

Schwungradspeicher in Vision und Realität

Der Autor arbeitete seit 1994 auf dem Gebiet der Schwungrad-Energiespeicher und stellt in dieser Dokumentation seine Erfahrungen, Erkenntnisse und Ergebnisse der langjährigen Arbeit vor. Es soll eine uneigennützige Hilfe für alle sein, die sich in Zukunft mit dieser Problematik beschäftigen wollen.

Weiterhin dürften die Ausführungen auch für die Konstrukteure und die Fertiger schneller, leistungsfähiger Elektromotore interessant sein, da diese Fragen bei der Schwungradentwicklung ebenfalls gelöst werden mussten. Das Dokument entstand in Vorbereitung für einen Vortrag vor der Physikalischen Gesellschaft zu Berlin in September 2016.

Frank Täubner (www.kb-ft.de)

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung – Anwendungsbeispiele für Energiespeicher.....	2
2. Das Entwicklungspotential der Schwungradspeicher.....	8
3. Auf der Suche nach der idealen Form des Schwungradspeicher.....	11
3.1. Für das Schwungrad selbst.....	11
3.2. Das Schwingungsproblem.....	14
3.3. Varianten der Lagerung.....	15
3.4. Varianten des Motors.....	16
3.5. Anordnung von Motor und Schwungmasse.....	16
4. Die Schwungradspeicher der rosseta Technik.....	19
5. Zur Technologie der Fertigung der Schwungrad-Energiespeicher.....	33
5.1. Programm zur Berechnung der Spannungen in zylindersymmetrischen Anordnungen.....	33
5.2. Festlegung der höchsten zulässigen Spannung für Faserverbundmaterialien.....	36
5.3. Zum Bersten von Faserverbundschwungrädern.....	39
5.4. Die Auslegung und Fertigung von Multiringschwungrädern.....	41
5.5. Die Lageranordnung.....	44
5.6. Der Ölkreislauf im Vakuum.....	47
5.7. Besonderheiten des Motors für den Schwungradeinsatz – der Rotor.....	48
5.8. Besonderheiten des Motors für den Schwungradeinsatz – der Stator.....	49
5.9. Luftreibung und Vakuumsystem.....	50
6. Zusammenfassung.....	51

1. Einleitung – Anwendungsbeispiele für Energiespeicher

Bei dem Thema Energie spielen die Speichermöglichkeiten eine wichtige Rolle. Und ganz unterschiedliche Energiespeicher finden wir an verschiedensten Stellen.

In diesem Kapitel sollen als Einleitung an 16 Beispielen die Anforderungen an Energiespeicher und die derzeitige Realisierungen diskutiert werden. In der Tabelle 1 sind die Anwendungen hinsichtlich ihres Energiespeicherinhaltes geordnet aufgeführt. In der Abb. 2 sind die Anwendungen abhängig vom Energieinhalt und der Leistung in einer Grafik eingetragen.

Viele PCs haben auf ihrer Hauptplatine einen kleinen Superkondensator zum Datenerhalt bei Ausschalten des Gerätes. In Abb. 1 ist ein solcher Kondensator abgebildet. Sein Energieinhalt beträgt nur 25 Ws, jedoch reicht das aus, um die Daten des PCs und seiner inneren Uhr über einige Wochen aufrecht zu erhalten.

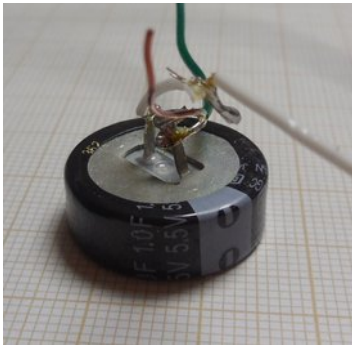


Abb. 1 : Superkondensator mit 1 F und 5,5 V Spannung

Auch im Rücklicht von Fahrrädern wird gern solch ein Kondensator eingebaut, damit im Stand das Rücklicht noch einige Zeit weiter leuchtet.

Die Superkondensatoren haben im Vergleich zu Batterien und Akkumulatoren eine längere Lebensdauer und verkraften besser hohe Ströme. Die Superkondensatoren werden in unterschiedlichster Bauform und Größe bis zu einer Kapazität von 3400 F angeboten, dem entspricht eine nutzbare Energiemenge von 1,2 Wh. Da sie jedoch schwerer und teurer als Li-Ionen-Batterien sind, konnten sich diese Speicherlösungen nur vereinzelt etablieren.

Sehr verbreitet sind Blei-Gel-Akkumulatoren. Wir finden sie in jedem Fahrzeug als Starter-Batterie. Dafür wurden sie speziell entwickelt, sie können kurzzeitig hohe Leistungen abgeben. Als Energiespeicher sind diese Varianten des Blei-Akkus wenig geeignet. Die würden nach weniger als einem Jahr ausfallen. Dafür wurden spezielle Solarbatterien entwickelt, die bei der Entladung mit wenig Leistung wenigstens für ca. 2 Jahre ihre volle Energie jeden Tag aufnehmen und abgeben können. Sofern man die Entladungstiefe auf 50% reduziert, ist sogar eine Lebensdauer von über 4 Jahren zu erreichen. Diese Akkus sind preiswert und finden sich in Wochenend- und Ferienhäusern ohne direkten Stromanschluss, bei Straßen-Solarstationen, Hinweisschildern, Parkautomaten und Funk-Notrufsäulen sowie in vielen anderen Bereichen der Sicherheitsstromversorgung.

Durch die massenweise Verbreitung von Mobiltelefonen und Laptops wurde die Entwicklung neuer Li-Ionen-Akkus stark gefördert. Da inzwischen weitere wichtige Märkte mit den Elektro-Fahrrädern und E-Autos hinzugekommen sind, wird intensiv geforscht und die Fertigungstechnologie weiterentwickelt. Man erwartet, dass die spezifische Energie kontinuierlich gesteigert werden kann und die Preise fallen. Für ein Elektro-Auto sind die Lebensdauer von 10 Jahren und 3.000 Lade/Entladezyklen erreicht. Nachteilig für Li-Ionen-Akkus als auch für Blei-

Akkus ist die relativ starke Temperaturempfindlichkeit. Bei Ladevorgängen sollte die Temperatur zwischen 0°C und 40°C liegen. Alles darüber oder darunter wirkt sich auf die Lebensdauer aus.

Anwendung	Energiespeicher-Typ	Energieinhalt	typische Leistung	spez. Energieinhalt
PC: Datenerhalt				
Fahrrad: Standlicht	Superkondensator	25 Ws	0,6 W	0,7 Wh/kg
Starterbatterie	Bleigel-Akku	840 Wh	1 kW	48 Wh/kg
Solarbatterie S12/17	Bleigel-Akku	204 Wh	2 W	33 Wh/kg
Taschenlampe	NiMH-Akku	2,8 Wh	0,22 W	92 Wh/kg
Handy Nokia	Li-Ionen-Akku	4,1 Wh	0,4 W	178 Wh/kg
HP-Laptop	Li-Ionen-Akku	28 Wh	9 W	156 Wh/kg
E-Fahrrad	Li-Ionen-Akku	490 Wh	250 W	158 Wh/kg
großer Solarspeicher	Li-Ionen-Akku	4,6 kWh	2 kW	67 Wh/kg
E-Auto BMW i3	Li-Ionen-Akku	18,8 kWh	125 kW	82 Wh/kg
Hatz-1-Zylinder-Dieselmotor	Schwungrad, mechanisch gekoppelt	3 Wh	10 kW	0,2 Wh/kg
Hochregallager	Schwungrad bisher nicht realisiert	16 Wh	30 kW	
USV-Anlage	Schwungrad oder Bleigel-Akku	1,5 kWh	200 kW	
MAN-E-Bus	Schwungrad (MM)	2 kWh	150 kW	10 Wh/kg
Straßenbahn-stationärer Bremsenergiespeicher	Superkondensatoren oder Schwungrad	3 kWh	300 kW	
EVU-Netz	Turbinensätze	250 kWh	1 MW	
Windkraftanlagen	Lösung fehlt	170 MWh	1 MW	
Wendefurt (Harz)	Pumpspeicherwerk	523 MWh	72 MW	

Tabelle 1 : Übersicht der Energiespeicher

In der Tabelle 1 wurden weiterhin fünf mögliche bzw. bereits realisierte Anwendungen für Schwungradspeicher aufgenommen.

Seit langem werden Metallschwungräder bei Verbrennungsmotoren eingebaut, um aus den Expansionsstößen der Zylinder eine relativ gleichmäßige Drehbewegung zu machen. Die mechanische Leistung, die auf das Schwungrad wirkt ist relativ groß. Der Energieinhalt kann jedoch sehr klein bleiben, da die Zeitdauer zwischen zwei Verbrennungsvorgängen selbst beim Motor mit einem Zylinder klein bleibt. Die Berechnung, Auslegung und Konstruktion der Metallschwungräder wird seit über 100 Jahren gut beherrscht, solche Schwungräder werden oft in Antrieben von Maschinen zur Schwingungsdämpfung oder zur Erzeugung eines kurzzeitig wirkenden hohen Drehmomentes eingesetzt.

Ein Anwendung, die noch nicht erschlossen ist, stellen die automatischen Hochregallager dar. Dabei wird sehr schnell ein Schlitten mit einem Liftaufbau bewegt, sodass innerhalb von Sekunden eine Kleinteilkiste aus 10 m Höhe zur Ausgabe oder wieder zurück transportiert werden kann. Die Antriebsmotore müssen schnell beschleunigen und ebenso schnell wieder abbremsen. Dabei entsteht ein erheblicher Betrag an Bremsenergie, der in Widerständen in Wärme verwandelt wird.

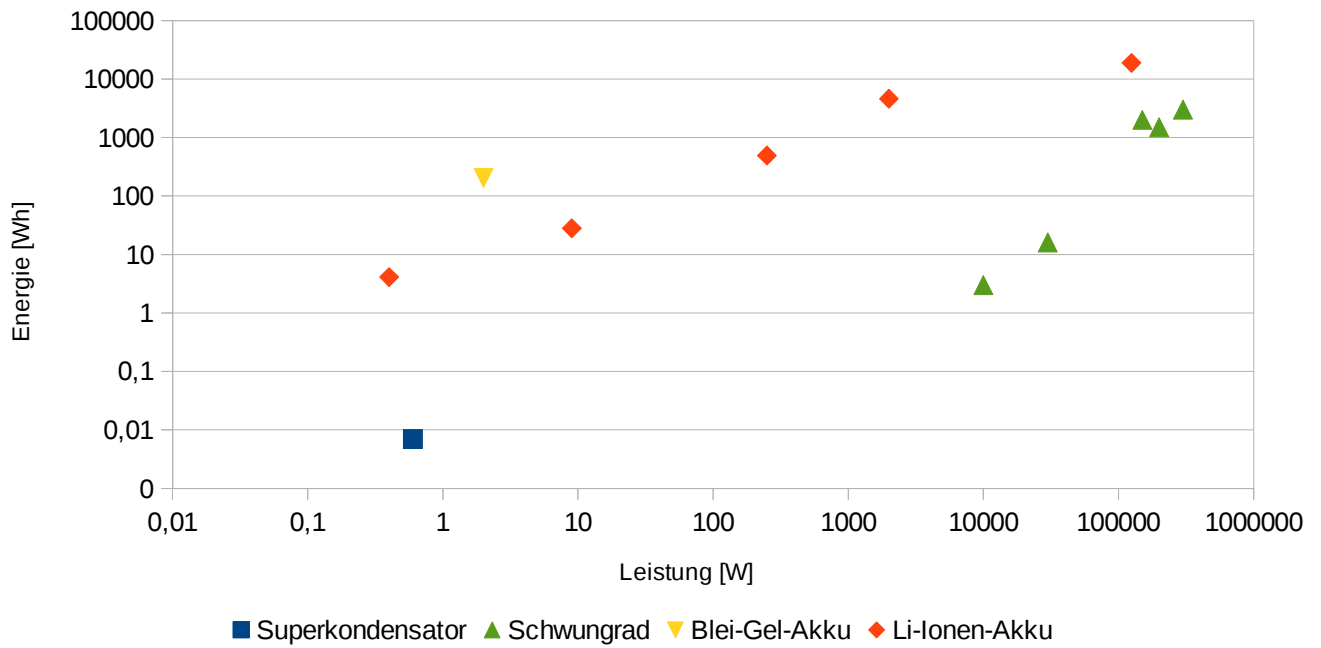


Abb. 2 : Darstellung der Leistung und Energie, der in der Tabelle 1 farblich gekennzeichneten Fälle

In den Abbildungen 3 und 4 ist ein solches Hochregallager abgebildet und der Leistungsverlauf vom Fahr- und Hubmotor dargestellt.

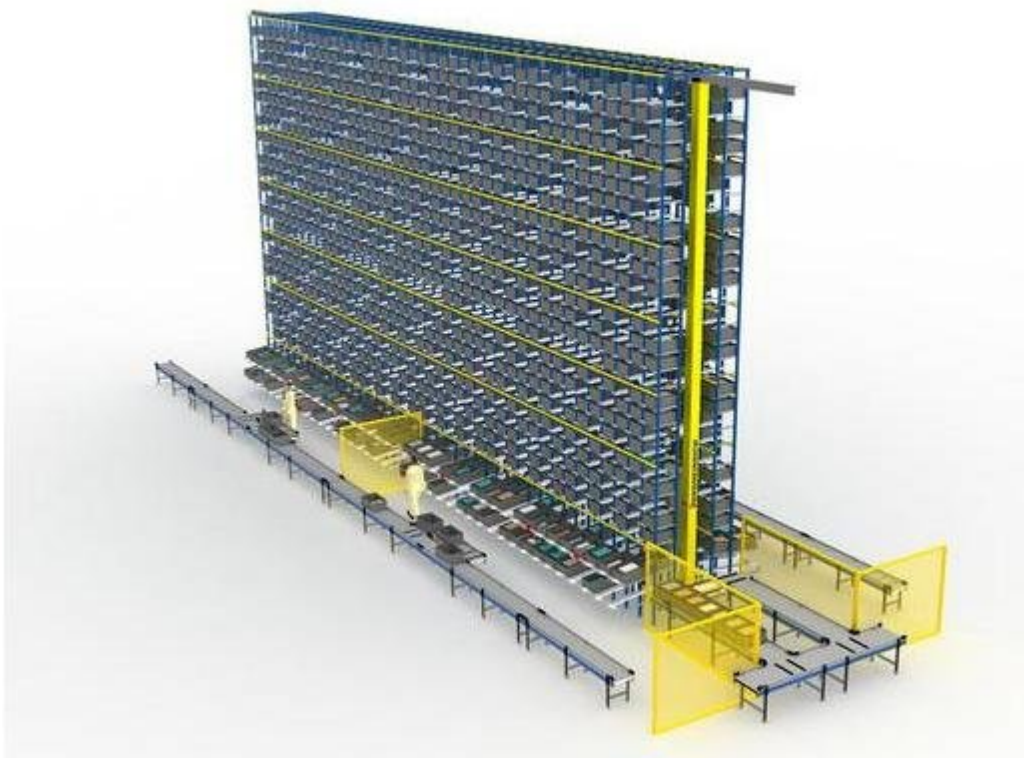


Abb. 3 : Hochregallager (Quelle: Jungheinrich GmbH)

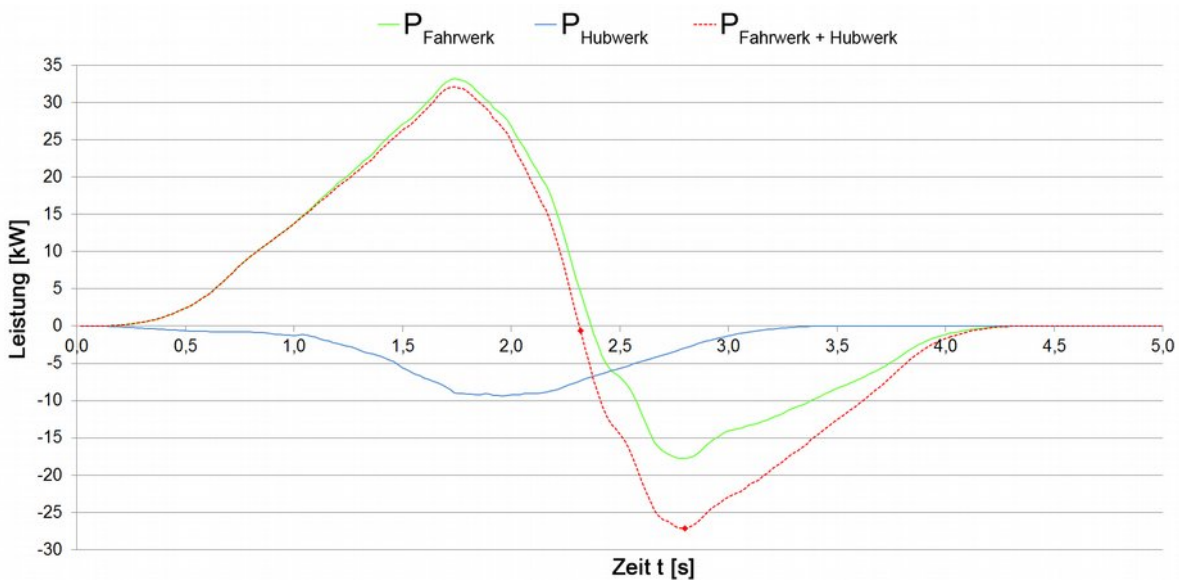


Abb. 4 : Leistung von Fahrwerk und Hubwerk (Quelle Uni. Magdeburg)

Da diese Einrichtungen ständig in Betrieb sind, kommt bereits innerhalb eines Jahres eine Zykluszahl von über 2 Mio. Lastspielen zu Stande. Ein Schwungradspeicher bietet durch die rein mechanische Form den Vorteile einer unbegrenzten Zykluszahl und kann hier deutlich Energie einsparen. Man darf zurückgespeiste Bremsenergie in der Höhe von 1.000 bis 4.000 kWh pro Jahr erwarten.

Die erste Anwendung eines Hochleistungsschwungradspeichers mit Kohlenstofffaserschwungrad erfolgte 1988 durch die Firma Magnet-Motor. Das System ist in der Abb. 5 im Schnitt dargestellt. Damit wurden Busse ausgerüstet, die außerdem einen Diesel-Generator bekamen, der bei etwa konstanter Drehzahl die durchschnittlich benötigte Energie lieferte. Das Schwungrad gab die nötige Spitzenleistung bei der Beschleunigung ab und nahm beim Bremsen die anfallende Bremsenergie auf. Es ergab sich ein um ungefähr 20 % reduzierter Dieselverbrauch. Gleichzeitig konnten die Emissionswerte des Dieselmotors wesentlich reduziert und seine Lebensdauer verlängert werden, da der Motor drehzahl-optimiert lief. Leider waren die Kosten für solche Busse dramatisch zu hoch, so dass nur einige geförderte Versuchsbusse gebaut wurden. Die Firma stellte 2012 ihre Tätigkeit auf dem Gebiet der Schwungradspeicher-Entwicklung wieder ein.

