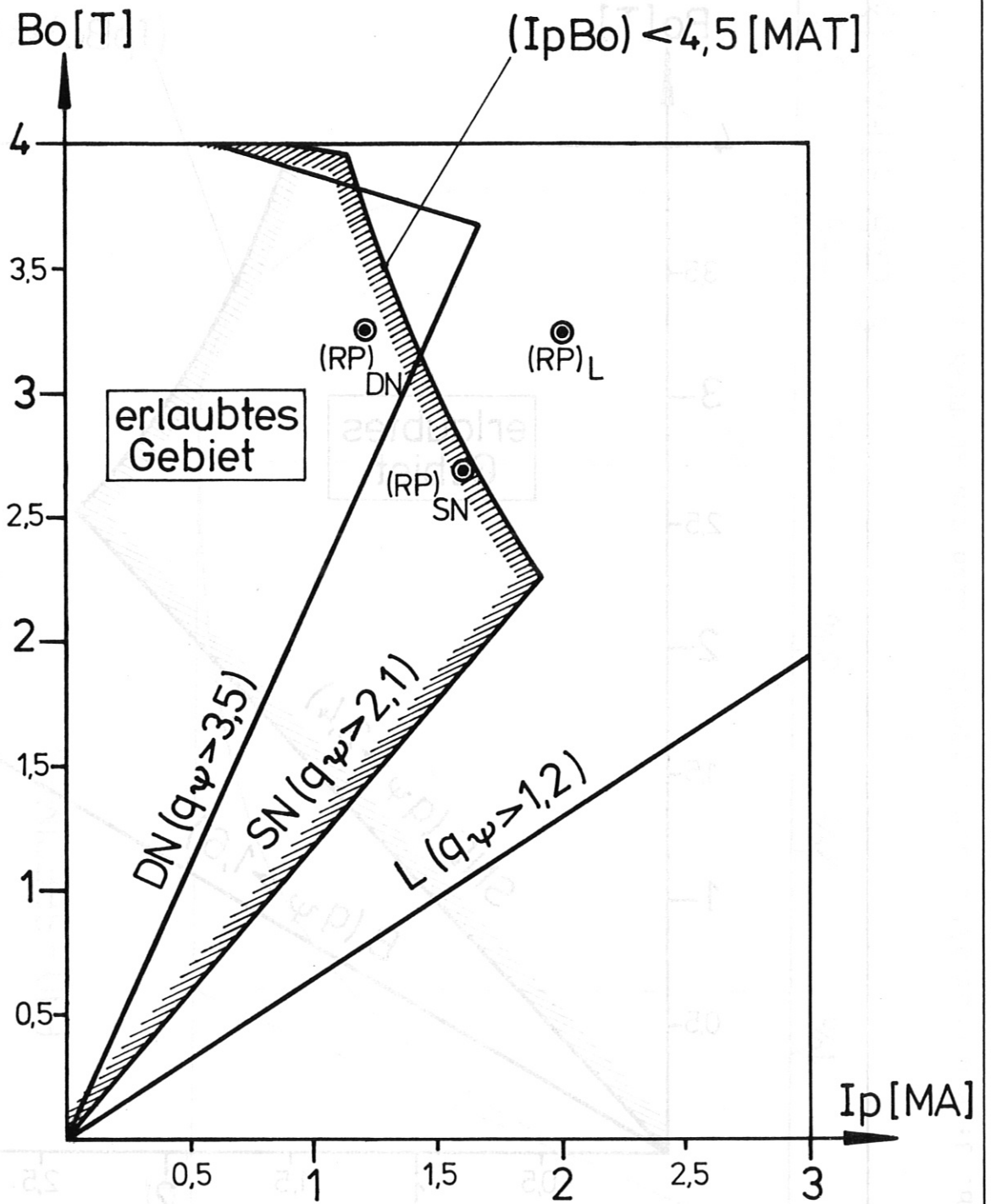


Abb. 2: Berechnete Deformationen der AU TF-Spulen durch den Gewölbedruck während des Vergießens. Die Deformation des Innenschenkels wird beim Aushärten zu einem unbekanntem, jedoch geringen Prozentsatz eingefroren.