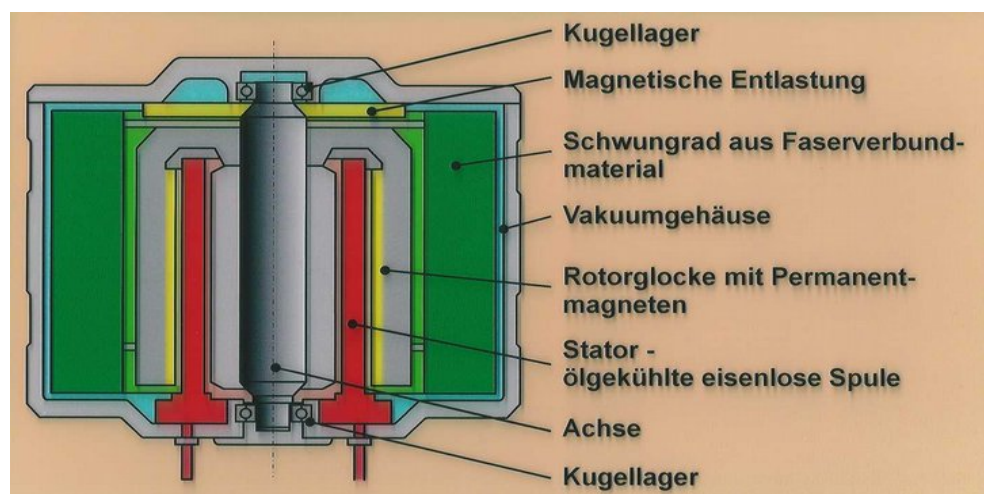
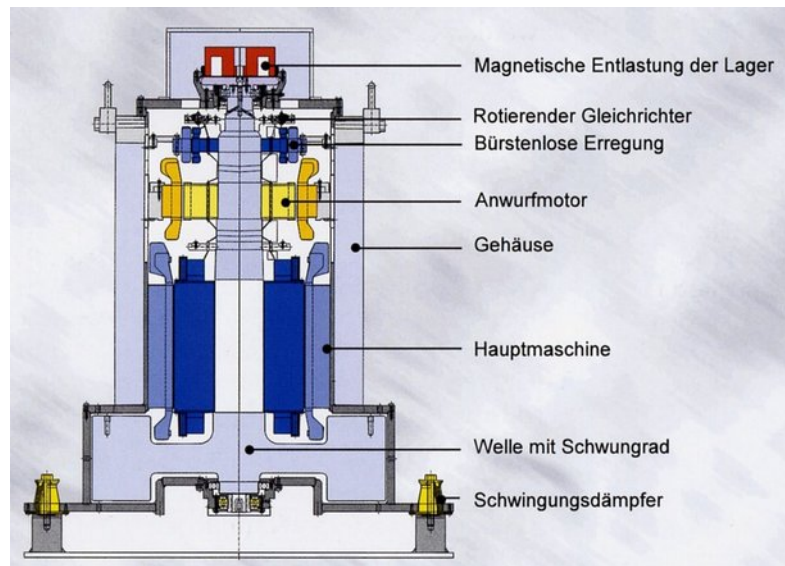


Abb. 5: Speicher von Magnet-Motor für den Einbau in Hybridbussen

Mehr Erfolg war den Schwungradspeichern in den unterbrechungsfreien Stromversorgungen (USV) beschieden. Es gibt in Stromversorgungsnetzen immer wieder kurzzeitige Unterbrechungen. Ins besondere bei Blitzeinschlägen sind solche Störungen häufig. Bei Rechenzentren oder sehr empfindlichen Produktionsstätten muss jedoch eine unterbrechungsfreie Stromversorgung gewährleistet sein. Daher wurden Systeme entwickelt und in großen Stückzahlen weltweit verkauft, die das realisieren. Dabei wird parallel zum Netzanschluss ein Energiespeicher mit entsprechender Leistungselektronik geschaltet, der sofort das fehlende Netz ausgleichen kann. Sofern der Ausfall länger dauert, kann dann ein Notstromdieselaggregat gestartet werden, das nach 10 Sekunden die Versorgung übernimmt. Als Energiespeicher werden typischer Weise Blei-Akkumulatoren eingesetzt. Diese müssen jedoch gut klimatisiert werden, benötigen relativ viel Platz und dürfen nicht zu oft belastet werden, damit eine Lebensdauer von 10 Jahren erreicht wird. Auf Grund von negativen Erfahrungen mancher Kunden mit diesen Batterien wurden parallel dazu auch Systeme mit Schwungradspeicher entwickelt und angeboten, die jedoch teurer als die Blei-Batterie-Anlagen sind. Tatsächlich gelang es der Firma Piller aus Osterode im Harz mit einem großen schweren Stahlschwungrad ihre USV-Anlagen sehr gut zu verkaufen. In guten Jahren wurden über 100 Systeme gefertigt. In der Abbildung 6 ist der insgesamt 7t schwere Speicher für 4 kWh und 1 MW zu sehen. Das System wird nahezu unverändert seit 1998 produziert. Es gab danach bei Piller einige geförderte Forschungsprojekt mit Partnern aus Hochschulen und Instituten, die jedoch nicht zu neuen Lösungen führten.

Abb. 7 : Schwungrad-Speicher von Piller für den stationären Einsatz in Anlagen zur unterbrechungsfreien Stromversorgung

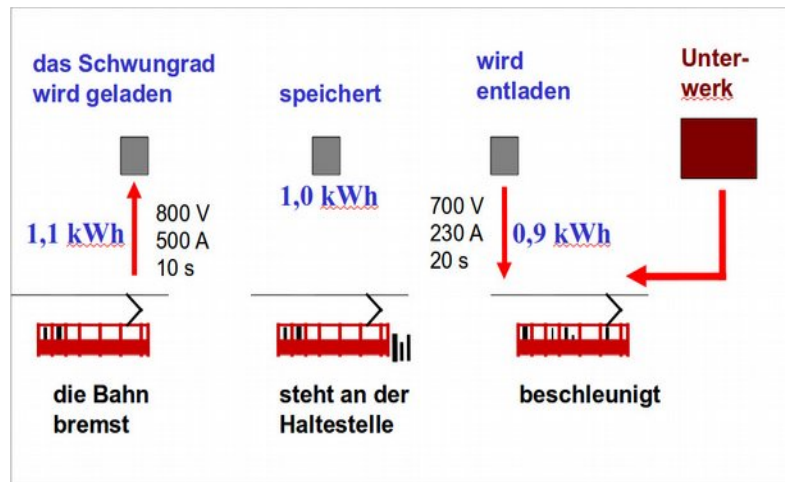


Auch die anderen großen Anbieter von USV-Anlagen haben inzwischen Varianten mit Schwungrädern in ihrem Programm. Dabei werden Systeme aus den USA benutzt, bekannt sind die Firmen Active Power (Stahlschwungrad, aus Austin, 1997), Pentadyne (Faserverbundschwungrad, aus Chatsworth CA, 2004) und Vycon (Stahlschwungrad aus Yorba Linda CA von 2006), die Schwungradspeicher für 200-kW-Einheiten anbieten. Der Verkauf von USV-Anlagen ist zur Zeit das einzige Marktsegment, in dem regelmäßig nennenswerte Stückzahlen von Schwungradspeichern verkauft werden.

Eine weitere interessante Anwendung ist die Speicherung der Bremsenergie bei Straßenbahnen durch stationär am Netz aufgestellte Speicherwerke. Der Ablauf des Geschehens ist in Abbildung 8 dargestellt. Um diese Anwendung hat sich Piller mit seinem System, Siemens mit einem Kondensatorspeicher und die rosseta Technik GmbH mit einem Faserverbundschwungrad bemüht. Nach den ausführlichen Simulationsrechnungen der rosseta Technik GmbH sind jedoch nur relativ

wenige Standorte wirklich geeignet. Nötig für eine Amortisation in realistischer Zeit sind lange Ausläuferstrecken mit relativ dichtem Verkehr. Daher blieben diese Anwendungen auf einige wenige Vorzeigbeispiele beschränkt.

Abb. 8 :
Stationärer
Schwungradspeicher
für die Nutzung der
Bremsenergie im
Straßenbahnnetz



Eine sehr wichtige zukünftige Anwendung von Energiespeichern ist die Stabilisierung von Stromversorgungsnetzen. Das trifft für kleine Inselnetze, die nur von einem Blockkraftwerk gespeist werden, ebenso zu wie auf das große nationale Netz der Energieversorger. Sobald ein Kurzschluss auftritt oder ein großer Verbraucher sich zu oder abschaltet, muss sofort eine ausreichende Energiereserve bereitstehen, die das kompensieren kann. Bei kleinen Inselnetzen wird das so realisiert, dass der Generator stets mit einer höheren Leistung betrieben wird, als eigentlich erforderlich. Bei den EVU-Netzen werden die großen Turbinensätze der Kohle- und Kernkraftwerke bei nur 80% der verfügbaren Leistung gefahren, um den erforderlichen Puffer zu schaffen, der sofort zur Verfügung steht. Sofern jedoch der Umstieg auf erneuerbare Quellen gelingt, fällt diese Reserve weg. Windkraftanlagen oder Solarkraftwerke erfordern dann zusätzliche Kurzzeitspeicher, für die das Schwungrad durch seine unbegrenzte Zyklenzahl prädestiniert ist. Das Unternehmen Stornetic aus Jülich hat genau diese Anwendung mit ihren Speichern im Blick, Diese wurden aus der Technologie der Uran-Zentrifugen abgeleitet. Ein zweites Unternehmen auf diesem Markt ist die Firma Beacon Power in den USA, die schon drei Speicherkraftwerke in Betrieb genommen hat, Abbildung 9 zeigt das bisher größte.



Abb. 9 : Das Flywheel-Speicherwerk von Beacon-Power in Hazle Township, Pennsylvania besteht aus 200 Schwungradspeichern und leistet 20 MW für den Frequenzgleich des Netzes, Inbetriebnahme war 2014 (www.beacon-power.com)

Bei dem recht schwankendem Wind wünschen sich die Betreiber der Windanlagen ebenfalls Energiespeicher, um windarme Zeiten überbrücken zu können. Die dabei zu speichernden Energiemengen sind sehr groß, bisher gibt es dafür nur Pumpspeicherkraftwerke. Die Leistung aller Pumpspeicher Deutschlands zusammen beträgt 7 GWh, dem stehen Windkraftanlagen mit einer insgesamt installierten Leistung von 45 GWh gegenüber. Es bleibt nur festzustellen, dass für solchen hohen Speicherbedarf noch keine Lösungen existieren.

In der folgenden Tabelle wurden die Eigenschaften der Superkondensatoren, der Schwungräder, der Blei- und Li-Ionen-Akkus verglichen.

	Superkondensator	Schwungrad	Blei-Akku	Li-Ionen-Akku
spezifische Energiespeichervermögen	1 .. 4 Wh/kg	... 10 Wh/kg	30 .. 40 Wh/kg	60 .. 180 Wh/kg
spezifisches Leistungsvermögen	3 .. 10 kW/kg	.. 2 kW/kg	0,03 kW/kg	0,3 .. 5 kW/kg
Temperaturbereich	-20 .. 70 °C	-20 .. 50 °C	-20 .. 40 °C	0 .. 40 °C
Lebensdauer	5 .. 10 Jahre	unbegrenzt	3 .. 5 Jahre	5 .. 8 Jahre
zulässige Zyklenzahl	1.000.000	unbegrenzt	1.000	8.000
Selbstentladung	Wochen	Stunden	Monate	Monate
Preis		15.000 €/kWh 200 €/kW	380 €/kWh	600 €/kWh 900 €/kW

Tabelle 2 : Vergleich der Kenndaten von Energiespeichern

Die Schwungradspeicher haben ihre wichtigsten Vorteile in langer Lebensdauer, keiner Alterung der Kennlinie und unbegrenzter Zyklenzahlen. Nachteilig ist sicher die relativ schnelle Selbstentladung durch Reibung und magnetische Verluste im Motor. Es bleibt die Frage, ob durch neue Technologien und weitere Fortschritte in der Forschung die Schwungradspeicher zu einer Konkurrenz für die Li-Ionen-Akkus werden können. Dazu wird im nächsten Kapitel versucht, eine Prognose der möglichen Leistungsdaten und Preise abzuleiten.

2. Das Entwicklungspotential der Schwungradspeicher

Wir wollen mit einer ganz einfachen Betrachtung beginnen und uns einen Ring vorstellen, der im Vakuum schnell rotiert. Die Fragen der Anbindung an eine Welle und der Lagerung lassen wir für eine erste Abschätzung bei Seite.

Der Ring sei relativ dünn, er habe den Durchmesser d und rotiere mit n Umdrehungen pro Minute. Außerdem müssen wir die höchste zulässige Spannung des eingesetzten Materials und die Materialdichte kennen. Dann ergibt sich als gespeicherte Energie E folgender Ausdruck:

$$E = J \omega^2 / 2 = m r^2 \omega^2 / 2$$

wobei J das Trägheitsmoment des Ringes ist, für einen dünnen Ring berechnet es sich als Produkt aus Masse und dem Quadrat des Ringradius. ω ist seine Winkelgeschwindigkeit.

Durch die Zentrifugalkraft entsteht im Ring eine starke tangentielle Spannung. Die Zentrifugalkraft F für einen Messpunkt der Masse m hat die Größe

$$F = m \omega^2 r$$

Um die tangentielle Spannung im Ring zu ermitteln, schneidet man den Ring in Gedanken in zwei Hälften und integriert die senkrecht zur Schnittfläche wirkende Kraftkomponente der Zentrifugalkraft über den halben Ring und erhält tatsächlich einen brauchbaren Ausdruck für die tangentielle Spannung im Ring σ_t :

$$\sigma_t = \rho \omega^2 r^2 \quad \text{oder} \quad \sigma_t / \rho = \omega^2 r^2$$

wobei ρ die Dichte des Material ist. Mit diesem Wissen kann man eine aussagekräftige Formel für den spezifischen Energieinhalt eines sich maximal schnell drehenden Ringes erzeugen:

$$E / m = r^2 \omega^2 / 2 = 0,5 \sigma_t / \rho$$

Somit hängt der spezifische Energieinhalt eines rotierenden Ringes nur von den beiden Materialkonstanten Dichte und Zugfestigkeit ab und erlaubt uns nach passenden Materialien zu suchen, ohne dass wir uns schon in die Details der Konstruktion vertiefen müssen.

Bei den Materialien hoher Festigkeit gibt es die isotropen Stoffe, wie zum Beispiel Stahl. Da wird einfach eine Scheibe oder ein Zylinder aus Stahl benutzt und seine Spannung ist dann in der Mitte am höchsten. Es ist zu beachten, dass diese Stahlschwungräder in der Mitte keine Bohrung haben dürfen, sonst erhöht sich die Spannung um den Faktor 2.

Für Material aus Fasern, die durch eine Matrix verbunden werden, erhält man sehr hohe Festigkeiten, da Defekte im Material sich durch die Faserstruktur nur noch ganz gering auswirken können. In diesem Fall wird ein Schwungrad aus einzelnen Ringen zusammengesetzt, so dass im äußersten Ring die höchste Spannung auftritt. In der Tabelle 3 sind die Berechnungsformeln für beide Materialgruppen zusammengefasst. Wir haben für die maximale Spannung im Faserverbund die oben abgeleitete Formel benutzt. Das ist sicher eine Abschätzung. Im realen Schwungrad aus Faserverbund wird die Spannung etwas höher liegen, da geometrische Effekte hinzukommen.

Für die Berechnung der Energie nehmen wir an, dass der gesamte Raum zwischen äußerem Ring und einer zentralen Welle vollständig durch das Material ausgefüllt ist. Für den Stahlzylinder wurde die entstehende Spannung exakt angegeben.

Material	Energie für eine Schwungscheibe mit dem Durchmesser d und der Höhe h	Maximale Spannung
anisotrop (z.B. Faserverbundmaterial)	$E = \rho \pi d^4 h \omega^2 / 32$	$\sigma_t = \rho \omega^2 d^2 / 4$ im äußersten Ring
isotrop (z.B. Stahl)	$E = \rho \pi d^4 h \omega^2 / 32$	$\sigma = \rho \omega^2 d^2 (3+\nu) / 32$ in der Mitte

Tabelle 3 : Energie und höchste Spannung in Schwungscheiben aus isotropen und anisotropen Material

Im Folgenden wurden Schwungscheiben aus unterschiedlichen Material für eine Geometrie Durchmesser = Höhe und für einen Energieinhalt von 2 kWh nach diesen Formeln berechnet. In Abhängigkeit von den Materialdaten für Dichte und Festigkeit ergeben sich die Werte für die zulässige maximale Drehzahl, den Durchmesser und die Masse der Schwungscheibe. Auch hier ist wiederum das Gewicht des Gehäuses, des Motors und der Lagerung vernachlässigt.

Es wurde jedoch bei der Festlegung der zulässigen Spannung bereits von den sicher erreichten Werten in Dauerfestigkeit ausgegangen. Es ist bekannt, dass Stahl beispielsweise in einer Dauerbelastung nur 50% der Zerreißfestigkeit ertragen kann. Bei Kohlenstofffasern liegt dieses Verhältnis bei 85%, was auf die sehr hohe Temperatur bei der Erzeugung zurückzuführen ist. Andererseits haben Stoffe mit einer geringen Entstehungstemperatur wie zum Beispiel Epoxidharz, das bei 120°C gehärtet wird, nur 10% Dauerfestigkeit. In der Tabelle 4 sind sieben verschiedene Materialien, die bisher für Schwungradprojekte benutzt wurden, in ihren Eigenschaften verglichen.

Material	Zugfestigkeit MPa	Dichte kg/m ³	Schwungrad für 2 kWh			Energiespeichervermögen Wh/kg	Preis  / kg	Preis  / kWh
			Durchmesser m	Drehzahl U/min	Masse kg			
Kohlenstofffaser hochfest	1400	1567	0,3	60.000	32	31	55	1800
normal	1000	1550	0,33	46.000	45	22	27	1200
Quarzglasfasern	1800	1900	0,27	68.000	30	33	140	4200
S2-Glasfasern	250	1941	0,53	13.000	225	4,5	23	5000
E-Glasfasern	100	1850	0,72	6.200	535	1,9	3	1600
Stahl	300	7860	0,37	15.000	315	6,4	2	1500
Holz (auch anisotrop)	80	550	0,8	9.500	200	5	0,5	200

Tabelle 4: Vergleich unterschiedlicher Materialien für Schwungradanwendungen

Bei der Berechnung des spezifischen Energiespeichervermögens wurde angenommen, dass für Gehäuse und Motor ungefähr die gleiche Masse wie für den Rotor dazu kommt. Bei der Kosten wurden die Materialkosten des Schwungrad mit dem Faktor 2 multipliziert, um den Aufwand für die Herstellung und Motor und Gehäuse ungefähr zu berücksichtigen.

Durchgesetzt haben sich zwei Materialien, das sind Verbundschwungräder aus Kohlenstofffasern und Epoxidharz zum Zweiten Stahlschwungräder. Allerdings sind die Kosten für eine Energiespeicherung mit Kohlenstoffaserrrotoren um den Faktor 2 bis 3 höher im Vergleich zu Li-Ionen-Batterien. Wesentliche Preissenkungen sind bei den Kohlenstofffasern nicht zu erwarten. Das ist ein gut eingeführtes Produkt, das in großen Mengen z.B. für die Flugzeugindustrie hergestellt wird.

Stahl bringt zwar ein wesentlich höheres Gewicht, aber eingeführte Technologien sind verwendbar und die Drehzahlen ist wesentlich geringer, so dass die Luftreibungsverluste sich reduzieren und die Anforderungen an das Vakuumsystem sich entschärfen.

Schwungräder mit Glasfasern sind entweder im Materialpreis sehr teuer oder durch die Größe aufwendiger herzustellen und konnten sich daher nicht gegenüber den Kohlenstoffaserschwungrädern behaupten.

Holz ist sehr preiswert in der Beschaffung, aber schwer kontrollierbar in der Qualität und bis auf ein Projekt in den USA bei der Schwungradforschungsaktion nach der ersten Ölkrise (1979 Universität Minnesota) ist nichts weiter aus Holz untersucht worden.

Somit wird durch die Materialbetrachtung bestätigt, was sich bereits aus der Betrachtung der bekannten Einsatzfälle in Kapitel 1 ergab. Die Tabelle 4 bringt das Ergebnis, dass Schwungradspeicher in Zukunft keine Konkurrenz für die Li-Ionen-Batterien in Elektro-Autos oder für die Speicherung von Solar-Energie werden können. Der Preis des benötigten Materials und das Gewicht sind zu hoch, unabhängig davon, wie gut das ganze Schwungrad konstruiert wird. Obwohl sich immer wieder Besitzer von Solaranlagen einen Schwungradenergiespeicher wünschten, ist eine Entwicklung für diese Anwendung durch die hohen Materialpreise und die Probleme bei der wartungsfreien Vakuumerzeugung letztlich aussichtslos.

Schwungradspeicher können immer dann erfolgreich eingesetzt werden, wenn sehr hohe Zyklenzahlen und ein lange Lebensdauer gefordert wird. Einen Superschwungradspeicher, der alle anderen Speicher ersetzen kann, wird es leider auch in Zukunft nicht geben. Nach dieser nicht so erfreulichen Aussicht wenden wir uns endlich der Schönheit von mechanischen Konstruktionen zu und suchen die ideale Form eine Schwungradspeichers im nächsten Kapitel.

3. Auf der Suche nach der idealen Form des Schwungradspeicher

3.1. Für das Schwungrad selbst

Die Nutzung von Faserverbundmaterial begann 1970 mit einer Vielzahl von Patenten. Die US-Regierung startete 1976 das Programm MEST – Mechanical Energy Storage Technology, in dem mit hohem Aufwand unterschiedliche Schwungrad-Konzepte entwickelt und erprobt wurden. Ein wichtiges Ziel war es dabei, ein möglichst hohes spezifisches Energiespeichervermögen zu erreichen. Dazu verfolgte man die Vorstellung, die Masse außen in einem Ring zu konzentrieren, der mit Speichen oder ähnlichem mit der Welle verbunden wird. In der Abbildung 10 sind solche Vorschläge schematisch dargestellt.

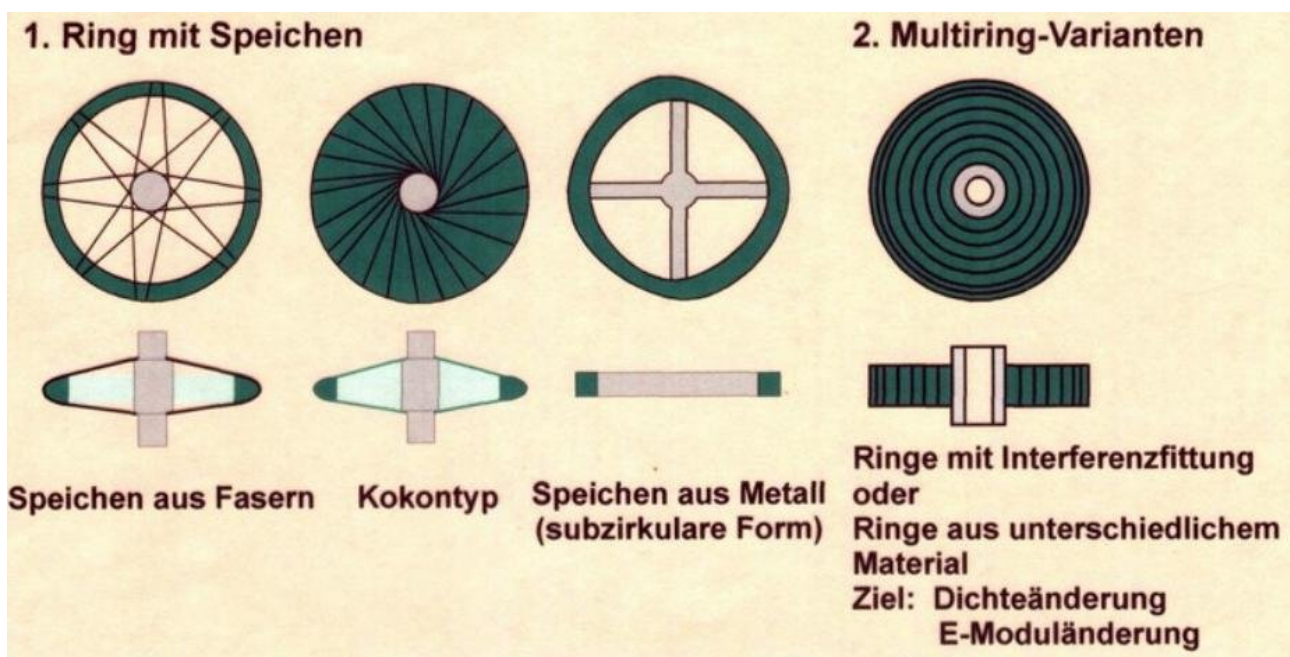


Abb. 10: Konstruktionsvarianten der Schwunräder mit Kohlenstofffasern

Ein sehr bekanntes Speichenschwungrad wurde 1982 von Prof. Canders in der DLR in Braunschweig mit Speichen aus Aramidfasern hergestellt. Damit wurde der Wert von 80 Wh/kg für den Rotor erreicht. Allerdings nur für kurze Zeit. Es bauen sich Schwingungen auf, so dass bereits nach einigen Stunden Betrieb diese Schwungräder ausfielen. Im Folgenden zeigte sich, dass es kein brauchbares Material für die Speichen gibt. Die Kräfte sind für eine Speichervariante einfach zu hoch. Auch die Vorschläge mit dem Kokontyp, bei dem der äußere Ring vollkommen eingewickelt wird, brachten keine Besserung.

Von der Firma Garrett stammt die dritte Speichenvariante, bei der Speichen aus Kohlenstofffasern benutzt wurden, die den äußeren Ring auseinanderdrücken, so dass die Speichen immer auch bei der Rotation Druck von außen bekommen. Diese Schwungradmuster liefen schon etwas länger, aber nach 2500 Zyklen fielen auch sie durch Schwingungen aus.

Als brauchbar erwies sich nur die als viertes abgebildete Variante, bei der der gesamte Zwischenraum zwischen dem äußeren Ring bis zur Stahlwelle ebenfalls mit Faserverbundringen

ausgefüllt wurde. Da diese Ringe in tangentialer Richtung gewickelt sind, vertragen sie in radialer Richtung nur eine sehr geringe Zugspannung. In Abb. 11 sind die Spannungen in einem dicken Ring aus Faserverbund dargestellt. Die Daten der Berechnung sind ebenfalls in der Abbildung enthalten. Da die Formeln relativ einfach sind, konnte die Berechnung in einem Excel-Blatt erfolgen.

Programm zur Berechnung der Spannungen in einer rotierenden Scheibe

Randbedingungen: innen und außen kräftefrei

Material: CFK

Eingabe:

Außenradius [m] 0,35

Innenradius [m] 0,055

Scheibenhöhe außen [m] 0,17

Dichte [kg/m³] 1573

Drehzahl [U/min] 25000

E-Modul tangential [GPa] 142

E-Modul radial [GPa] 9,5

Querkontraktionszahl [-] 0,3

Ergebnisse:

Energie [Wh] 5987,55

Masse [kg] 100,32

spez. Energie [Wh/kg] 59,68

Maximum von

Spannung radial [MPa] 96,37

Spannung tang. [MPa] 762,84

Versch. außen U_o [mm] 1,689

Verschiebung innen U_i 0,050

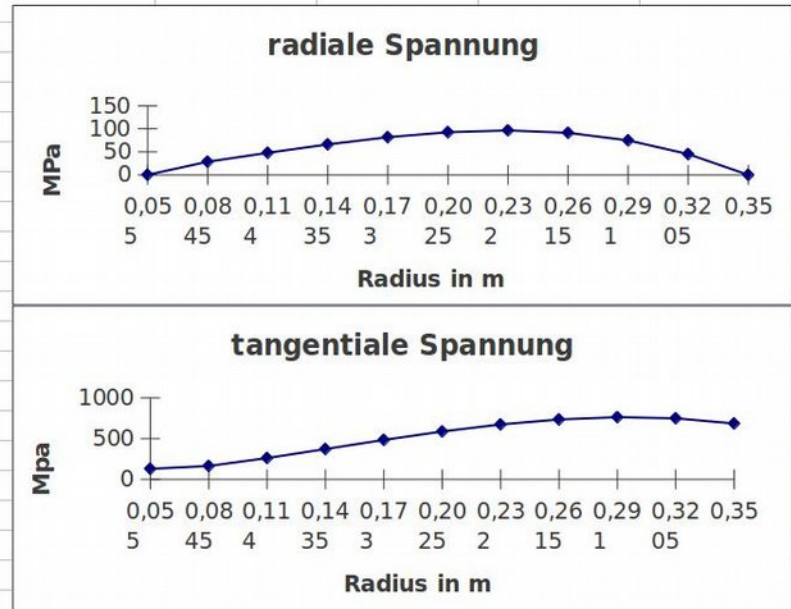


Abb. 11: Berechnung der radialen und tangentialen Spannungen in einer rotierenden Scheibe aus Faserverbundmaterial

Die radiale Höchstspannung in der Dauerbelastung beträgt 5 MPa und wird mit den berechneten Maximum von 100 MPa deutlich überschritten, während die tangentielle Spannung weit unter dem zulässigen Wert von 1400 MPa bleibt. Da jedoch der Faserverbund in radialer Richtung bis 100 MPa Druck aufnehmen kann, erfanden bereits 1975 amerikanische Wissenschaftler das Prinzip des Interferenz-Fittings, bei dem durch eine Presspassung zwischen den einzelnen Ringen bei der Montage eine Druckvorspannung eingebaut wird. Diese überlagert sich mit der Spannung durch die Rotation so, dass die radialen Spannungen nicht über den kritischen Wert wachsen. Das Prinzip wurde von der Rosetta Technik sehr ausführlich untersucht und für die Schwungradfertigung entwickelt. Die so gefertigten Rotoren erreichten eine Energiedichte von 65 Wh/kg.

Eine andere Möglichkeit ist die Nutzung unterschiedlicher Fasern im Multiringschwungrad. Diese Prinzip nutzt die Firma Beacon-Power. Deren Schwungräder haben innen eine Glasfaserwicklung und darauf zwei Kohlenstoffschichten mit unterschiedlichem E-Modul. Damit erreicht der Rotor von BeaconPower eine Energiedichte von 22 Wh/kg.

In Abbildung 12 sind weitere Ideen für die Gestaltung der Schwungradkörper dargestellt. Dabei besteht die quasi-isotrope Scheibe aus parallel liegenden Faserflächen, die jeweils im Winkel zueinander übereinander geklebt wurden. Solche Strukturen sind inzwischen von den Scheiben für Trennschleifer bekannt. Es ist jedoch damit nicht möglich, die Fasereigenschaften voll auszunutzen. Als maximale Spannung ergibt sich immer nur ein Mittelwert aus den zulässigen Spannungen längs und quer zur Faserrichtung.

Die Variante eines gestrickten Schwungradkörpers mit in radialer und tangentialer Richtung

gewebter Faserstränge wurde zwar vorgeschlagen, aber bisher nicht realisiert. Das mag an dem hohen Aufwand und einem schwer einzuschätzenden Erfolg liegen.

Wesentlich interessanter ist eine dreidimensionale Form des Schwungrads. Bei der Elipsoid – oder Glockenform gelingt es, die äußeren Fasern ideal an die Welle im Innern anzubinden. Die radiale Spannung wird nicht sehr hoch und das Energiespeichervermögen erreicht den höchsten realisierbaren Wert. Dieses Konzept wurde in einem Patent durch den Autor beschrieben und ist tatsächlich bisher noch nicht realisiert.

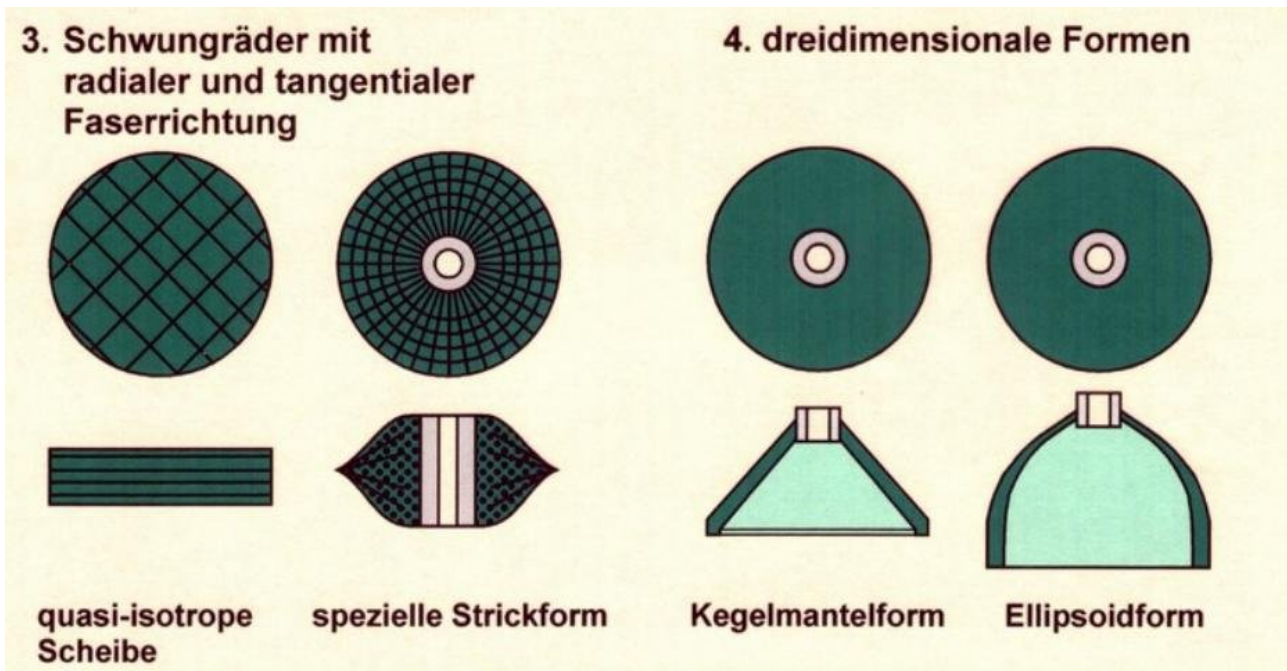


Abb. 12 : Weitere Vorschläge für die Form von Schwungradern

In der rosseta Technik wurde die Multi-Ring-Form gegenüber dem Glockenschwungrad bevorzugt, da universelle Speicher entwickelt wurden, die auch für den Fahrzeug-Einsatz geeignet sind. Die Schwungräder mit der Glockenform benötigen einen größeren Bauraum und sind daher durch das etwa doppelt so hohe Stahlgehäuse deutlich schwerer, als vergleichbare Multi-Ring-Schwungräder. Trotzdem ist diese Form sehr interessant, wenn möglichst preiswerte stationäre Systeme benötigt werden.

3.2. Das Schwingungsproblem

Neben der Frage der Materialauswahl und der Rotorfestigkeit können auftretende Schwingungen eine normale Funktion des Schwungradspeichers verhindern. Daher sind zwei Sachen ganz am Anfang der Konstruktion zu beachten. Es ist erforderlich, die Trägheitsmomente des Rotors in x, y und z-Richtung zu bestimmen, wobei z die Drehachse ist. Die Ermittlung der Werte ist mit jedem 3D-Konstruktionsprogramm einfach möglich. Ein ruhiger Lauf bei hohen Drehzahlen kann nur erreicht werden, wenn das Trägheitsmoment in z-Richtung im Vergleich zu den anderen Trägheitsmomenten entweder kleiner 80 % ist oder größer 130 %. Das entspricht dann einer Scheibenform oder einer Zylinderform. Sofern die Trägheitsmomente etwa gleich sind, wird der Rotor ab der ersten kritischen Drehzahl immer in der Schwingungsresonanz betrieben, was kaum gut gehen kann.

Als zweites sollte die Konstruktion ein Auswuchten des Rotors im zusammengebauten Zustand erlauben. Dadurch wird es möglich, eine Feinauswuchtung in der Nähe der Eigenfrequenz vorzunehmen, so dass die Schwingungen beim Durchfahren gering bleiben.

Die Berechnung der Eigenfrequenzen kann relativ einfach erfolgen, da der Rotor als starr angenommen werden kann und nur die Steifigkeit der Lager und Lagerhülsen berücksichtigt werden muss. Die genötigten Formeln findet man in Buch G. Genta, Kinetic energy storage 1985 London Butterworths.

3.3. Varianten der Lagerung

Da Schwungräder mit sehr hoher Drehzahl und großem Trägheitsmoment betrieben werden müssen, sind die Anforderungen an die Lager extrem. Generell können die Lager in zwei große Gruppen eingeteilt werden. Diese sind in der Tabelle 5 gegenüber gestellt.

Typ	Magnetlager	Spindellager
Kosten	erheblich	moderat
Platzbedarf	erheblich	gering
Lagerverluste	nahezu Null	0,5 bis 2 kW
Wartung	nicht erforderlich	jährlicher Ölwechsel (bei ölgeschmierten Lagern) Lagerwechsel nach 1 bis 3 Jahren bei fettgeschmierten Lagern
Steifigkeit	nur für den stationären Einsatz geeignet	sehr gut, auch für Stöße in Fahrzeugen geeignet
Zubehör	aufwendige Elektronik, Sensoren und ein Notlauflager	Ölkreislauf mit Filter und Pumpe
Betriebssicherheit	bei Steuerungsausfall ist ein Totalverlust des Schwungrads wahrscheinlich	sehr sicher

Tabelle 5: Vergleich der Lagerung durch Magnete oder Kugellager

Da die Rotoren im Vakuum laufen müssen, sind andere Lagerkonzepte wie Luftlager oder ölgeschmierte Gleitlager nicht realisierbar.

Die Spindellager erfordern eine genau zugeschnittene mechanische Konstruktion, um die Minimal-Öl-Schmierung realisieren zu können. Mit Fett geschmierte Kugellager haben keine lange Lebensdauer. Ein Nachschmieren hilft nur begrenzt. Nach einem bis drei Jahren Dauerlauf müssen die Lager ausgewechselt werden. Daher ist ein mit Öl geschmiertes System zu bevorzugen. Dabei reicht es aus, jährlich das Schmieröl zu erneuern.

Magnetlager gibt es in verschiedenen Konfigurationen. Von den 4 radialen und der einen axialen Achse können nur die radialen Kräfte aktiv geregelt werden und die axialen durch ein passives Magnetlager dargestellt werden, wie zum Beispiel bei Beacon Power. Umgekehrt gab es auch einen funktionierenden Prototypen, der radial passive Lager benutzte und nur die axiale Achse aktiv regelte, was natürlich Aufwand und Kosten spart (Fremerey Jülich, siehe auch Dissertation M.Kolk).

Weiterhin gab es Versuche mit Superleitern eine magnetische Lagerung für Schwungradrotoren aufzubauen (Prof. Werfel – www.atz-gmbh.com). Diese haben den großen Vorteil, berührungsfrei und passiv ohne Regelung zu funktionieren. Problematisch ist nur die ständig erforderliche Kühlung des Superleiters mit flüssigem Stickstoff. Eine Realisierung dieser interessanten Lagerung für normale Anwendungen scheitert daran, dass es bisher keine preiswerte Kühleinrichtung gibt und das wöchentliche Nachfüllen von flüssigem Stickstoff sehr aufwendig ist.

Der wesentliche Vorteil der Magnetlager besteht in den äußerst geringen Lagerverlustleistungen und der Wartungsfreiheit. Dieser Vorteil wird durch höhere Kosten, einen wesentlich größeren Bauraum und eine höhere Kompliziertheit erkauft.

3.4. Varianten des Motors

Da die Schwungradsysteme elektrische Energie speichern sollen, wird stets ein Elektromotor auf der Schwungradwelle angeordnet. Eine weitere Bedingung ist dabei, dass die Wärme im Rotor möglichst gering bleibt, denn durch den Betrieb im Vakuum ist die Kühlung der Welle schwierig oder sogar unmöglich.

Somit erweist sich der Typ des Synchronmotors mit Permanentmagneten auf der Welle als besonders gut geeignet. Die Magnete müssen durch eine Kohlenstofffaserbandage auf der Welle auch bei den hohen Drehzahlen fest fixiert werden.

Der Aufbau der Permanentmagnetläufer wird durch Rotorbleche unter den Magneten und durch die Zusammensetzung der Magnete aus einzelnen elektrisch isolierten Scheiben so gestaltet, dass Wirbelströme im Rotor nahezu völlig unterdrückt werden. Solche Motore haben nur einen Nachteil, das sind die Ummagnetisierungsverluste im Stator, die ständig also auch im Leerlauf auftreten.

Sofern Motore mit geringer Leistung und hohem Leerlaufanteil gesucht werden, kann der Permanentmagnetmotor als eisenlose Wicklung aufgebaut werden, die sich zwischen den Magneten und einem mitlaufenden Eisenrückschluss befindet. Durch den großen Luftspalt ist die Feldstärke deutlich geringer und durch den mitrotierenden äußeren Eisenmantel ist der aktive Durchmesser stark reduziert. Der Aufbau der freitragenden Wicklung ist nicht einfach, da diese gekühlt werden soll, sich im Vakuum befindet und das erzeugte Drehmoment aufnehmen soll. Daher kommt diese

Variante nur für Sonderfälle in Frage. Solche Systeme wurden von der Firma Magnet Motor benutzt.

Es gab weiter einzelne Projekte mit Reluktanzmotoren. Diese haben zwar eine deutlich höhere Verlustleistung im Rotor. Sie haben jedoch den Vorteil, dass bei Leerlauf das Feld abgeschaltet werden kann. Dadurch entfallen die Ummagnetisierungsverluste, die beim Permanentmagnetläufer ständig im Stator auftreten. Somit kommt diese Variante nur bei Systemen in USV-Anlagen in Frage, die relativ selten voll belastet werden.

Asynchronmotoren mit Käfigläufer lassen sich nur bei Stahlschwungrädern einsetzen, die an Luft laufen, wodurch die Rotorkühlung kein Problem ist.

3.5. Anordnung von Motor und Schwungmasse

Für die Anordnung von Motor und Schwungmasse gibt es zwei Varianten, die in den Abbildungen 13 und 14 veranschaulicht werden.