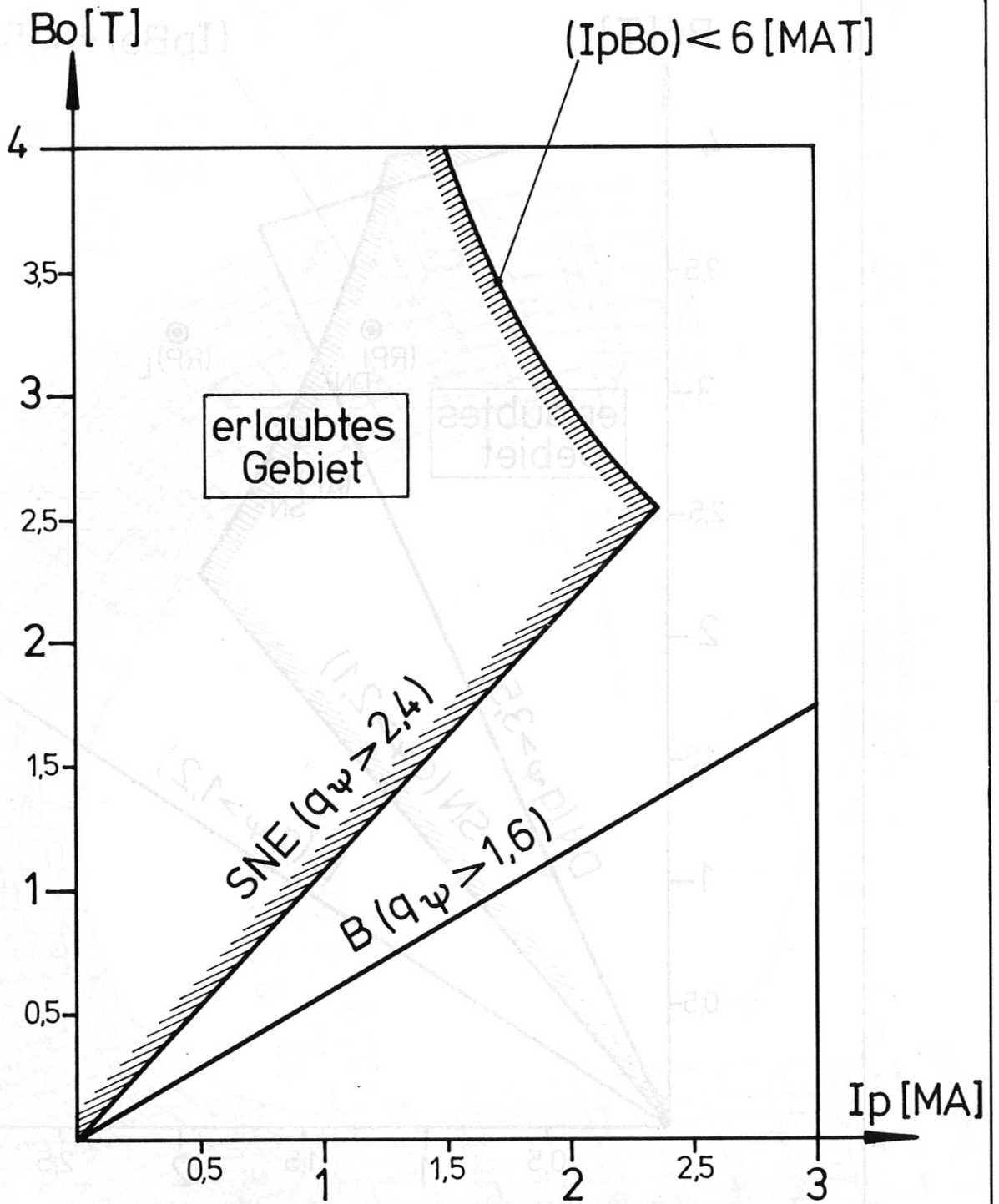


RP: Referenzpunkt

RINGBUCHBLATT: 1 - CT 7

Arbeitsbereiche der Standardkonfigurationen

SN - DN - L



RINGBUCHBLATT: 1 - CT 8

Arbeitsbereiche der erweiterten Konfigurationen

SNE: Single Null elongiert

B: Bohne

RUPTURE TEST

STRAIN VELOCITY $\dot{\gamma} \approx 1,6\%/min \approx (1\text{MPa})_{in}/sec$
TEMPERATURE $T = 60^\circ\text{C}$

F10 - SPECIMEN

SHEAR LOAD σ
[MPa]