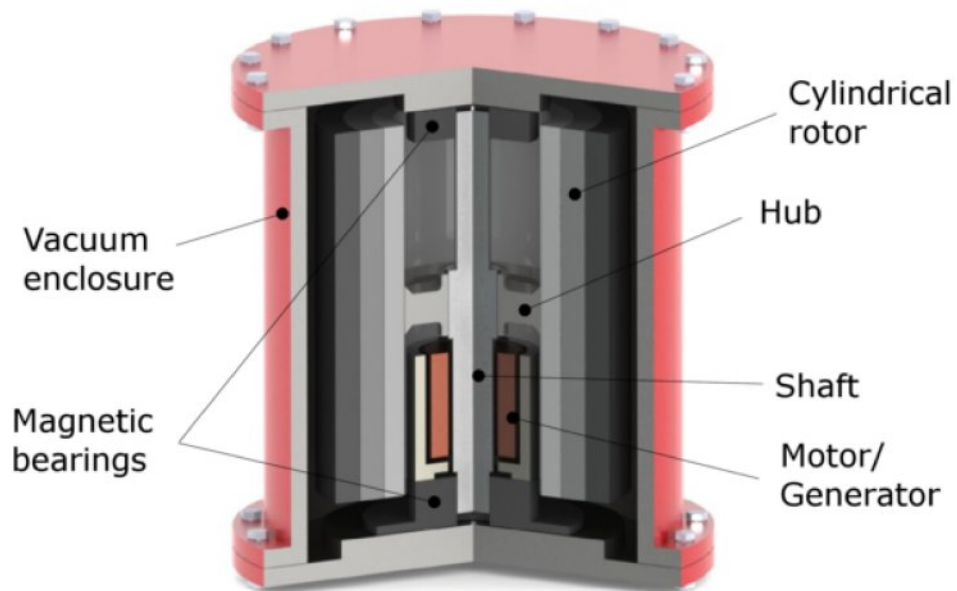


Abb. 13: Integrierter Aufbau am Beispiele des Systems von Beacon-Power (Quelle Wikipedia)

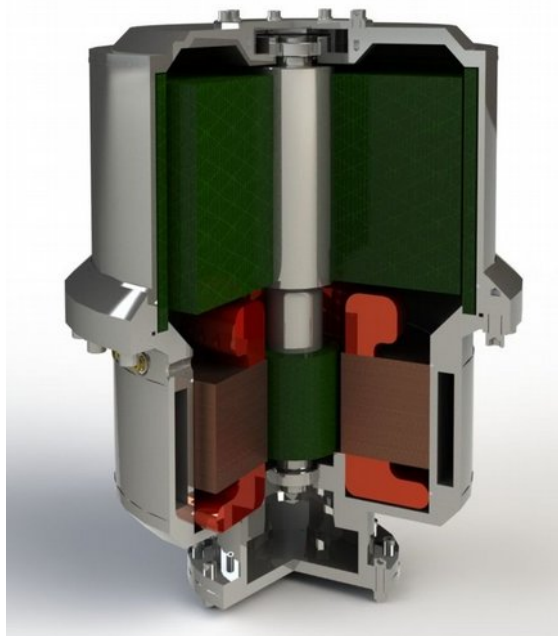


Abb. 14: Getrennter Aufbau von Schwungmasse und Motor (Beispiel rosseta T4)

Beim integrierten Aufbau befindet sich der Motor innerhalb des Schwungrads, was daher als Zylinder gestaltet wird. Dieser Aufbau ist sehr kompakt, hat jedoch den Nachteil, dass hochbelastete

Stahlteile zur Verbindung vom Faserverbundzylinder und der Welle benutzt werden müssen. Eine gleichzeitige Optimierung von Motor und Schwungrad auf höchstes Leistungsvermögen ist nicht möglich. Beispielsweise hat der Faserverbund von Beacon-Power nur ein spezifisches Speichervermögen von 22 Wh/kg.

Der getrennte Aufbau von Motor und Schwungrad auf einer Welle nebeneinander erlaubt die Optimierung von Motor und Schwungrad zu höchsten Leistungen. In Abb. 14 ist der Speicher T4 der rosseta Technik als Beispiel gezeigt. Das Schwungrad erreicht eine Energiedichte von 65 Wh/kg und der Motor konnte durch den großen Stator auf geringste Verluste optimiert werden. Der Nachteil dieser Anordnung besteht nur in dem höheren Aufwand zur Fertigung des Schwungrads, das aus vier Ringen zusammengesetzt werden muss. Im Gegensatz dazu kann der Faserverbundkörper von Beacon-Power, der aus einer dreifachen Menge an Fasern besteht, in einem Schritt gefertigt werden.

Die getrennte Anordnung erreicht eine sehr hohe Betriebssicherheit, da die Welle aus Stahl nicht hoch belastet werden muss und die Spannungsmaxima nur in dem Faserverbund im Schwungrad bzw. in der Bandage über den Magneten auftreten.

4. Die Schwungradspeicher der rosseta Technik

T2

Das erste Faserverbundschwungrad der rosseta Technik GmbH war das System T2. Seine Entwicklung begann schon 1999, noch in dem Wissenschaftlich-Technischen Zentrum Roßlau, in dem Dr. Täubner als Leiter einer Arbeitsgruppe Schwungrad bis zur Gründung der rosseta Technik im Jahr 2002 beschäftigt war. Es wurde als Speicher für einen innovativen Regional-Express der Deutschen Bahn entwickelt. Allerdings war das System noch mit vielen Mängeln behaftet, so dass es nicht zum Einsatz in dem Versuchszug LIREX kam. Es gelang jedoch schon damals die Technologie der Montage des Multiringschwungrads erfolgreich zu beherrschen. Nach der Gründung der rosseta Technik GmbH war das T2 das wichtigste Projekt des jungen Unternehmens. Insbesondere als stationärer Speicher am Netz von Straßenbahnen sollten große Mengen Bremsenergie gespeichert und so nutzbar gemacht werden. Die Regelung erfolgt dabei automatisch nach dem Spannungsniveau des Bahnnetzes, wie bereits in Kapitel 1 in Abbildung 8 dargestellt. Sobald eine Straßenbahn bremst, erhöht sie die Oberleitungsspannung über die Leerlaufspannung des Unterwerkes, damit der Strom zu anderen Nutzern fließen kann. Es wurde beabsichtigt pro Jahr 4 bis 6 solcher Speicherwerke zu verkaufen. Allerdings zeigte sich, dass die Vakuum-Isolation des Stators und die Fertigung des Magnetläufers nicht stabil funktionierte, so dass lange Versuchsreihen nötig waren, diese Probleme zu lösen. Es dauerte fünf Jahre bis 2007 der erste Prototyp gut funktionierte. Sehr erfreulich für das Unternehmen war, dass es in dieser Zeit einen Auftrag der Straßenbahn Zwickau bekam. Es hatten Piller ebenfalls sein großes Stahlschwungrad und Siemens einen Kondensatorspeicher angeboten, die jedoch höhere Preise verlangten. Für das Speicherwerk in Zwickau kaufte die rosseta das Metallgehäuse des Schwungrads und den Leistungswechsellrichter von Zulieferern und kümmerte sich selbst um alles andere. Das von der rosseta Technik GmbH entwickelte Speicherwerk ist in Abbildung 15 dargestellt.

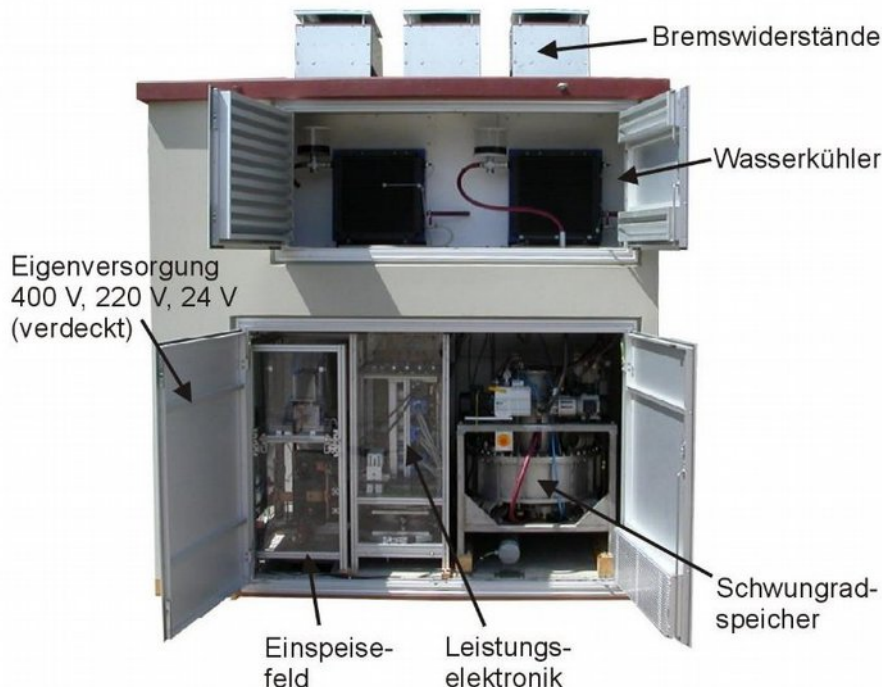


Abb. 15: Schwungrad-Speicherwerk für den Betrieb am Netz von Straßenbahnen

Das Programm zur Steuerung des Wechselrichters nach der Bahnspannung und Drehzahl des Schwungrads musste erfunden und erprobt werden. Dabei war zu berücksichtigen, dass die Leerlaufspannung der Unterwerke nicht konstant eingestellt werden konnte, sondern sich insbesondere nachts entsprechend der Schwankungen in der Mittelspannungsebene anhob. Weiterhin wurde ein umfangreiches SPS-Programm entwickelt, das im Sekundentakt alle Sensoren des Systems abfragt und dann automatisch bei Abweichungen richtig reagiert. Außerdem waren die Sicherheitseinrichtungen (Erdstromüberwachung, Rückleiterspannungsüberwachung, Kurzschlussprüfung und Überspannungsprüfung) ebenfalls zu integrieren. Das alles dauerte seine Zeit und ab 2008 funktionierte der Speicher ohne Fehler bei einer jährlichen Wartung bis 2012. Dann kündigte sich ein Vakuumproblem an, was in Folge der angespannten Situation mit den Versuchen zur Vermeidung einer Insolvenz nicht mehr gelöst wurde.

Leider zeigte sich relativ schnell, dass die Verkehrsunternehmen wenig Interesse an der Aufstellung weiterer Schwungradspeicher hatten. Das liegt daran, dass diese Einrichtungen Investitionen nicht selbst vergeben können, sondern auf Fördermittel und Zuschüsse angewiesen sind und zum anderen dem jungen Unternehmen noch nicht recht über den Weg trauten.

Um bessere Argumente für den Einsatz der Speicher zu haben, wurde ein sehr komfortables Programm zur Berechnung der Ströme und Spannungen im Bahnnetz mit rückspeisenden Bahnen und Energiespeichern entwickelt. Mit diesem Programm wurden die Netze der wichtigsten Kunden simuliert und nach Möglichkeiten für Speicher gesucht. Es ergab sich, dass das Programm ganz ausgezeichnet funktionierte und die Rosetta damit gut Geld verdienen konnte. Jedoch wurde festgestellt, dass die Bremsenergie der Bahnen zu einem relativ großen Teil von anderen Bahnen bereits genutzt wird, insbesondere in gut ausgelegten Netzen. Nur in Ausläuferstrecken mit einer schlechten Anbindung an das Zentrum lohnt sich der Speicher wirklich.

Tatsächlich gelang es dann nur noch einmal bei dem Neubau einer Strecke in Bremen einen Speicher T2 zu verkaufen.



Abb. 16: Der Rotor des T2, ausgestellt auf der Messe SPS/IPC/Drives in Nürnberg

Der Speicher T2 steht für den Anfang und für das Ende der Rosetta Technik. 2011 bekamen die

rosseta Technik GmbH endlich drei große Aufträge mit dem T2. Zum ersten das Speicherwerk an der Neubaustrecke in Bremen, dann einen Verkauf an ein Forschungsinstitut und zum dritten ein Projekt zur Stabilisierung eines Inselnetzes mit einem Blockkraftwerk. Im folgenden sind das System selbst und eine schematische Schnittzeichnung des T2 zu sehen.



Daten des T2

Entwicklungszeitraum 1999 bis 2007
Größe 1,1 x 1,1 x 1,3 m
Gewicht 650 kg
Leistung 300 kW bis 600 kW
(abhängig von der Drehzahl)
Max. Drehzahl 25.000 U/min
Gesamtenergie 6 kWh
Nutzbare Energie 4 kWh
(im Arbeitsdrehzahlbereich)
Kosten ca. 100.000 €
(ohne Elektronik)
Lebensdauer bis zum Lagerwechsel
20 Jahre
Produzierte Stückzahl: 4

Abb. 17: Der Speicher T2 im Speicherwerk Bremen, vorn oben zu sehen ist die Drehkolben-Vakuumpumpe und die Kühlwasserpumpe

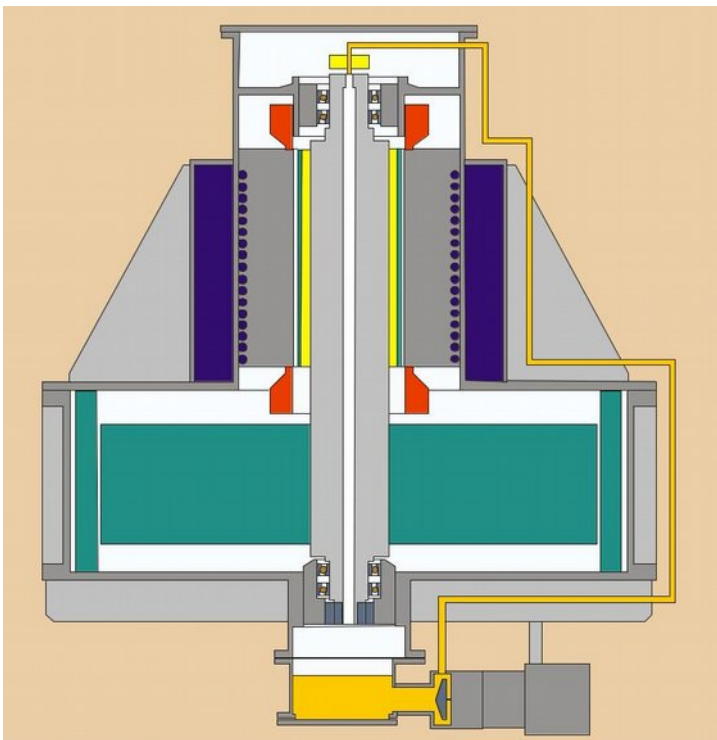


Abb. 18: Schematischer Schnitt durch das T2, die dunkle gelbe Leitung ist der Ölkreislauf, der die Welle kühlt und gleichzeitig für die Schmierung der Spindellager sorgt

Leider gab es bei dem Projekt Bremen und bei dem Inselnetz enorme Probleme mit der Funktion der gefertigten Schwungräder. Da der Stator mit einem Wassermantel in das Gehäuse eingebaut wurde, ergab sich eine Abweichung von einigen Zehntel mm von der Rotationsachse. Das führte zu einer Magnetkraft in einer Richtung, die nicht ausgewuchtet werden konnte. Daher gelang es bei diesen beiden Mustern nicht, die zweite Eigenfrequenz bei 12.500 U/min zu überwinden. Somit hatten die Systeme nur 25% der geplanten und zugesicherten Leistung. Leider zeigte sich der Fehler erst bei der Inbetriebnahme. Eine Reparatur hätte praktisch nahezu einen Neubau der Speicher verlangt. Da sich in der Zeit die Probleme auf seltsame Weise häuften, war die Rosetta nicht mehr in der Lage, diesen Fehler in einer akzeptablen Frist zu beseitigen. Durch den damit verbundenen Ausfall der Zahlungen war die Insolvenz des Unternehmens unvermeidlich.

T4

Erfreulicher Weise gelang es 2010 einen Investor zu finden, der ein leistungsstarkes Speichersystem für seine Nutzfahrzeuge suchte und das Unternehmen finanziell unterstützte. Die Entwicklung eines kleineren Speichers begann, der sowohl für Fahrzeuge bis 150 kW geeignet sein sollte als auch stationär das bisherige T2 ablösen sollte. Dazu wurde ein kleineres Schwungrad für eine Drehzahl bis 50.000 U/min und eine Speicherenergie von 2 kWh konstruiert und gebaut. Das Schwungrad ist in Abb. 19 zu sehen.

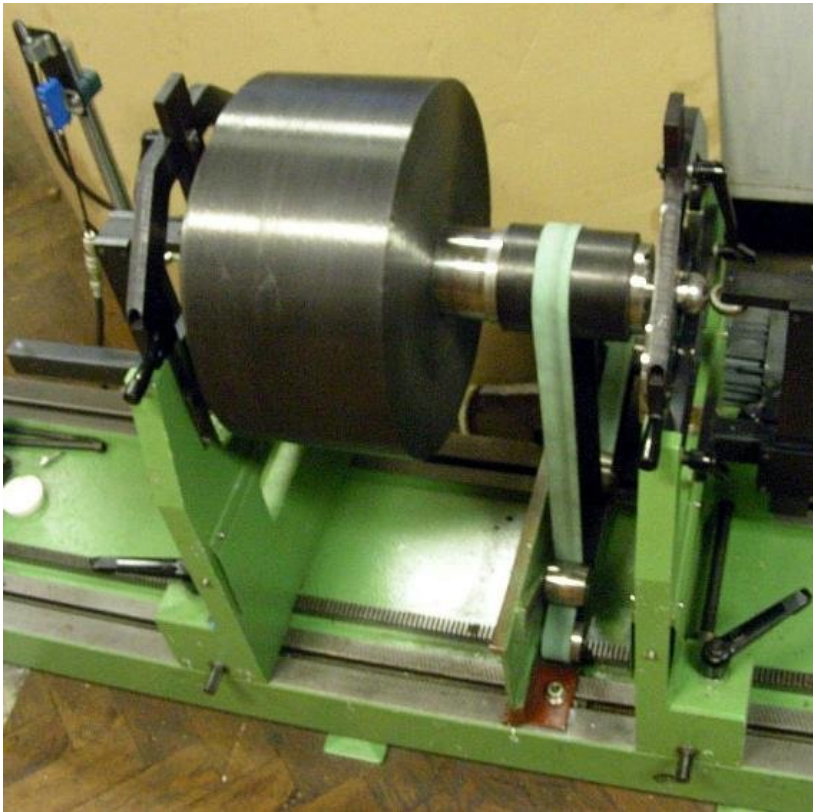


Abb. 19: Der Rotor des Schwungrads T4 auf der Wuchtmaschine

Bei der Konstruktion wurden auf Grund der Erfahrungen mit dem T2 wichtige Änderungen vollzogen. Diese führten zu einer einfacheren Fertigung, zu geringeren Herstellungskosten und zu besseren Eigenschaften. Die Änderungen sind in der folgenden Tabelle 6 dargestellt.

	T2	T4
Schwungrad	5 Ringe Durchmesser 700 mm	4 Ringe Durchmesser 360 mm
Schwungradmontage	auf die Welle Ring für Ring pressen	erst die Ringe zusammenpressen dann auf die Welle montieren
Spindellager	4 Stück	2 Stück
Lagerschalen	aus zwei Teilen zusammengeklebt	aus zwei Teilen zusammengeschweißt
Einstellung der magnetischen Lagerentlastung	Messen und Distanzring auf Maß schleifen	durch Einschrauben einstellbar
Statormontage	erst in einen Wassermantel dann ins Gehäuse	der Wassermantel wurde bei der Gehäusebearbeitung eingearbeitet, so dass der Stator sofort in das Gehäuse eingepresst werden konnte
Statorverguss	zwei Mal nötig (erst der Stator dann die Stromdurchführungen)	in einem Schritt fertig
Ölpumpe	extern angebaut	im Gehäuse integriert

Tabelle 6: Technologische Vorzüge des T2 gegenüber dem T4

Die Entwicklung des T4 vollzog sich in drei Etappen. Zunächst wurde ein Testsystem mit dem richtigen Schwungrad und einem kleineren gekauften Motor gefertigt. Damit konnten erste praktische Erfahrungen gesammelt werden und die Konstrukteure bekamen von den Schweißern einige Hinweise zur besseren Gestaltung des Gehäuses. Die zweite und dritte Variante wurden dann mit dem fertigen neuen 200 kW – Motor ausgerüstet. Dabei wurden zwei unterschiedliche Gehäusevarianten hinsichtlich Aufwand und erreichter Genauigkeit verglichen. Die Entscheidung fiel zu Gunsten einer aus nur zwei Teilen bestehenden Gehäusekonstruktion. In der Abbildung 20 ist das fertige System auf dem Prüfstand bei der Erprobung zu sehen und in der Abbildung 21 ist der Schnitt durch das System dargestellt.