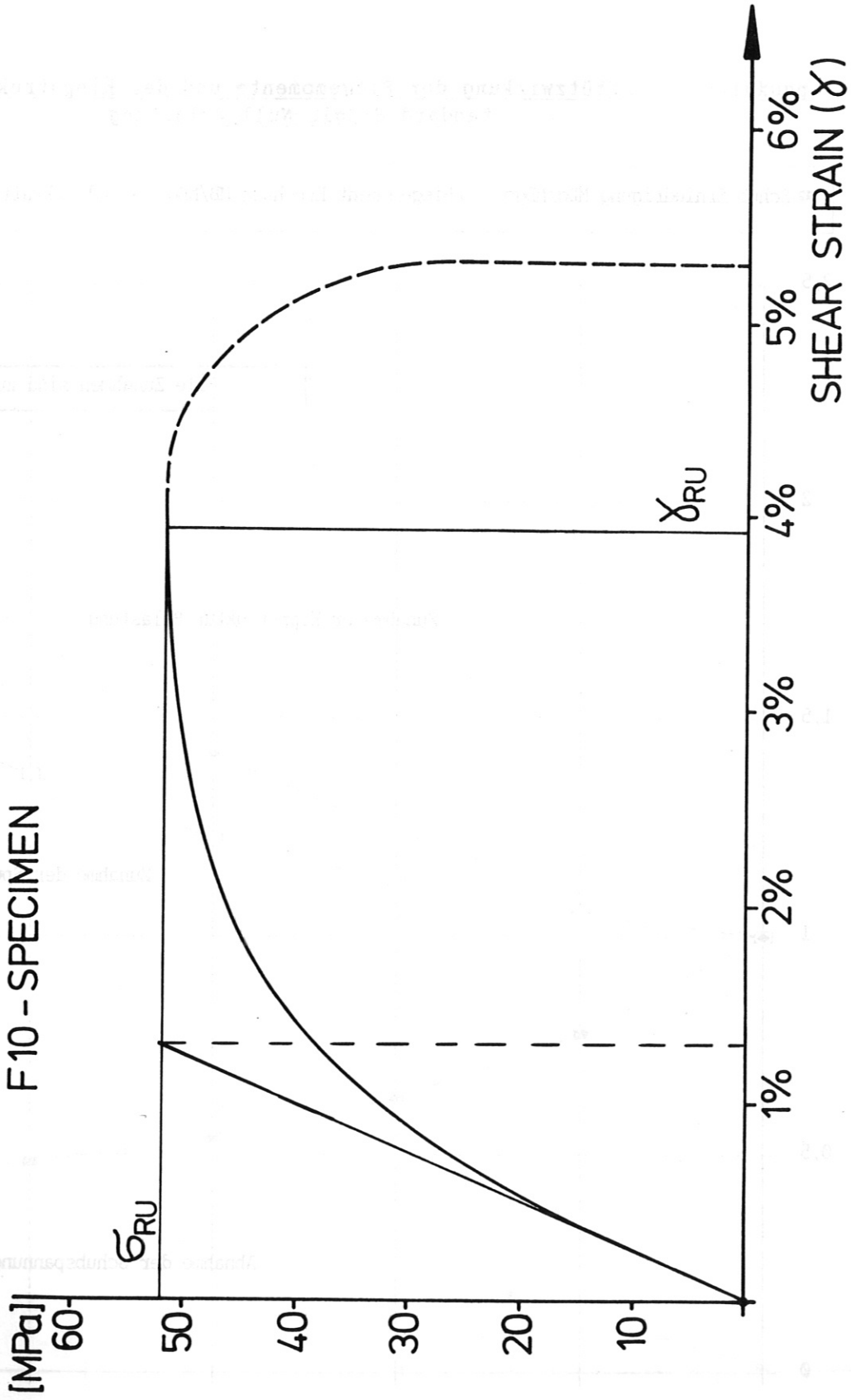


Abb. 3: Bruchverhalten der Leiterisolation des AU TF-Magneten.

Blatt 2

Stützwirkung der Biegemomente und der Kippstruktur bei standard Single-Null Belastung

■ Schub Erniedrigung MDg/MDgo □ Biegemoment Erhöhung MB/MBo ◆ Bolzenkraft Erhöhung PB/PBo