Daten des T4

Entwicklungszeitraum 2010 bis 2013
 Größe 0,75 x 0,75 x 1 m
 Leistung 150 kW bis 300 kW
 (abhängig von der Drehzahl)
 Max. Drehzahl 50.000 U/min
 Gesamtenergie 2 kWh
 Nutzbare Energie 1,5 kWh
 (im Arbeitsdrehzahlbereich)
 Kosten ca. 30.000 € (ohne Elektronik)
 Lebensdauer bis zum Lagerwechsel
 20 Jahre
 Produzierte Stückzahl: 2

Abb. 20: Der Speicher T4 bei der Erprobung auf dem Prüfstand

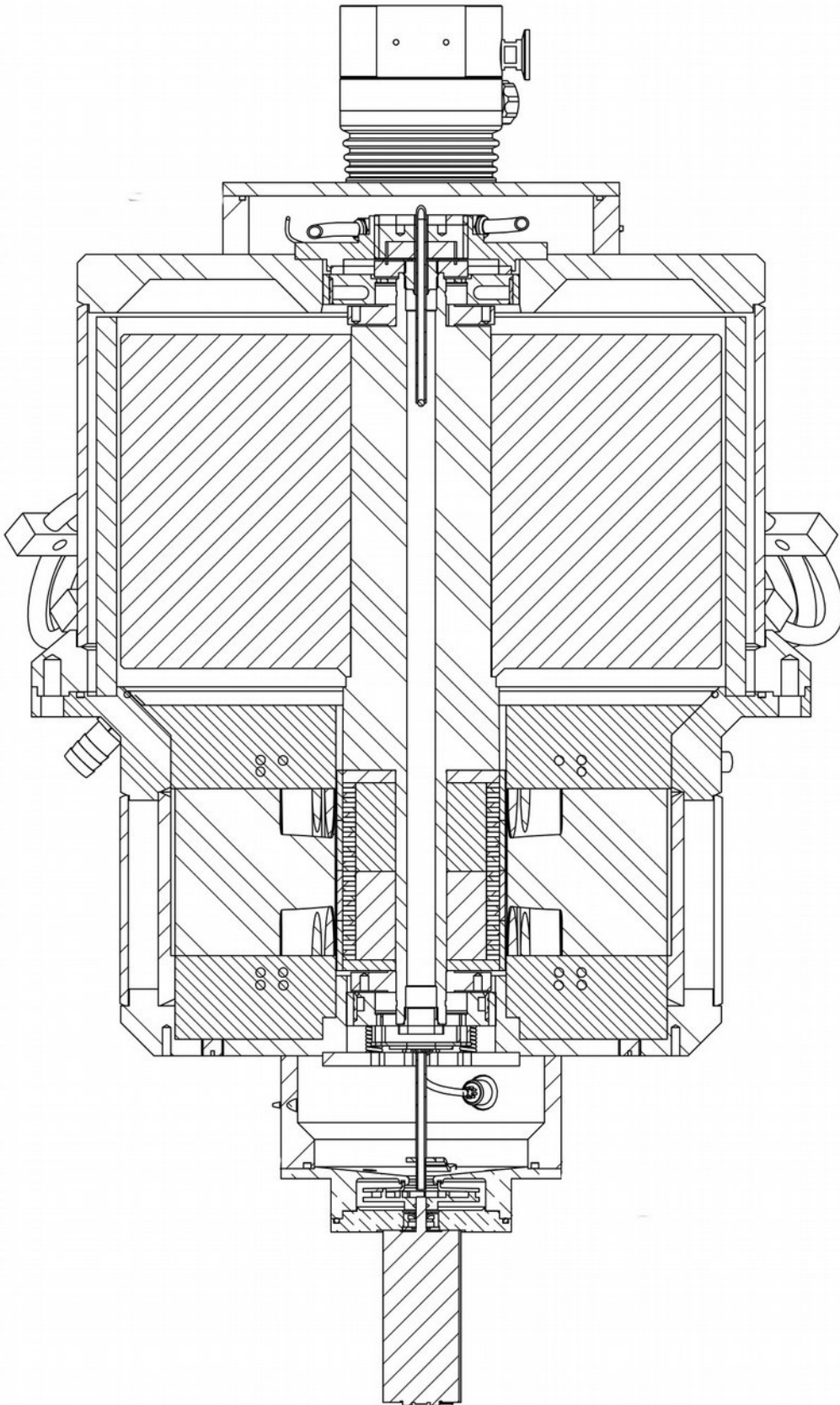


Abb. 21: Schnitt durch den Schwungradspeicher T4 der rosseta Technik GmbH

Es gelang noch nicht, einen scheibenförmigen bürstenlosen Motor für die Ölpumpe zuzubekommen, daher ist unter dem Ölpumpengehäuse so ein langer DC-Motor angeordnet.

Die Erprobung von zwei Systemen wurde zu einem vollen Erfolg. Die Systeme liefen sehr ruhig und die Rotorwelle wurde trotz hoher Leistung nur wenig wärmer. Um das System im Fahrzeug unterzubringen, wurde eine Powerbox konstruiert, in der der Energiespeicher mit Vakuumpumpen, die Leistungselektronik, die Steuerung und Drosseln untergebracht wurden. Die Konstruktion war bereits fertig, siehe Abbildung 22 und mit dem Bau wurde begonnen.

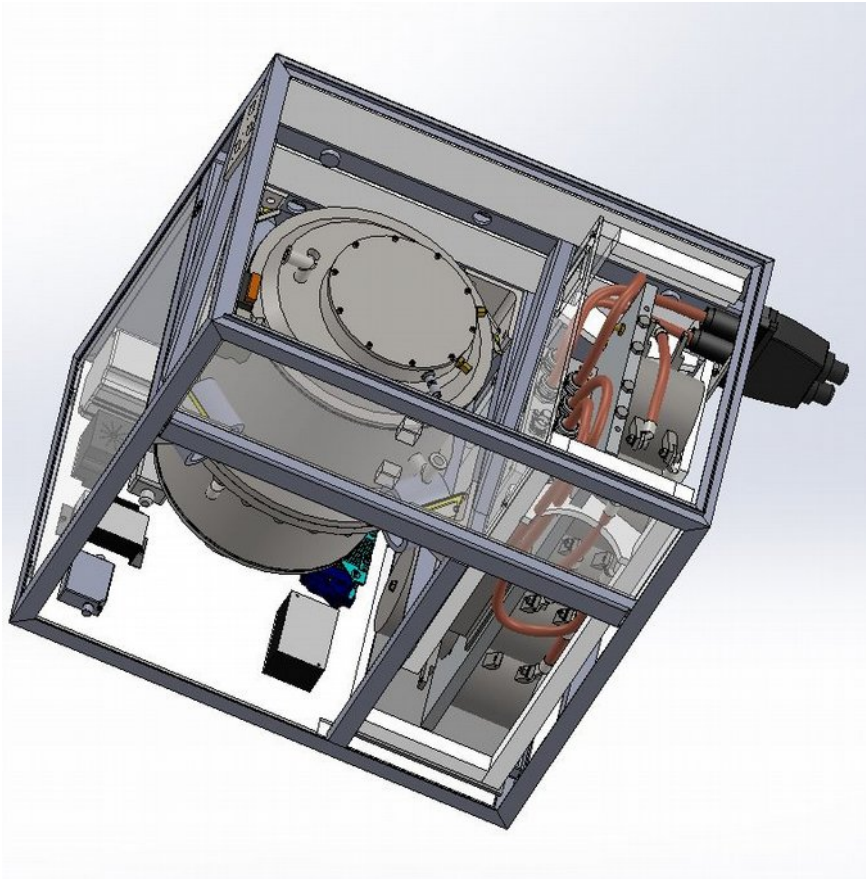


Abb. 22: Box mit dem T4 zum Einbau in Nutzfahrzeugen, daneben das T4 allein

Leider konnte dieses Projekt in Folge der Fehlschläge bei den beiden Großaufträgen mit dem T2 nicht mehr realisiert werden.

T5

Im Jahr 2011 bekam die Rosetta Technik GmbH den Auftrag, einen Schwungradspeicher für einen PKW zu entwickeln. Dabei ging es darum, die häufigen Bremsprozesse im Rennsport für zusätzliche Beschleunigungsleistung zu nutzen. Die Anforderungen waren daher extrem hoch. Um nicht wieder völliges Neuland erschließen zu müssen, entschloss sich die Rosetta das System unter Nutzung der T4-Technologie zu konzipieren. Das erprobte Lagersystem für die Drehzahl 50.000 U/min wurde übernommen. Der geforderte Energieinhalt betrug bei einer Leistung von 100 kW nur 680 kWs, daher reichte es aus, das Schwungrad als Scheibe mit einer Höhe von 50 mm aufzubauen. Das Gesamtgewicht sollte unter 30 kg bleiben, was ein Al-Gehäuse hoher Qualität erfordert. Der Preis überstieg somit bereits die Kosten für einen Serien-PKW. In Abbildung 23 ist der Schnitt durch einen gefertigten Prototypen zu sehen.

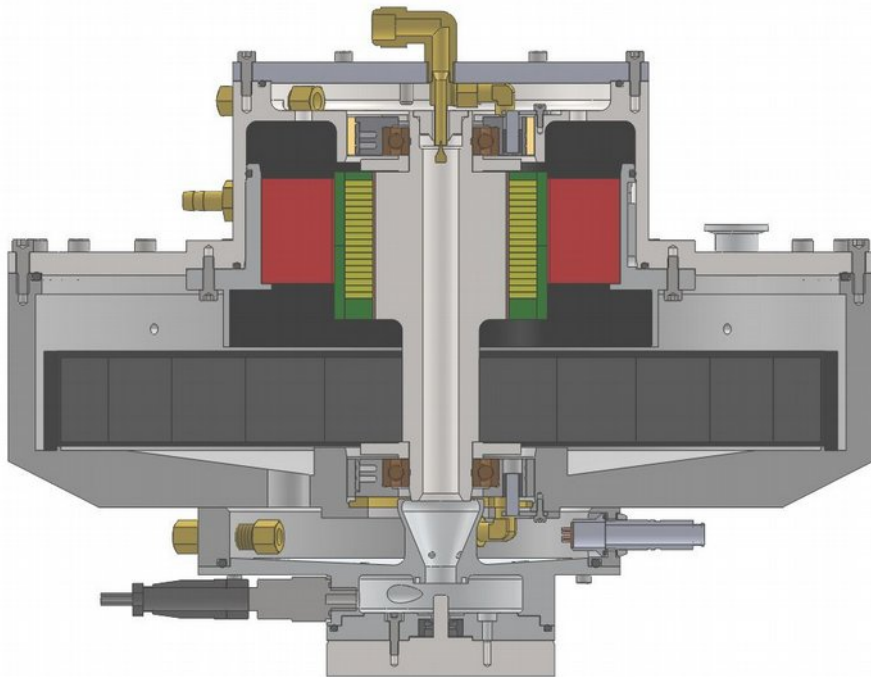


Abb. 23: Der PKW-Schwungradspeicher T5

Bei der Erprobung der erste Muster zeigten sich zwei scharfe Probleme. Um den Stator klein zu gestalten, wurde im Gegensatz zum T4 ein sechspoliger Motor eingebaut. Der Motor vom T4 hat nur zwei Pole und damit einen wesentlich größeren Statoraußendurchmesser, wie sich aus Abbildung 21 ersehen lässt. Durch die sehr hohe Frequenz war bei dem vorgesehenen Wechselrichter nur Blocktaktung möglich. Diese führte durch die starken Oberwellen in kürzester Zeit zur starken Erwärmung der Welle trotz packetierter Magnete und einem Blechpaket unter den Magneten (nicht gezeichnet).

Außerdem zeigte sich, dass die gewählte Scheibenform für die mechanischen Belastungen im Fahrzeug nicht geeignet war. Bei starken Kipp-Stößen wurde der Faserverbund ganz leicht verschoben, was zu einer messbaren Erhöhung der Unwucht führt. Aus diesen Gründen wurde das Projekt im gegenseitigen Einvernehmen vorzeitig beendet.

Ein optimierter Schwungradspeicher aus Faserverbund für PKWs würde eine spezielle Elektronik und ein zylinderförmiges Schwungrad mit Drehzahlen bis 100.000 U/min erfordern.

T3

Immer wieder erreichten die rosseta Technik GmbH Anfragen nach einem möglichst einfachen Schwungradspeicher geringer Leistung. Dazu wurde die folgende Konstruktion erarbeitet. An einen herkömmlicher Asynchronmotor wurde eine große Stahlschwunngmasse angehängt. Damit die Lager nicht überlastet wurden, erhielt der Motor eine permanent-magnetische Gewichtsentslastung der Welle. Und damit die Schwingungen gering blieben, wurde der Motor auf elastischen Gummipuffern aufgebaut. Als Motore wurden zweipolige Maschinen zwischen 3 und 15 kW Leistung eingebaut. Da das System bis maximal 6000 U/min laufen konnte, war keine Vakuum erforderlich. Außerdem wurden fettgeschmierte Kugellager eingesetzt. In den Abbildung 24 und 25 ist der T3 im Schnitt und in einem Foto zu sehen.



Abb. 24: System T3 für 15 kW

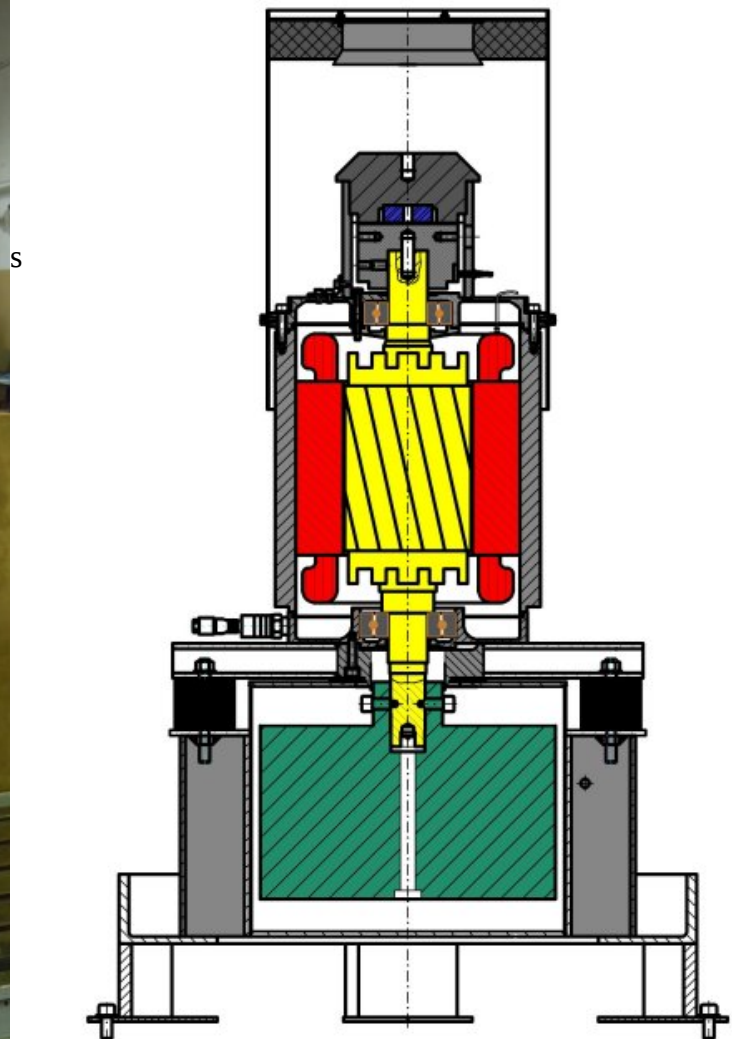


Abb. 25: Schnittzeichnung des T3

Um für genügend Kühlung zu sorgen, wurde ein Ventilator noch oben über dem Motor angeordnet. Solche Systeme wurden komplett mit einem Schaltschrank mit der Leistungselektronik insgesamt sechs Mal an Hochschulen, Forschungsinstitute und an Betriebe verkauft. Die speicherbare Energie betrug bis 420 kW, damit konnten beispielsweise 10 kW schon über 40 s ins Netz zurückgespeist werden.

T6

Das T3 hatte für die üblichen Industrieanwendungen eine zu große speicherbare Energie und war schlecht in einen Schaltschrank einzubauen. Daher wurde in einem Projekt mit dem Fraunhofer Institut in Magdeburg eine bessere Lösung entwickelt. Dazu wurde wieder ein gekaufter Asynchronmotor für 10 kW und jetzt aber für 25.000 U/min benutzt. Dieser Motor ist wesentlich kleiner. In Abbildung 26 ist der Schnitt durch dieses System zu sehen.

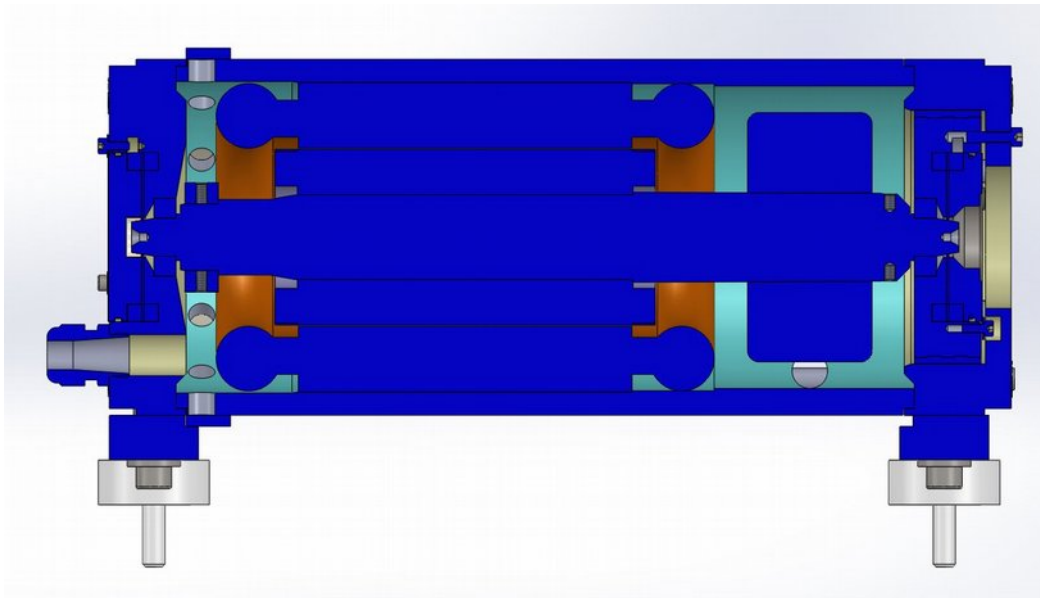


Abb. 26: Schnitt durch den Speicher T6

Das System ist gut in einem Schaltschrank unterzubringen. Das Gehäuse hat einen Durchmesser von 160 mm und eine Länge von 450 mm. Das Energiespeichervermögen beträgt 45 kWs, was für die typischen schnellen Bremsvorgänge ausreicht. Die Lager werden hier mit Öl über ein Schmierfilz versorgt, so dass eine lange Lebensdauer bei geringem Wartungsaufwand erreicht werden kann. Die Stahlschwungmasse auf der Welle ist ausreichend sicher dimensioniert, so dass keine Gefährdung besteht. Dieses System wurde bereits drei Mal verkauft. Es besteht die Hoffnung, dass sich ein Produzent findet, der die Vermarktung und Produktion in seine Hand nimmt. Für die Antriebstechniker ist so ein Speicher sehr interessant, da er mit den gleichen elektronischen Komponenten betrieben werden kann, wie sie für die Antriebswellen benötigt werden.

PKW-Modul

Als Dienstleistung für ein Institut wurde ein Schwungrad mit einem Reluktanzrotor konstruiert. Die elektrische Auslegung erfolgte durch das Institut. Die Konstruktion des Systems und den Aufbau übernahm die Rosseta Technik. Es wurde wieder das erprobte Lagerkonzept des T4 mit wassergekühlten elastischen Lagerschalen benutzt.

Das System ist für eine Leistung bis 60 kW konzipiert, der Energieinhalt betrug bei der Höchstdrehzahl von 60.000 U/min 280 kWs. Das gesamte System bekam zur Versorgung der Kugellager und Kühlung des Rotors einen Ölkreislauf. Der Rotor bestand aus hochfesten dünnen Blechen ohne eine Mittelbohrung. Die Bleche wurden außen von Glasfaser-Verbund-Stäben mit zwei Metallscheiben aus Spezialstahl gehalten. Durch den relativ geringen Außendurchmesser war die Luftreibung nicht so hoch und eine Membranvakuumpumpe war ausreichend. In Abbildung 27 ist der Schnitt durch das System zu sehen. Das Gewicht betrug 43 kg ohne den Grundrahmen.

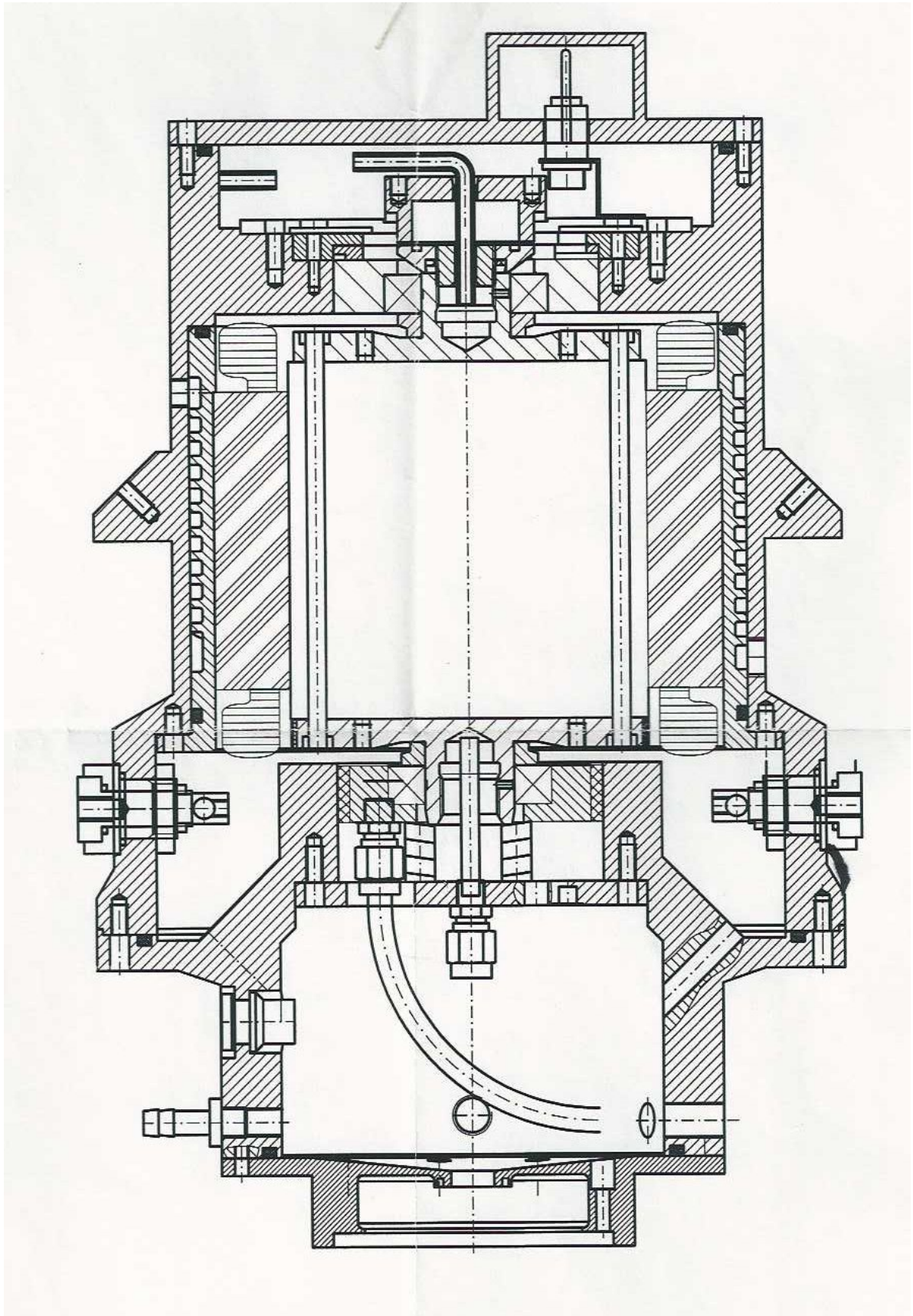


Abb. 27: Schnittdarstellung des PKW-Schwungradmoduls

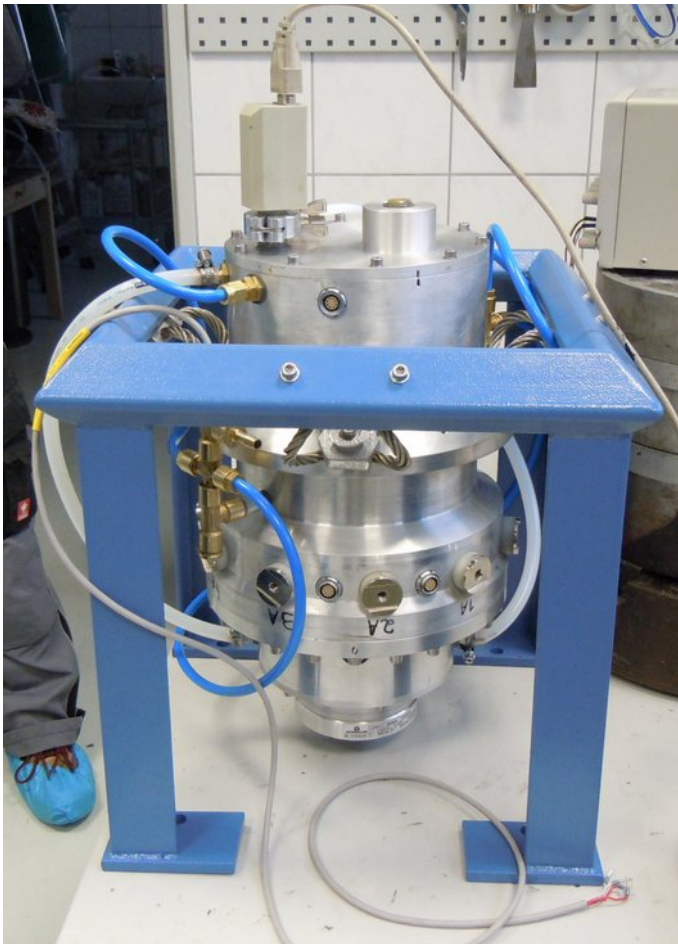


Abb. 28: Der PKW-Speichermodul nach der Erprobung im Labor der rosseta Technik

Auf Abbildung 28 ist das fertige System zu sehen. Der graue Kasten oben ist ein Vakuummessgerät, daneben befindet sich der IR-Sensor zur Messung der Rotortemperatur.

Die Erprobung mit der Leistungselektronik erfolgte beim Kunden, daher sind keine weiteren Aussagen dazu möglich.

Projekt Glockenschwungrad

Nachdem im Jahr 1996 durch Frank Täubner die Erfindung des Schwungrads in Glockenform gemacht wurde (DE 19651668) wurde in einem Projekt des Wissenschaftlich-Technischem Zentrums Roßlau gGmbH ein solches Schwungrad hergestellt. In Abbildung 29 ist das Schwungrad zu sehen. Dabei wurden verschiedene Möglichkeiten zur Herstellung des Faserverbundes ausprobiert. Es zeigte sich schnell, dass es nicht möglich ist, auf einer Kegelform die Fasern herauf zu wickeln. Es war nötig aus Ringen Begrenzungen zu schaffen, so dass eine Treppenstruktur gewickelt wurde, die erst danach auf der Drehmaschine die endgültige Form bekam. Das Schema des Wickelkörpers mit Form und Gegenform ist in Abbildung 30 dargestellt.

Es erfolgte der Einbau in ein Gehäuse mit einem Permanentmagnetmotor, der sich innerhalb der Glocke befand. Bei der Erprobung entstanden Schwingungen zwischen der Glocke und der innen durchgehenden Welle, die dann zum Abreißen der Glocke aus Faserverbund von der Welle führte. Da hinsichtlich Gewicht und Volumen die Multiringschwungräder wesentliche Vorteile hatten,

wurde die Arbeit am Glockenschwungrad zunächst nicht fortgesetzt.

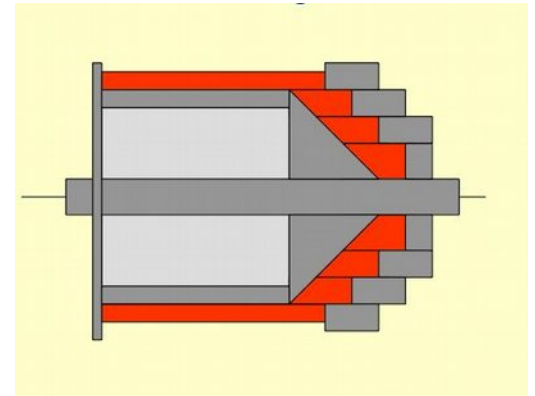


Abb. 30: Schema der erforderlichen Wickelformen für die Glocke

Abb. 29: Schwungrad aus Kohlenstoffasern in Glockenform, im Wissenschaftlich-Technischem Zentrum Roßlau gefertigten

Erst im Jahr 2010 trat ein Kunde an die rosseta Technik GmbH heran, der für ein größeres Projekt stationäre Schwungradspeicher mit hohem Energiespeichervermögen und geringer Leistung benötigte. Darauf hin wurde das Konzept des Glockenschwungrads wieder neu diskutiert. Es wurde ein Glockenschwungrad für 10 kWh Energieinhalt konstruiert. Dazu wurde die Geometrie der Glocke durch 17 Parameter beschrieben. Mit Hilfe vom FEM-Programm ANSYS wurden dies Parameter variiert, bis die optimale Form gefunden wurde. Es wurden die in der Tabelle 7 dargestellten Daten erreicht. In Abbildung 31 ist das für die FEM-Berechnung benutzte Modell zu sehen.

Parameter	Wert
maximale Spannung in tangentialer Richtung	1750 MPa
maximale Spannung in radialer Richtung	14 MPa
höchste Drehzahl	35.000 U/min
Außendurchmesser der Glocke	592 mm
Innendurchmesser der Glocke	514 mm
gesamte Höhe	920 mm
Winkel der Glocke an der Nabe zur Horizontalen	52°
Masse des Faserverbundes	80 kg
Energieinhalt	9,76 kWh
spezifischer Energieinhalt	122 Wh/kg

Tabelle 7: Auslegung eines großen Glockenschwungrads

Dabei wurde die Ankopplung an eine Welle durch eine Presspassung vorgenommen. Um die Schwingungen zwischen Glocke und Welle zu vermeiden, wurde vorgeschlagen, das Schwungrad frei hängend nur an einer oberen Lagereinheit anzuordnen. Da nur eine relativ geringe Leistung benötigt wurde, kann die Motor in die obere Lagereinheit integriert werden. Somit lässt sich das ganze System an einem großen Flansch anbauen. Das Gehäuse wird dadurch recht einfach, da die gewöhnlich aufwendige Bearbeitung der zwei Lagersitze in dem geteilten Gehäuse entfällt. Auf einen Berstschutz wurde auch verzichtet, da das System wie bei Beacon-Power in Gruben versenkt werden kann. Die schematische Darstellung des gesamten Systems findet sich in Abbildung 32.

Leider musste der Kunde das Projekt aus anderen Gründen abbrechen, so dass die Rosetta Technik diese Entwicklung nicht weiter verfolgen konnte. Die Leistungsfähigkeit eines solchen Schwungrads ist sehr hoch, jedoch wird für die Fertigung eine speziell dafür aufzubauende Faserwickelmaschine erforderlich. Zusätzlich benötigt man noch einen entsprechend großen Temperofen zur Härtung des Faserverbundes und eine ausreichend große CNC-Drehmaschine. Vielleicht finden sich mutige Entwickler und engagierte Investoren, die dieses Projekt wieder aufnehmen, da in Zukunft die Stabilisierung der Netze wichtiger werden wird.

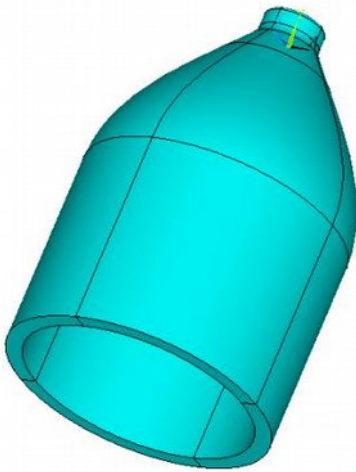


Abb. 32: FEM-Modell des optimiert Glockenschwungrads

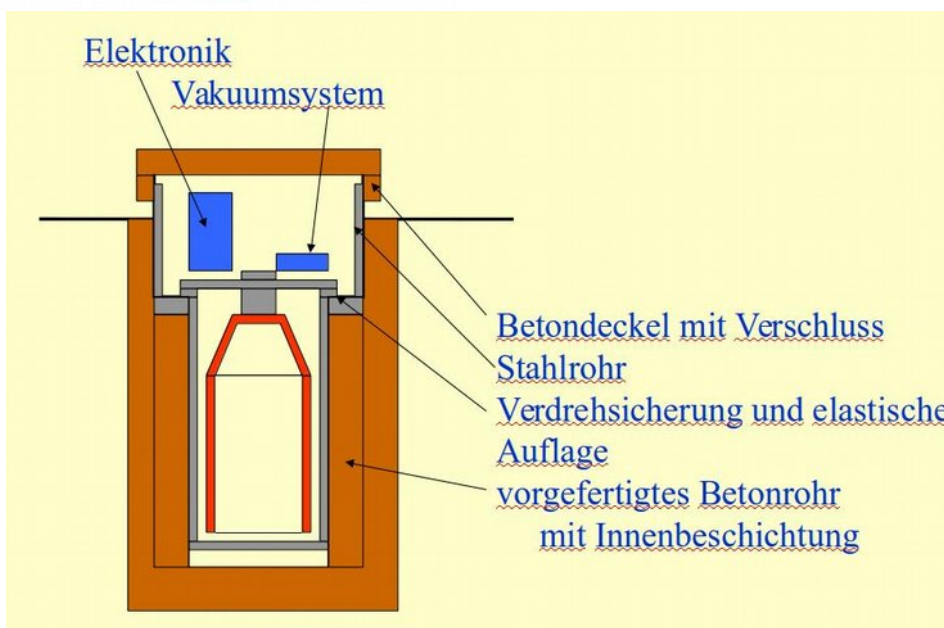


Abb. 33: Schema eines stationären Schwungradenergiespeichers

5. Zur Technologie der Fertigung der Schwungrad-Energiespeicher

Bei der Entwicklung der Schwungrad-Energiespeicher mussten vielfältige physikalische und technische Probleme gelöst werden, um eine hohe Leistungsfähigkeit, ein absolut sicheres Betriebsverhalten und trotzdem eine kostengünstige Fertigung zu erreichen. Diese werden in den folgenden Abschnitten ausführlich beschreiben.

5.1. Programm zur Berechnung der Spannungen in zylindersymmetrischen Anordnungen

Für die Konstruktion der Multiring Schwungräder und der durch Kohlenstofffasern bandagierte Permanentmagnetrotore war es erforderlich, eine große Anzahl von geometrischen Varianten zu berechnen und zu vergleichen. Damit einfache zylindersymmetrische Anordnungen schnell gerechnet werden konnten, wurde das folgende Programm entwickelt und in MATHCAD 8 geschrieben. Zunächst erfolgt die Eingabe der Materialdatenbank.

	Zeichen		Stahl	Al	Cu	NbFeB	Epoxidharz	CFK normal (UTS)	CFK hochfest (IMS)	GFK (S2)
E-Modul tangential	Et	GPa	210	72	123	12,3	3,4	156,2	186,2	48,7
E-Modul radial	Er	GPa	210	72	123	123	3,4	9,5	9,5	16,1
Querkontraktion	ν		0,3	0,345	0,35	0,3	0,2525	0,3	0,3	0,25
Temperaturdehnung tangential	α_t	$10^{-6}/K$	12	23	14	11	64	-1	-1	0,6
Temperaturdehnung radial	α_r	$10^{-6}/K$	12	23	14	11	64	54	54	54
Dichte	ρ	kg/m ³	7850	2768	8933	7700	1900	1567	1550	1941

Tabelle 8: Materialdaten

Die Daten der Faserverbundstoffe beruhen auf eigenen Messungen, während die anderen Daten aus verschiedenen Literaturquellen entnommen wurden.

Da bei den Rotoren die Magnete im Umfang geteilt sind, wurde der tangentielle E-Modul für NbFeB auf 10% reduziert. Dadurch konnte dieser Effekt gut berücksichtigt werden. Die Ergebnisse stimmten gut mit aufwendigen FEM-Rechnungen überein.

Als zweites erfolgt für die sechs Ringe die Festlegung des Materials durch einen Zahlenindex und

die Eingabe der Innen- und Außendurchmesser. Da das Programm auch die Interferenzfittung berechnen soll, kann der Außendurchmesser größer sein, als der Innendurchmesser des sich anschließenden Ringes. Mit der Eingabe von Drehzahl, Temperatur und Druck sind alle nötigen Eingaben getan.

Dann werden für jeden Ring einige Konstanten zur Vereinfachung nach folgenden Formeln berechnet:

$$\omega = \pi n / 30 \quad (n \text{ ist die Drehzahl in U/min, } \omega \text{ die Winkelgeschwindigkeit)}$$

$$\mu = \sqrt{E_t/E_r} \quad \delta = \alpha_r/\alpha_t \quad p = \mu - 1 \quad q = -\mu - 1$$

$$C = -\rho \omega^2 r a^2 (3+\nu)/(9-\mu^2) \quad \text{wobei } r a \text{ der Außenradius des Ringes in m ist.}$$

$$D = -E_t \alpha_t T (1-\delta)/(1-\mu^2) \quad \text{für } \mu \text{ ungleich } 1 \quad \text{sonst } = 0 \quad \text{wobei } T \text{ die Differenztemperatur zwischen der aktuellen Temperatur und der Temperatur des Rings im Ruhezustand ist}$$

$$F = \alpha_t T (\nu + \delta - \delta \nu - \mu^2) / (1-\mu^2) \quad \text{für } \mu \text{ ungleich } 1 \quad \text{sonst } \alpha_t T$$

Nach diesen Vereinfachungen kann man allgemeine Formeln für die tangentielle und radiale Spannung im Ring und für seine Dehnung angeben. Die Ableitung der Formeln erfolgte durch den bekannten italienischen Physiker G. Genta in seinem Buch Kinetic energy storage 1985 London Butterworths. Das Besondere war gegenüber früheren Berechnungen die Berücksichtigung der Anisotropie der Faserverbundmaterialien. Genta berücksichtigt sogar noch eine beliebige exponentielle Änderung der Höhe der Ring und eine inhomogene Temperaturverteilung im Ring, die hier allerdings nicht eingeführt wird. Weiterhin wird der planare Spannungszustand vorausgesetzt, das heißt in z-Richtung gibt es keine Kräfte.

Damit ergibt sich als Lösung für die radiale Spannung im Ring die folgende Formel mit $\chi = r/r_a$ in Abhängigkeit von Radius r:

$$\sigma_r = A \chi^p + B \chi^q + C \chi^2 + D$$

Die tangentielle Spannung berechnet sich zu:

$$\sigma_t = A \chi^p (p+1) + B \chi^q (q+1) + C \chi^2 (\mu^2 + \nu)/(3+\nu) + D$$

Die Verschiebung oder Dehnung des Ringe in radialer Richtung berechnet sich zu:

$$u = \chi r a [F + (\sigma_t - \nu \sigma_r) / E_t]$$

Nach Kenntnis dieser Formeln erfolgt nun die Aufstellung eines linearen Gleichungssystems zur Bestimmung der Konstanten A und B für jeden Ring. Dazu nutzt man die Randbedingungen. Zwischen zwei Ringen muss die radiale Spannung an der Grenzfläche gleich sein. Es kann keinen Spannungssprung geben.

$$\sigma_r \text{ Ring innen } (\chi = 1) = \sigma_r \text{ Ring außen } (\chi = r_i/r_a)$$

Die zweite Randbedingung zwischen den Ringen lautet, dass die Verschiebungen gleich sein sollen, es darf kein Riss zwischen den Ringen entstehen.

u Ring innen ($\chi = 1$) = u Ring außen ($\chi = r_i/r_a$)

Bei der Auswertung bedeutet das, sofern sich die radiale Spannung zwischen den Ringen über die jeweils praktische Grenze erhebt, wird ein Spalt entstehen und die Rechnung entspricht nicht dem zu erwartenden Tatsachen.

Es kommen noch zwei Randbedingungen für den inneren und äußeren Ring hinzu. Dort wird die radiale Spannung jeweils gleich den Druck, sofern vorhanden oder gleich 0 gesetzt, sofern das Schwungrad sich im Vakuum befindet.

Das Programm hat noch einen Schönheitsfehler, sofern innen ein isotopes Material benutzt wird, kann auch als innerer Durchmesser 0 gewählt werden und dann gibt es einen Fehler.

Das kann man wie folgt beheben:

$$\chi^p = 0 \quad \text{und} \quad \chi^q = 1 \quad \text{für} \quad r_i = 0$$

Dann ergibt sich daraus $B = -D$ was auch aus anderen Überlegungen folgt.

Nachdem das lineare Gleichungssystem aufgestellt ist, wird umgeformt. Es entsteht eine 12×12 -Matrix multipliziert mit einem 12-zeiligen (AB-Vektor) gleich einem 12-zeiligen Vektor mit den C, D und F – Konstanten. Nach dem Invertieren der Matrix und der Multiplikation mit dem Konstanten-Vektor erhalten wir die Lösung.