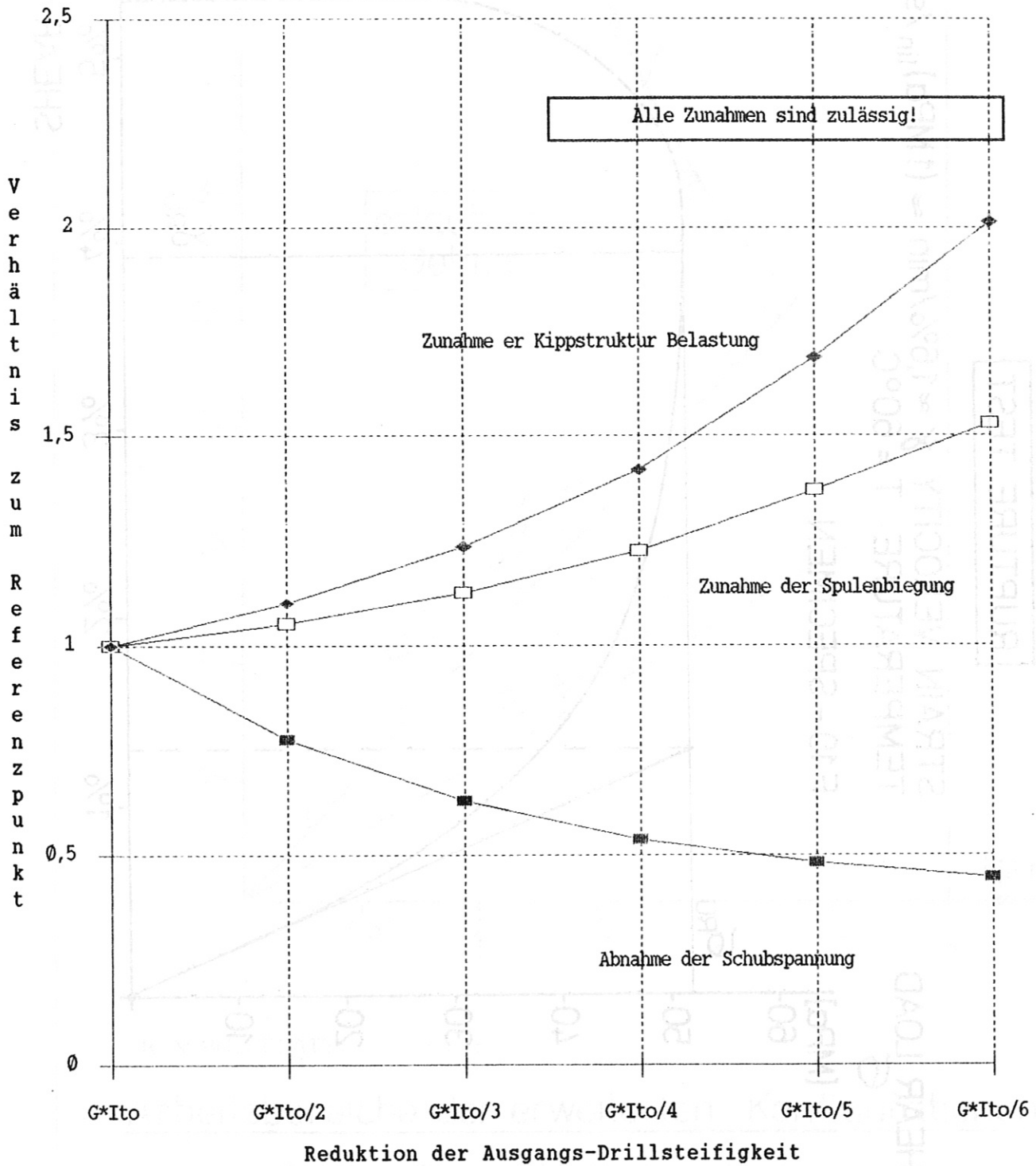


Abb. 4: Reserven der AU Stützstruktur und des TF-Magneten Leiterkupfers zur Kompensation von Isolations-Ermüdungen bei standard SN-Belastung.

Abnahme der Drill-Schubspannung durch die Stützwirkung
von Kupfer und Kippstruktur

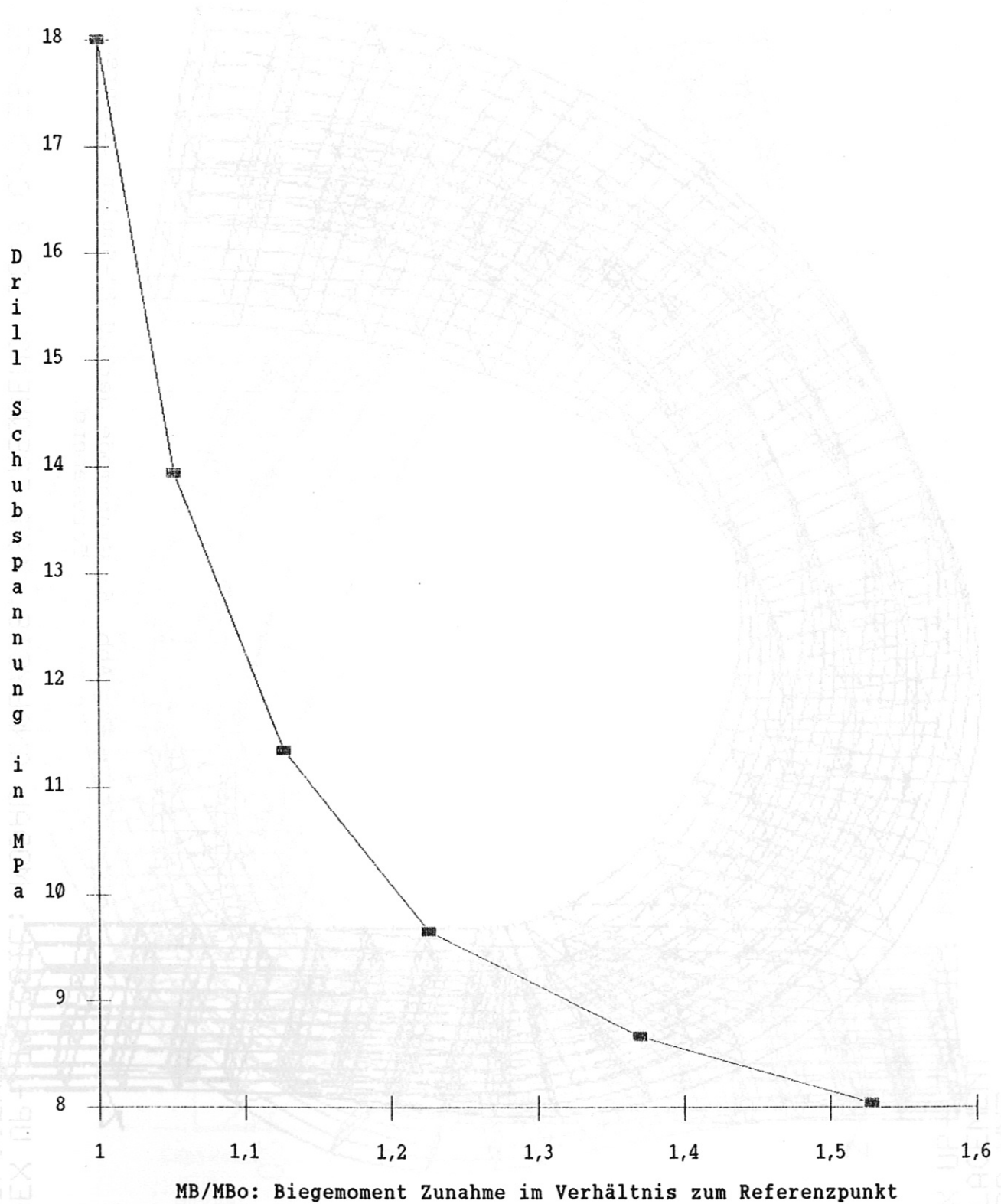


Abb. 5: Zulässiger Bereich der Isolations-Ermüdung des AU TF-Magneten bei standard SN-Belastung.