Es bietet sich an, die Spannungsverläufe in Abhängigkeit von Radius darzustellen, um schnell zu erkennen, an welchen Stellen kritische Spannungen anzutreffen sind.

Das Programm war außerordentlich nützlich, um die verschiedenen Materialzusammenfügungen oder Aufpressungen von Bandagen schnell und exakt zu berechnen. Das Programm arbeitet auch mit einer geringeren Anzahl von Ringen, indem für die nicht benutzten Ringe Außendurchmesser gleich Innendurchmesser gesetzt wird.

5.2. Festlegung der höchsten zulässigen Spannung für Faserverbundmaterialien

Im Gegensatz zu anderen Körpern aus Faserverbundmaterial verwendet man im Schwungrad unidirektionale Wicklungen, bei der die Fasern in Umfangsrichtung gewickelt sind. Es entsteht die wichtige Frage, bis zu welcher tangentialen Spannung die Ringe belastet werden können.

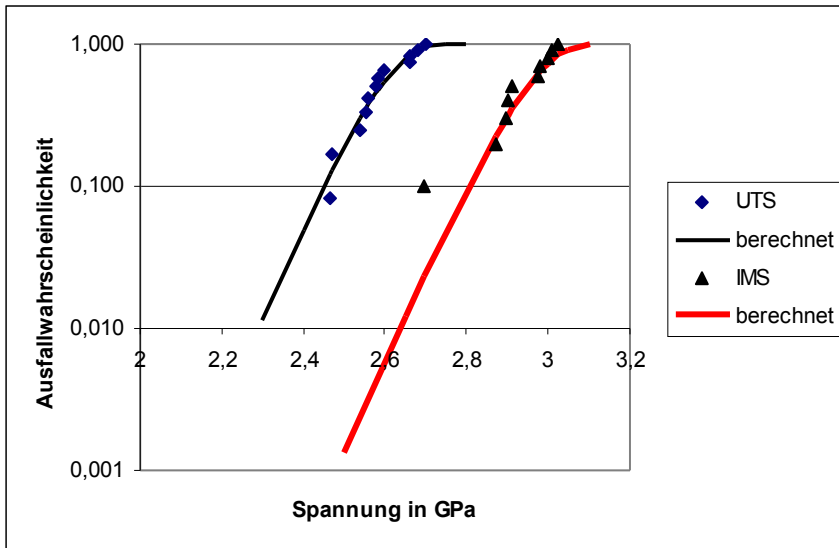


Abb. 34: Ausfallwahrscheinlichkeit von Ringproben aus Kohlenstofffaserverbund

Dazu wurden in der Wissenschaftlich-Technischen Zentrum Roßlau umfangreiche Messungen an Ringproben vorgenommen. Das sind dünne Faserverbundringe mit einem Durchmesser von 200 mm, einer Breite von 10 mm und einer Wandstärke von 2 mm. Diese wurden in großer Stückzahl angefertigt und in einer Prüfmaschine zerrissen.

Wenn die Ausfallwahrscheinlichkeit dieser Messungen über der erreichten Zerreißspannung aufgetragen wird, ergibt sich das in Abbildung 34 dargestellte Bild. Die experimentell gefundenen Kurven lassen sich gut durch eine Weibull-Verteilung beschreiben. Damit wird man in die Lage versetzt, eine Extrapolation der Kurve zu niedrigen Ausfallwahrscheinlichkeiten vorzunehmen.

Sofern man eine Ausfallwahrscheinlichkeit von 100 : 1 zulässt, sind das für die Ringproben Spannungen von 2630 MPa für die hochfesten Fasern und 2300 MPa für die normalen Kohlenstofffasern.

Zur Berechnung der zulässigen Spannungen in einem richtigen Schwungrad kommen noch folgenden Faktoren dazu:

$F1 = \text{tatsächliches Spannungmaximum} / \text{mittlere Spannung in der Ringproben}$

Bei genauer Berechnung der Spannungsverhältnisse in der Ringprobe zeigt sich, dass das Spannungmaximum um den Faktor 1,17 über der mittleren Spannung in der Ringprobe liegt. Die dazu ausgeführte FEM-Rechnung ist in Abbildung 35 dargestellt.

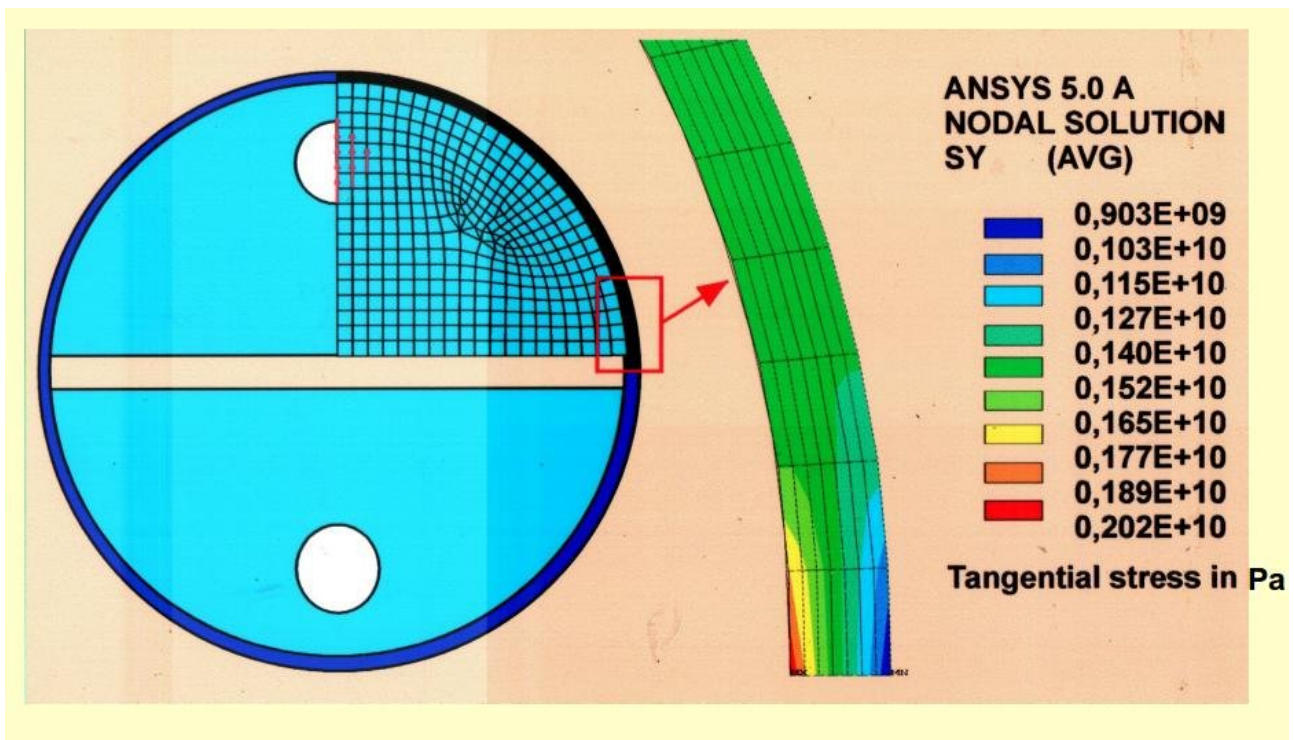


Abb. 35: Exakte Bestimmung des Spannungsmaximum in der Ringprobe

$$F1 = 1,17$$

F2 = Zulässige Höchstspannung in einem großen Körper / Höchstspannung im Probekörper

Aus Versuchen an Stahl ist bekannt, dass in Abhängigkeit von der Größe des Bauteils ein weiterer Korrekturfaktor wirkt. Je größer das Bauteil um so geringer ist seine zulässige Höchstspannung im Vergleich zu kleinen Probestück. Um für Faserverbundmaterial diesen Faktor zu bestimmen, wurden sechs große Ringen (Durchmesser 700 mm Querschnitt 30 x 30 mm) hergestellt und mittels einer starken Presse auf einem Kegel zum Zerreißen gebracht. Aus dem Vergleich der durchschnittlichen Zerreißspannung und der Zerreißspannung der Ringproben wurde ein Volumenkorrekturfaktor bestimmt. Diese war relativ gering. Er war 93%.

$$F2 = 0,93$$

F3 = Dauerlast / einmaliges Zerreißen

Es ist bekannt, dass eine Dauerbelastung in Abhängigkeit von der eingebrachten Lastspielzahl zu einem früheren Versagen führt. Das heißt unter Dauerlast reduziert sich die zulässige Höchstspannung weiter. Für Kohlenstofffasern in Faserrichtung entnehmen wir diesen Faktor aus der Literatur. Für eine Lastspielzahl größer 10 Mio. ergibt sich:

$$F3 = 0,75$$

F4 = Berücksichtigung einer höheren Temperatur

Da der Faserverbund durch Härten im Ofen bei einer Temperatur zwischen 120°C und maximal 180°C hergestellt wird, sinkt seine Festigkeit schnell ab, wenn die Temperatur des Schwungrads

ansteigt. Die Messung der Abhängigkeit der Festigkeit bei höheren Temperatur ist insbesondere bei den Bandagen wichtig, da schnell laufende Synchronmotore normaler Weise an Luft betrieben werden und somit durch die Luftreibung erwärmt werden.

Zur Ermittlung der Zerreißfestigkeit kann man die unterschiedliche thermische Dehnung von Faserverbund und Stahl nutzen. Definiert kalt auf eine Stahlkegel aufgedrete Ringe zerreißen bei der Erhöhung der Temperatur. Entsprechende Experimente wurden durchgeführt und ergaben die in Tabelle 9 dargestellten Werte. Diese unterliegen sicher einem Messfehler von 10 %. Eine Messapparatur für das Zerreißen von Ringproben bei erhöhten Temperaturen stand leider nicht zur Verfügung.

Temperatur	Festigkeit
Härtungstemperatur – 20 K	58 %
Härtungstemperatur – 40 K	74 %
Härtungstemperatur – 60 K	82 %

Tabelle 9: Abnahme der Festigkeit mit der Temperatur

Somit ergibt sich als höchste Zugbelastung bei einer Ausfallwahrscheinlichkeit von 1 % in zwanzig Jahren und sofern das Schwungrad normale Raumtemperatur behält eine zulässige Grenzen von :

$$\text{CFK normal} \quad 1,17 \times 0,93 \times 0,75 \times 2.300 \text{ MPa} = 1.875 \text{ MPa}$$

$$\text{CFK hochfest} \quad 1,17 \times 0,93 \times 0,75 \times 2.630 \text{ MPa} = 2.150 \text{ MPa}$$

Um etwas mehr Sicherheit zu bekommen und auch eine doch mögliche Erwärmung des Schwungrades zu berücksichtigen wurde bei der Auslegung der Schwungmassen für T2 und T4 mit einem Grenzwert von 1400 MPa für die hochfesten Fasern gearbeitet. Dann besteht selbst bei einer Rotortemperatur von 80°C noch keine Berstgefahr.

Die maximale Zugspannung quer zur Faser wird im Wesentlichen durch die verwendete Matrix bestimmt. Die besten Werte können mit heihrtenden Epoxidharz erreicht werden. Die durchschnittliche Zerreißspannung liegt dann bei 50 Mpa. Der Dauerfestigkeitsfaktor wurde in einem geförderten Projekt des Wissenschaft-Technischem Zentrum Roßlau zu 0,2 bestimmt. Da die Streuung der Ausfallwahrscheinlichkeiten auch noch berücksichtigt werden muss, wurde bei der Auslegung der Schwungräder der rosseta Technik GmbH für die Zugspannung quer zur Faser eine Grenze von 6 MPa gesetzt. Für neue Auslegungen lohnt es sich sicherlich, diesen Wert durch neue Messungen zu überprüfen.

Obwohl die Wahrscheinlichkeit des Ausfalls der Struktur gering ist, gibt es jedoch immer noch ein kleines Restrisiko, das nicht zu vermeiden ist. Daher ging die rosseta Technik den Weg, ein Bersten des Schwungrades mit einer sehr geringen Wahrscheinlichkeit zuzulassen und dafür sicher zu stellen, dass beim Bersten keine Schäden an in der Umgebung befindlichen Geräten oder Personen auftreten können. Dazu mehr im nächsten Kapitel.

5.3. Zum Bersten von Faserverbundschwungrädern

Die Energiemenge in dem Schwungrad T4 entspricht einem voll beladenem 40t-LKW mit einer Geschwindigkeit von 70 km/h. Man kann sich vorstellen, dass bei einer unkontrollierten Freisetzung der Energie große Schäden an der Laboreinrichtung und dem Gebäude entstehen können. Tatsächlich gab es in der Vergangenheit mehrere Havarien mit großen Schäden. Insbesondere eine Havarie mit tödlichen Folgen für den Schwungradentwickler bewegten die zuständigen EU-Stellen, ein Projekt zur Schwungradsicherheit (Flysafe) ins Leben zu rufen. Leider wurde die dabei erzielten Erkenntnisse nicht veröffentlicht. Es gelang jedoch der Rosetta Technik durch einen Auftrag zur Berechnung der Schwungradsicherheit des T2 die wesentlichen Erkenntnisse aus den Untersuchungen zu erfahren und für allgemeine Faserverbundsysteme nutzbar zu machen.

Die wichtige neue Erkenntnis war, dass bei der Havarie und dem Bersten eines schnell drehenden Faserverbundringes nicht nur ein hoher Druck in radialer Richtung auf die Wand erzeugt wird, sondern dass auch senkrecht dazu sich ein Druck aufbaut, der gegen den Deckel und den Boden des Gehäuses drückt. Genau das war auch die Ursache für den tödlichen Unfall. Das Schwungrad wurde dabei in einem Schleuderkeller gezielt zum Bersten gebracht und der neugierige Wissenschaftler beobachtete von oben was da passiert wird. Durch den Druck löste sich ein Flansch, der unerwartet nach oben weg flog.

Zur Berechnung der Kräfte wurde von Herr Grothaus (aus dem Unternehmen East4D) das Gasdruckmodell entwickelt, das die gefundenen Messwerte gut beschreiben kann. Dabei geht man von der Beobachtung aus, dass der Faserverbund beim Bersten in viele sehr kleine Stücke zerfällt. Dabei wird ein bestimmter Teil der Energie zum Zerreißen der Fasern und dem Lösen der chemischen Bindungen verbraucht. Den restlichen Teil der Energie übernehmen die Faserteilchen, die sich wie ein Gas unter hohem Druck verhalten und sowohl auf die Außenwand als auch auf Decke und Boden drücken. Als Formel sieht das so aus:

$$p = k E_b / V_b$$

wobei E_b die Energie des berstenden Ringes ist und V_b das Volumen, das der berstende Ring einnehmen kann. Der Faktor k gibt an, wie viel Energie nach dem Aufbrechen der Bindungen für den mechanischen Druckaufbau noch übrig bleibt. Dieser Faktor wurde in den Experimenten des Flysafe-Projektes zu 30% bestimmt. Dabei wird als V_b das gesamte Volumen im Gehäuse von Innendurchmesser des berstenden Ringes bis zur Gehäusewand in radialer Richtung und bis zur Deckel und zum Boden genommen. Das zu erwartende Drehmoment M bestimmt sich aus diesem Druck und dem Reibkoeffizienten μ von Fasern auf Stahl.

$$M = \mu p A_G r_G$$

wobei A_G die betreffende Gehäusefläche ist, auf die die Faserteilchen drücken und r_G der Radius des Gehäuses an der begrenzenden Gehäusefläche. μ wurde aus Messungen vom Aufpressen von Kohlenstofffaserringen auf Stahl zu 0,05 bestimmt.

Der Druck auf die Gehäusewand ist so groß, dass eine massive Stahlwand erforderlich wäre. Um Gewicht zu sparen, wurde daher ein Kohlenstofffaserring projiziert, der genau den maximal zu erwartenden Druck stand hält. Dieser Ring wurde nicht fest sondern drehbar in das Gehäuse eingebaut. Dadurch wird ein Teil der Rotationsenergie von dem Ring übernommen und die

Druckkraft auf den Deckel reduziert sich um den Faktor 0,72. Ebenso reduziert sich das Drehmoment, das der berstende Ring auf das Gehäuse übertragen kann auf 10%. Dazu wurde eigne umfangreiche Berechnungen mit Auswertung der Impulsübertragung vorgenommen, die hier jedoch nicht dargestellt werden sollen.

Im Resultat ergibt sich beim Bersten des Schwungrads T4 ein Druck von 56,3 Mpa auf den Berstring (das sind 563 bar), eine Kraft von 497 kN auf den Gehäusedeckel (das sind 50 t) und ein Drehmoment von 15 kNm auf die Befestigung des Gehäuses im Grundrahmen.

Der Berstring ist aus 12 mm dickem CFK gefertigt, was für diesen Druck ausreicht. Gehäusedeckel und -boden bestehen aus 10 mm dickem Stahl und die Verschraubung ist mit 24 Stück Bolzen M12 realisiert. Die Befestigung des Gehäuses am Grundrahmen erfolgt durch vier starke Drahtseilfedern. Dabei wird ein Sicherheitsfaktor von 2 erreicht. Für das T2 wurden analoge Nachweise erbracht.

So kann durch mit dem Experiment gestützte Berechnungen gezeigt werden, dass durch die Auslegung des Gehäuses gesichert wurde, dass dieses bei der Havarie in jedem Falle stabil bleibt. Ebenso wurde die Befestigung am Grundrahmen so ausgelegt, dass das Schwungrad sich auch im Havariefall nicht losreißt.

Weiterhin wurde auf Wunsch des Kunden mit dem T2 ein Bersttest ausgeführt, bei dem die sichere Wirkung unserer Maßnahmen ebenfalls eindrucksvoll demonstriert wurde. Beim Schwungrad löste sich ein großer Teil des letzten äußeren Ringes und wurde im Gehäuse zerrieben. Das Gehäuse blieb dicht, die Lager gingen zwar kaputt, aber erfüllten immer noch eine Notlauffunktion, die Welle blieb ganz. Und das Schwungrad blieb trotz hoher Schwingungen fest im Grundrahmen fixiert. Auch bei früheren nicht geplanten Havarien durch Kühlwassereintritt, Motorbersten, Überhitzung des Schwungrads oder Lagerschaden erwiesen sich die Sicherheitsmaßnahmen als zuverlässig.

Die Mitarbeiter des Rosseta Technik entwickelten großes Vertrauen zur Sicherheit der Systeme. Der Test der Schwungräder erfolgte offen im Labor direkt neben der elektrischen Messtechnik und den Mitarbeitern. Einzige wichtige Bedingung war, dass der Grundrahmen des Schwungrads fest im Boden verankert wurde.

Neben dem hier vorgestellten Gasdruckmodell wurde als zweites ein Impulsdruckmodell entwickelt, das insbesondere für einen großen Abstand zwischen Wand und Faserverbund näher an der Realität ist. Das wurde erfolgreich für die Berechnung der Berstkräfte von Faserverbundrotoren in Zentrifugen angewendet.

5.4. Die Auslegung und Fertigung von Multiringschwungrädern

Ein Faserverbund verträgt wie bereits beschrieben nur eine sehr geringe radiale Zugspannung, in Dauerlast sind das 6 bis 15 MPa. Dagegen sind Druckspannungen bis 100 MPa gar kein Problem. Durch die Wahl von geeigneten Überdeckungen zwischen den Ringen wurden Schwungräder berechnet, die nach der Montage starke Druckspannungen bis -80 MPa in radialer Richtung aufwiesen, wie in Abbildung 36 dargestellt. Die Druckspannungen waren so geschickt ausgerechnet, dass sich bei der Rotation mit der höchsten Drehzahl in jedem Ring gerade die zulässige radiale Zugspannung einstellte, wie in Abbildung 37 zu sehen.

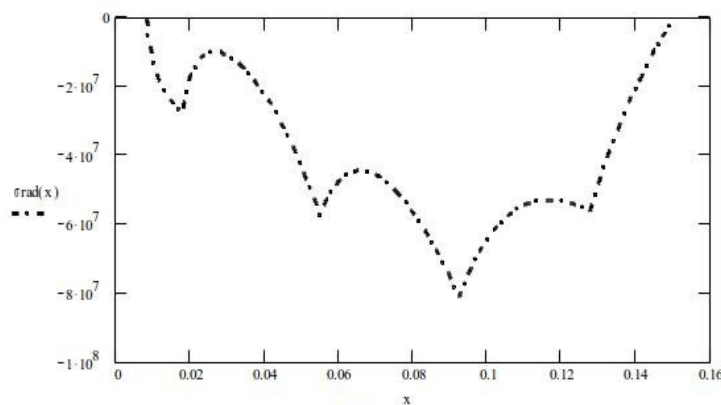


Abb. 36: Radiale Spannungen in einem Multiringschwungrad in Pa ohne Drehzahl über dem Radius aufgetragen. Der Durchmesser des Schwungrads beträgt 300 mm.