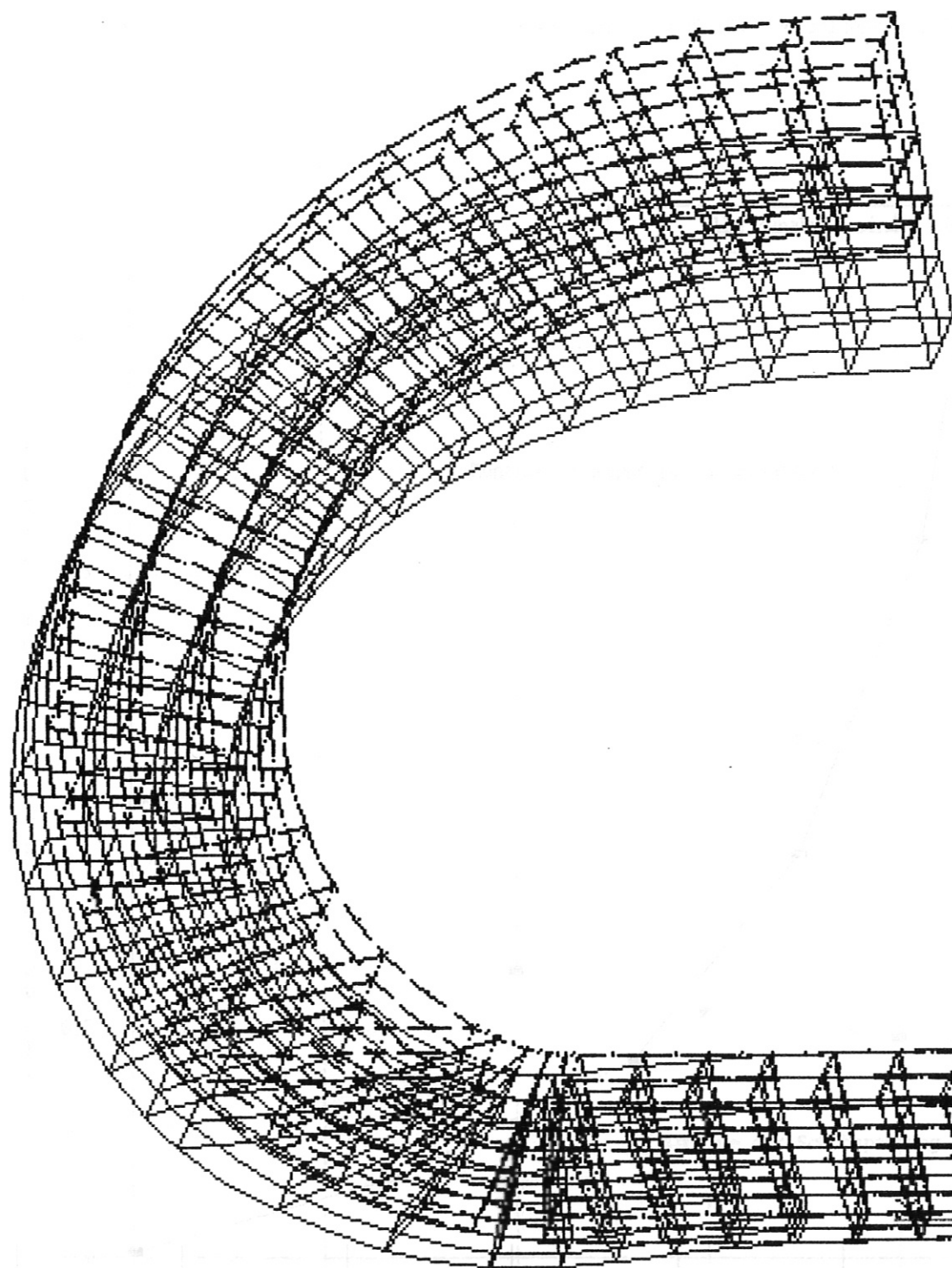


Abb. 6: Grundmode der AU TF-Spulen Eigenresonanz in der Torusebene.

MODAL ANALYSIS. 1ST FREQUENCY 58.9 CYCLES/SEC.

ASDEX UP-TORUS
 DISPLACEMENT
 DISP-XYZ

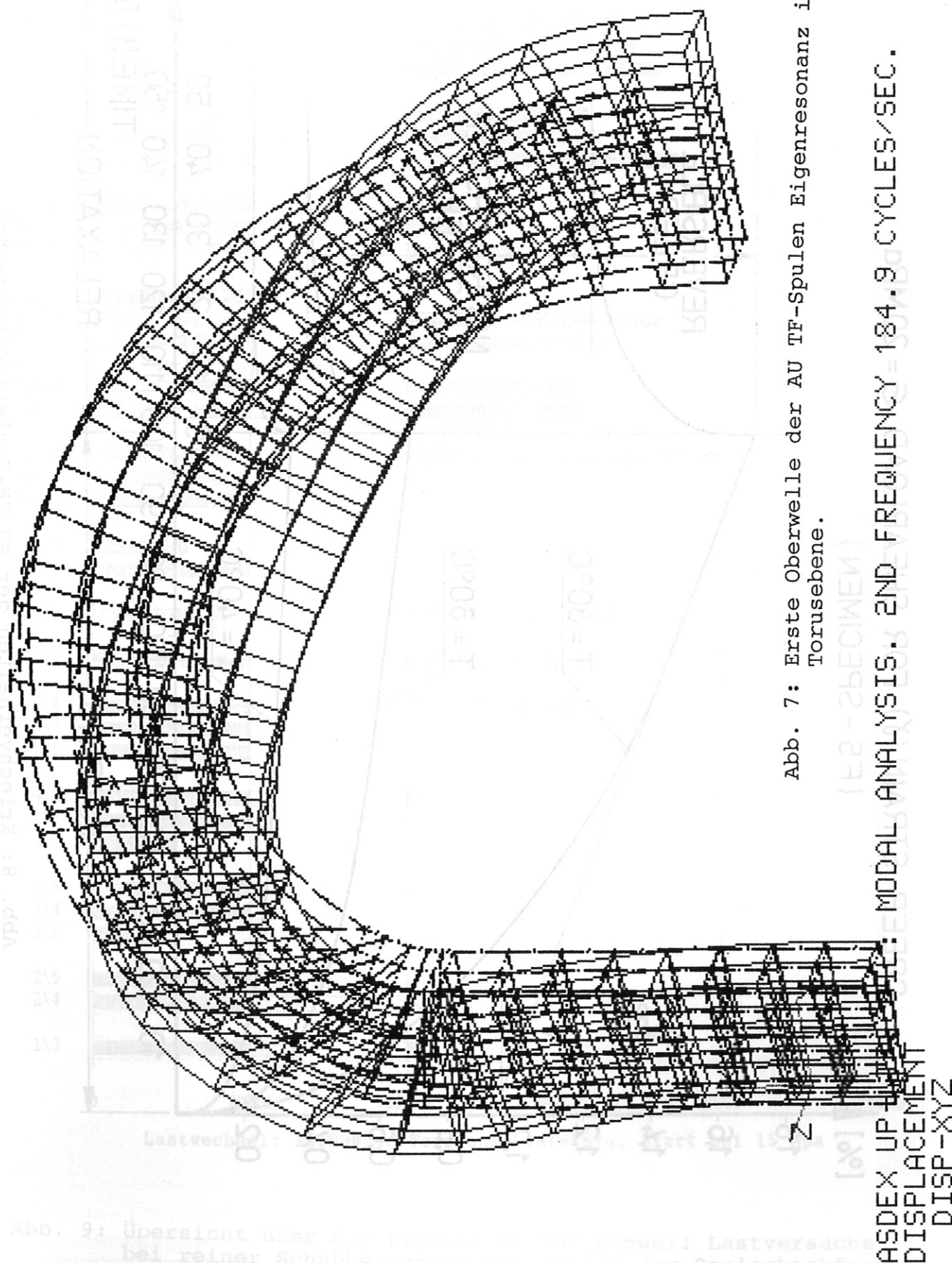


Abb. 7: Erste Oberwelle der AU TF-Spulen Eigenresonanz in der Torusebene.

Abb. 9: Übersicht über die Modalanalyse der Spulenbacken bei reiner Schubbelastung. Die Spulenbacken sind als ausgehärtetes Problem definiert. Die Spulenbacken sind als ausgehärtetes Problem definiert.

ASDEX UP-TURN DISPLACEMENT DISP-XYZ MODAL ANALYSIS. 2ND FREQUENCY=184.9 CYCLES/SEC.

CREEP STRAIN (γ) FOR SHEARLOAD $\sigma = 20\text{MPa}$
(F5 - SPECIMEN)

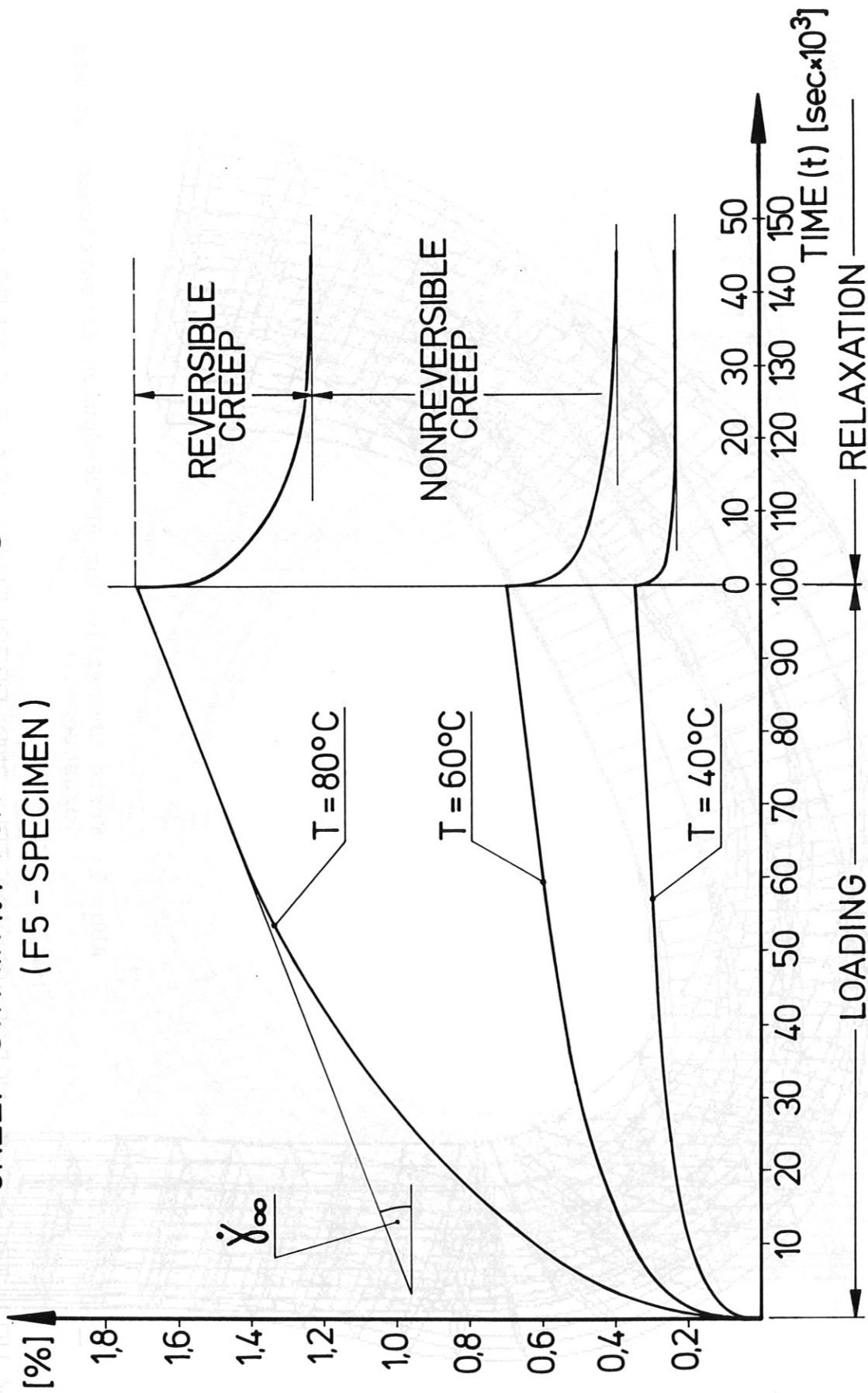


Abb. 8: Kriechverhalten der AU TF-Spulenisololation bei konstanter Scherbelastung von 20 MPa.

Torsion ohne Druck.

(Offensichtlich schadhafte Proben wurden eliminiert.)

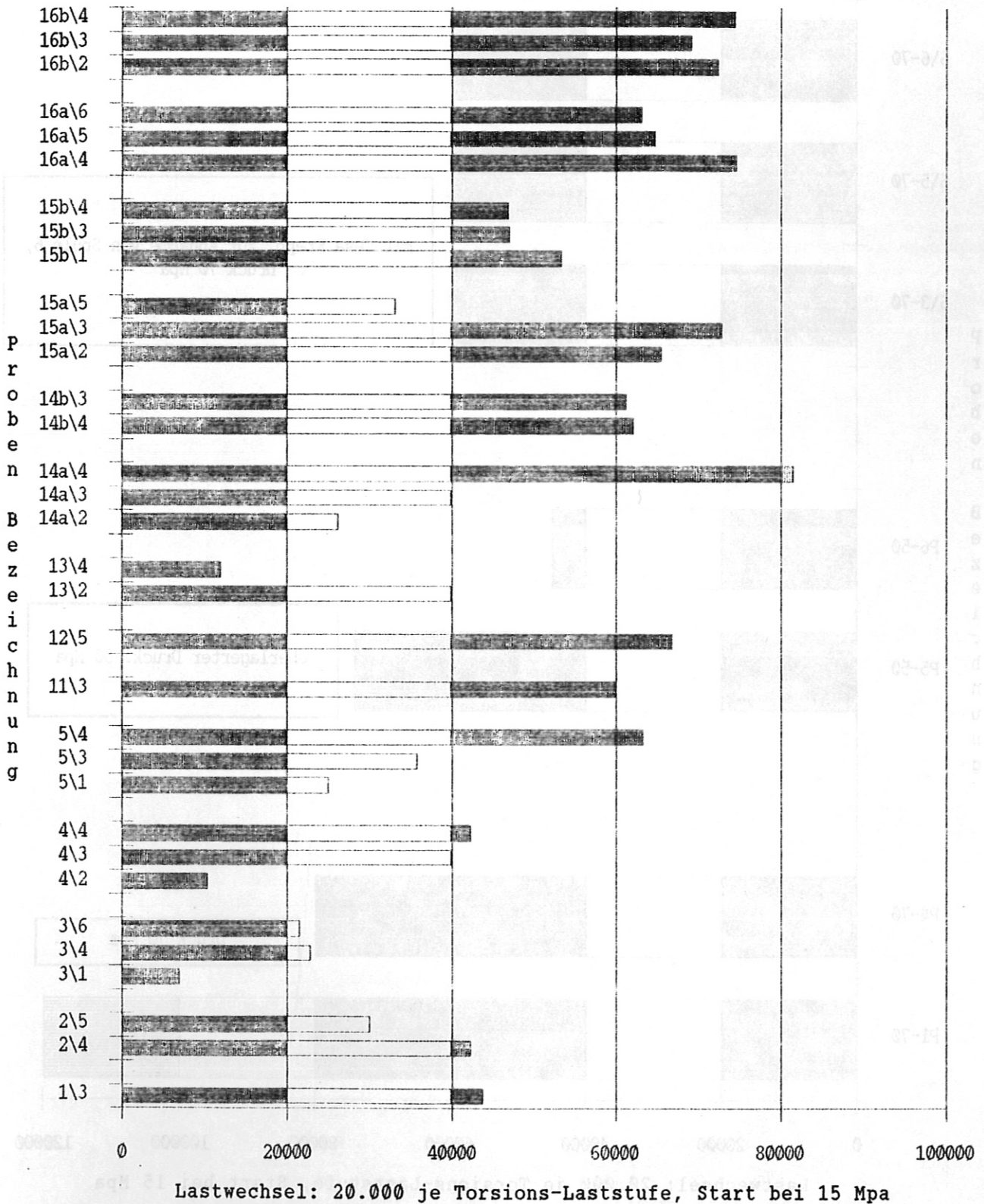


Abb. 9: Übersicht über die Ergebnisse der Schwell Lastversuche bei reiner Schubbelastung mit den in der Spulenbackform ausgehärteten Proben.

Torsion mit Druck: Alle geprüften Proben.

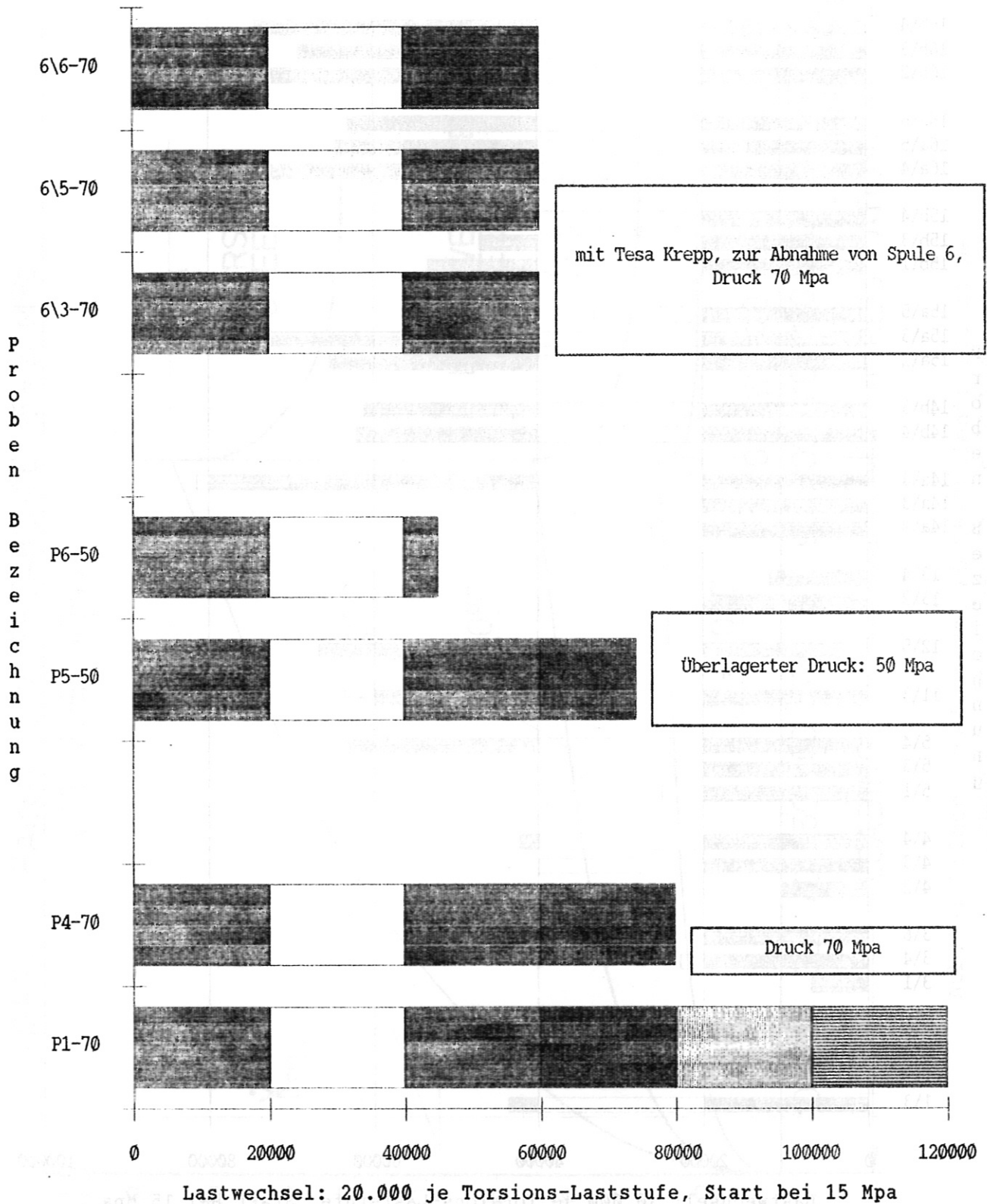


Abb. 10: Übersicht über die Ergebnisse der Schwell Lastversuche bei überlagerter Schub- und Druck-belastung mit in der Spulenbackform und im Labor ausgehärteten Proben.