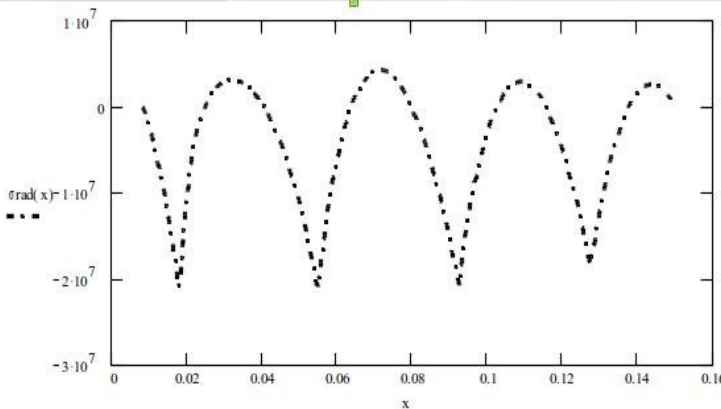


Abb. 37: Radiale Spannungen bei der höchsten Drehzahl

Gleichzeitig musste darauf geachtet werden, dass die tangentielle Höchstspannung ebenfalls nicht über die zulässige Grenze anstieg. In Abbildung 38 und 39 sind die tangentialen Spannungen im T4 dargestellt.

Es gelang, die Berechnung so zu gestalten, dass nur vier Ringe ausreichten, um das geplante hohe Leistungsvermögen zu erreichen.

Für die Montage der so berechneten Ringe reichte eine Temperaturdifferenz nicht aus. Dazu sind die thermischen Ausdehnungskoeffizienten der Faserverbundringe zu klein. Es musste eine Kegelpressung genutzt werden. Allerdings kostete es Zeit, Geld und Mühe diese Technologie zu entwickeln. Da die Faserverbundringe quer zur Faser nur durch Epoxidharz gebunden sind, wurden sie beim Pressen über den Kegel oft verletzt.

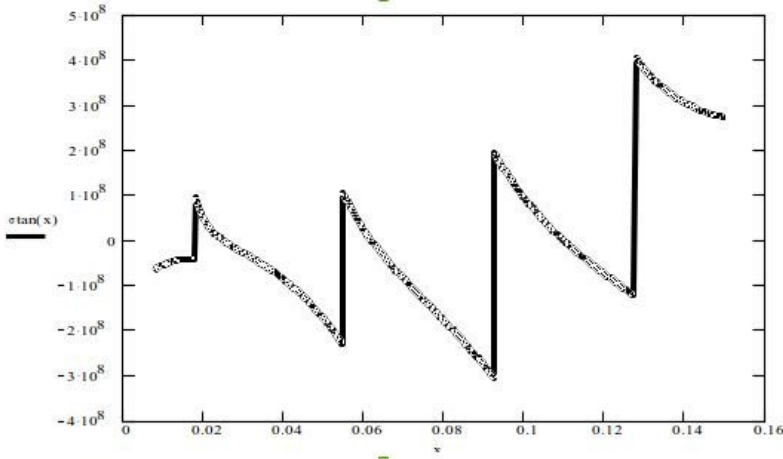


Abb. 38: Tangentiale Spannungen im Multiring-Schwungrad in Pa ohne Drehzahl

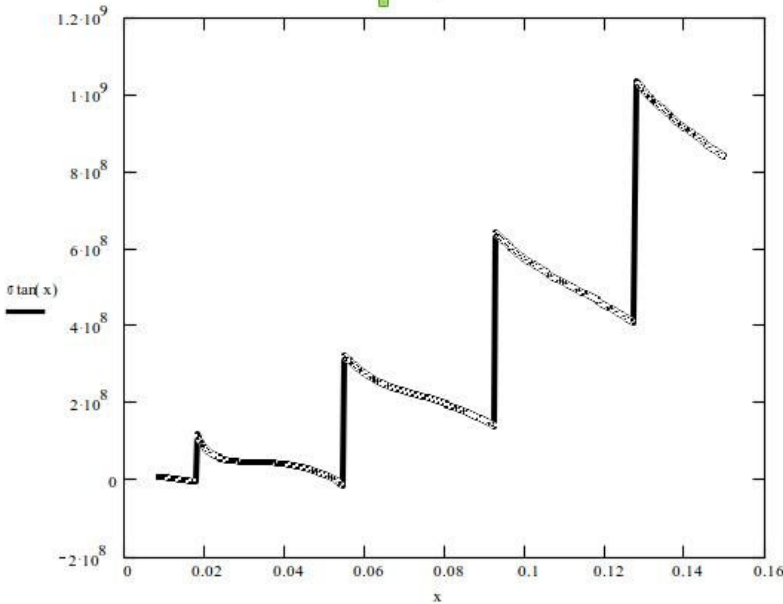


Abb. 39: Tangentiale Spannungen bei der höchsten Drehzahl

Erst die Nutzung von genau ausgerechneten Hilfsformen aus Stahl und Faserverbundmaterial brachte den Erfolg. In Abbildung 40 ist ein Pressvorgang mit allen Formen dargestellt. Die Druckkraft, die nötig war, erhöhte sich von Ring zu Ring und überstieg 100 t. Es ist klar, dass die Kegelflächen von den Faserringen und den Hilfsformen sehr genau auf 0,01 mm gearbeitet sein mussten.

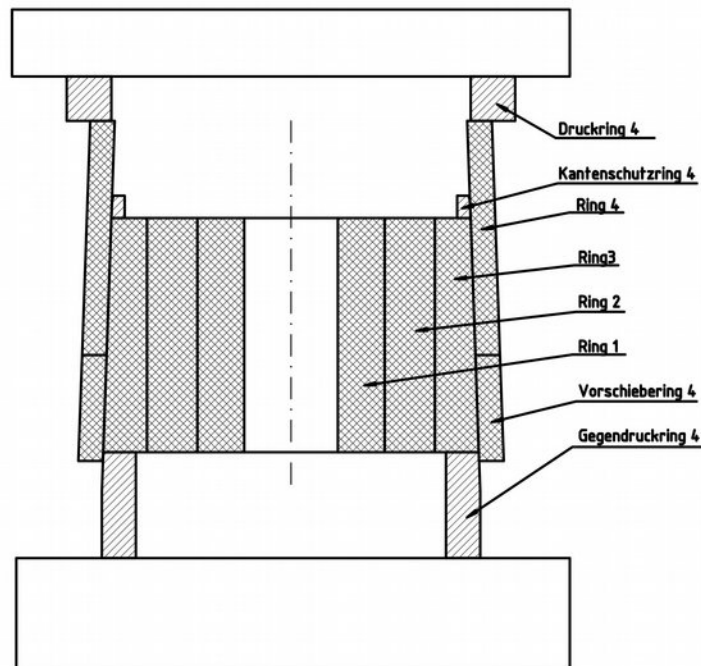


Abb. 40: Hilfsformen für die Montage eines Multiring Schwungrads

Weiterhin war die Steigung so auszuwählen, dass sie nicht zu flach war, da dann zu lange Verschiebeweg die Montage erschweren und andererseits nicht zu steil wird, da dann der Ring nach dem Aufpressen und dem Entlasten der Presse wieder von selbst sich zurückschiebt.

Nach dem Abdrehen des inneren Ring auf der CNC-Drehmaschine wurde der Ring mit Isopropanol und Zellstoff von den Kohlefaserresten gereinigt, so dass eine sehr glatte Fläche entstand. Vor dem Aufpressen wurde ein kalthärtendes dünnflüssiges Epoxidharz auf die betreffenden Flächen als Gleitmittel und Klebstoff aufgetragen. Nach dem Pressen wurde das Schwungrad noch zwei Stunden unter Druck stehen gelassen. Dadurch begann der Kleber bereits etwas zu gelieren und die Ringe blieben nach dem Entlasten in ihrer Position. Andererseits war das Epoxidharz von den Formen noch mit Aceton entfernbar.

Oft kam es zu kleinen Fehlern an der Grenze zwischen zwei Ringen. Damit das nicht stört, wurden die Formen und Ringe 10 mm länger gefertigt und nach Abschluss der Montage vom Faserverbund 5 mm auf jeder Seite abgedreht.

In Tabelle 10 ist ein Beispiel für ein gut funktionierendes Schwungrad bis 50.000 U/min gegeben. Bei der Berechnung der Überlappung zwischen den Ringen muss bemerkt werden, dass in dem Programm die Überlappung zwischen den unverzerrten Ringen eingegeben wird. Also den Ringen, so wie sie nach der Fertigung vorliegen. Bei der Montage ist die einzustellende Überlappung jedoch größer, da der bereits aufgeschobene Ring sich außen gedehnt hat. Dieser Wert muss dazu addiert werden. Oder anders gesprochen, ein Teil der Presskraft wird verwendet, um den inneren Ring erst einmal wieder in seinen unverzerrten Zustand zu bringen.

Ring	Di	Da	Steigung	Überlappung unverzerrt	Überlappung bei Montage	Verschiebeweg	erforderliche Presskraft
1	84 mm	175 mm	1 : 200	0,08 mm	0,08 mm	16 mm	0,17 MN
2	168 mm	265 mm	1 : 100	0,66 mm	0,668 mm	66,8 mm	0,82 MN
3	258 mm	330 mm	1 : 70	1,07 mm	1,187 mm	83,1 mm	1,36 MN
4	322 mm	365 mm	1 : 70	0,82 mm	1,249 mm	87,4 mm	1,08 MN

Tabelle 10: Auslegungsbeispiel für ein Multiring-Schwungrad

5.5. Die Lageranordnung

Eine große Herausforderung war es, eine gut funktionierende Anordnung der Lager für so schnelle und so schwere Rotoren zu finden. Um dieses Problem zu lösen, wurden eine Reihe von kleineren Testsystemen noch im Wissenschaftlich-Technischem Zentrum Roßlau gGmbH aufgebaut und erprobt. Es wurde dabei ganz klar, dass die Schwungräder nur überkritisch betrieben werden konnten. Das bedeutet, die Rotoren werden oberhalb der zweiten Eigenfrequenz gefahren. Der Grund dafür war die nicht ausreichende Steifigkeit der Spindellager. Obwohl diese mit Keramikugeln und gehärtetem Stahlringen hergestellt werden, haben sie eine Elastizität, die zu einer Eigenfrequenz unterhalb der höchsten Drehzahl führt. Bei einem festen Einbau der Lager in das Gehäuse entstanden bei der Annäherung an die Eigenfrequenz so dramatische Schwingungen, so dass die Leistung für eine weitere Beschleunigung sich zu großen Teil in die Schwingungen umsetzte und die Frequenz nicht überfahren werden konnte.

Die Lösung bestand darin, von dem ganz festen Einbau der Lager im Gehäuse abzugehen und mit Lagerschalen zu arbeiten, die elastisch und gedämpft in das Gehäuse eingebaut wurden. Um das praktisch zu realisieren, wurden drei verschiedene Lösungswege untersucht. Zum ersten wurden die Lagerschalen mit Nuten versehen, in die O-Ringe aus Gummi eingelegt wurden. Diese Lösung war von Turbopumpen bekannt. Bei der Erprobung gab es jedoch stets die Situationen, in der die Gummiringe durchgedrückt wurden und der Stahl der Lagerschalen an den Lagersitz des Gehäuses schlug. Eine zweite Lösung war aus dem Turboladerbau bekannt. Da wurde ein Paket aus Federblechen zwischen Lagerschale und Lagersitz eingepasst, das außerdem noch mit Öl gefüllt wurde, um eine Dämpfung zu erreichen. Diese Anordnung ist sehr aufwendig. Die dritte Lösung bestand darin, die Lagerschale mit einer Elastomerschicht zu versehen, die an der Oberfläche regelmäßige Erhöhungen hatte. Am einfachsten waren halbrunde Stege zu realisieren, wie das in Abbildung 41 zu sehen ist. Als Elastomer wurde Monotane A40 (Rudolf Helmet GmbH) benutzt, das für das Beschichten von Druckwalzen entwickelt wurde und hervorragende Eigenschaften hat. Zur Verarbeitung muss es auf 60° C erwärmt werden, dann kann es in Formen gegossen werden. Bei 90°C bis 100°C ist es sehr dünnflüssig und kann im Vakuum entgast werden. Bei 115 °C wird es dann über mehrere Stunden gehärtet. Die so erzeugten Schichten sind zwischen -20 °C und 60 °C nutzbar und wiesen auch nach mehrjährigem Betrieb in Öl und Vakuum keine Ermüdung auf.

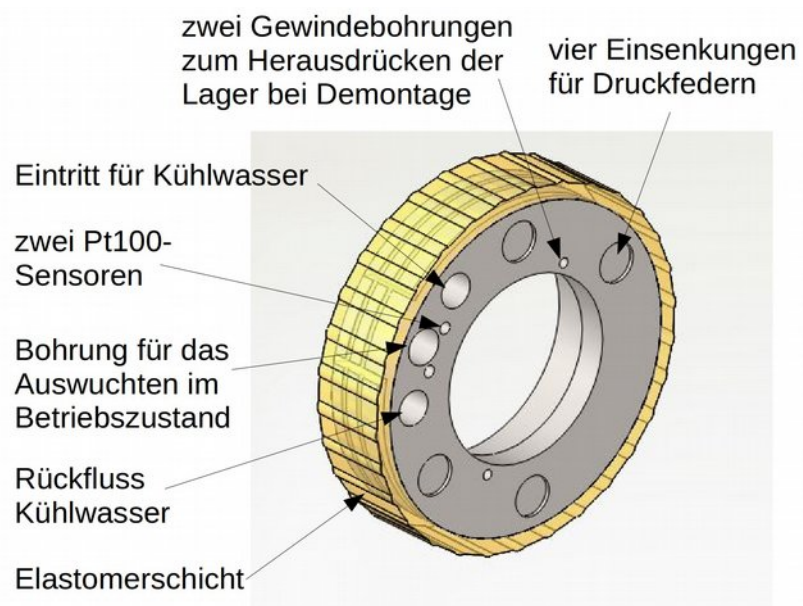


Abb. 41: Lagerschale mit Elastomerbeschichtung (unteres Lager)

Da nun ein guter thermische Kontakt zwischen Lager und Gehäuse durch die Elastomerschicht verhindert wurde, mussten die Lagerschalen mit einer Wasserkühlung versehen werden. Außerdem wurden Pt100 zur Messung der Temperatur dicht am Lager eingebaut. Bei dem Anschluss der Lagerschalen an den Kühlwasserkreislauf wurden als erstes Metallfaltenbälge eingesetzt. Durch die Schwingungen der Lagerschalen bekamen die jedoch Risse und das Kühlwasser gelangte in das System, was zu einer schwerwiegenden Havarie führte.

Erst nach der Verwendung von Urethan-Schläuchen wurde die nötige Betriebssicherheit erreicht.

In der Abbildung 42 ist der typische Aufbau einer oberen Lagereinheit dargestellt.

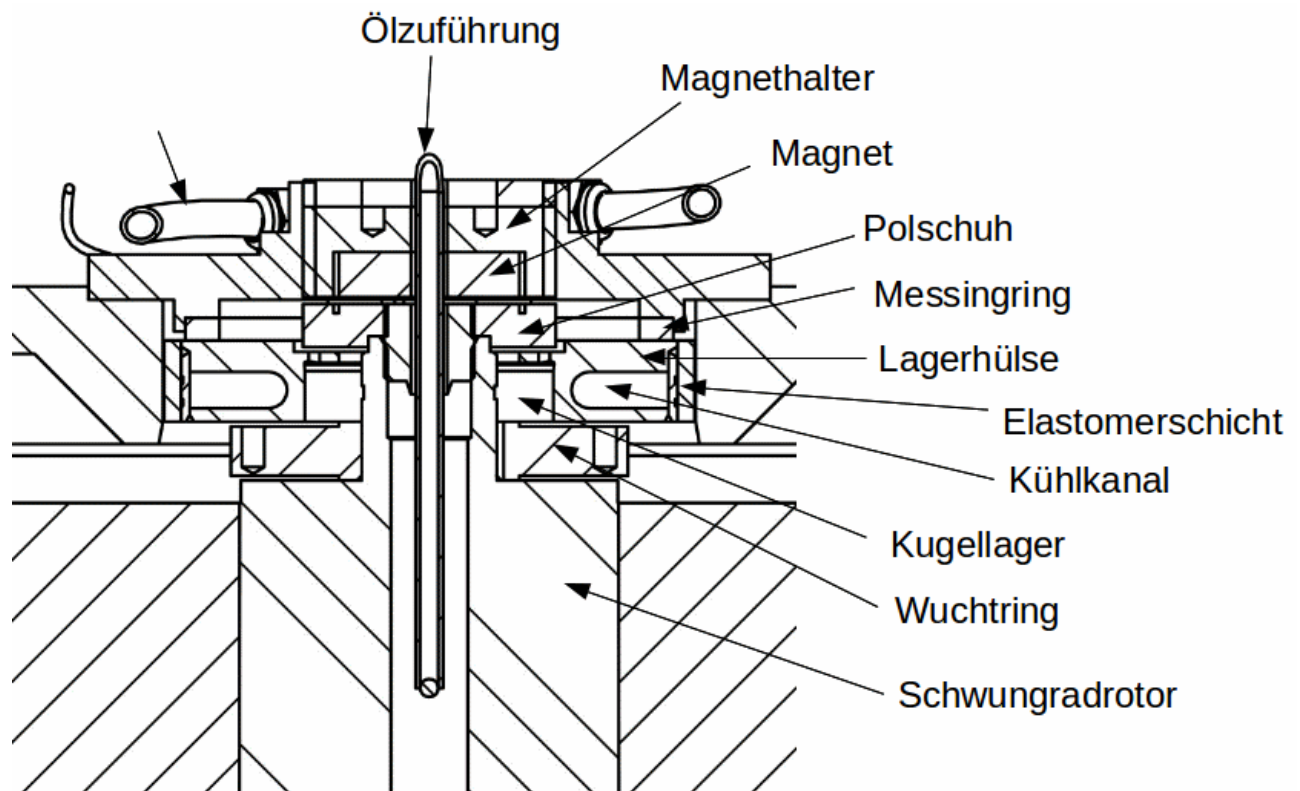


Abb. 42: Zweckmäßiger Aufbau eines oberen Schwungradlagers

Aus der Abbildung ist weiter zu erkennen, dass das obere Lager als Festlager aufgebaut wird. Der feste Anschlag ist durch einen Messingring zwischen Lagerhülse und dem Gehäusering realisiert. Dadurch ist die Lagerschale in radialer Richtung beweglich, jedoch axial festgelegt.

Weiterhin ist ein Auswuchtring mit einer Verdrehsicherung zwischen Schwungradwelle und Kugellager angeordnet. Damit erfolgt das Vorauswuchten des Schwungrads auf der Wuchtmaschine. Ein Anschleifen des Faserverbundkörpers zum Zwecke der Auswuchtung ist nicht sinnvoll, da sich bei hohen Drehzahlen an dieser Stelle die Fasern lösen werden. Da in der Lagerhülle eine Bohrung vorhanden ist, kann sogar im zusammengebauten Zustand gezielt für eine bestimmte Drehzahl das System nachgewuchtet werden. Dazu können kleine Madenschrauben mit einer einfachen Hilfe, bestehend aus einem Rohr mit vorn dem passenden Gewinde und einem Schraubendreher eingeschraubt oder wieder entfernt werden. Die Bohrung in der Lagerhülle dient außerdem als Verdrehsicherung der Lagerhülle. Sofern das Lager irgendwann von der Welle abgezogen werden muss, kann das einfach mit Hilfe des Auswuchtringes erfolgen.

Ein starker Magnet ist in einem Magnethalter eingeklebt und der magnetische Fluss geht durch den darunter befindlichen Polschuh, der oben in die Welle eingeschraubt und eingeklebt wird. Die Einstellung der richtigen Magnetkraft erfolgt über ein Gewinde im Gehäuse, in das der Magnethalter mit dem Magneten eingeschraubt wird.

Die Schmierung der Kugellager erfolgt durch kleine Gewindebohrungen in der Welle, in die Madenschrauben mit 100 µm Bohrungen eingeklebt werden. Die innere Lagerschale der Kugellager hatte ebenfalls Bohrungen über die das Öl die Kugeln an der Innenseite erreichte. Diese Art der Schmierung hat für hohe Drehzahlen große Vorteile. Da es dabei im allgemeinen viel schwieriger ist, das Öl von außen entgegen der Zentrifugalkraft an innen zu bekommen.

Um eine Minimalmengenschmierung zu realisieren, müssen die Madenschrauben in die Wellenbohrung hineinragen, damit sie sich nicht im Ölstrom befinden. Sonst würde durch den Druck der Zentrifugalkraft zu viel Öl in die Lager fließen. Es reicht aus, wenn sie durch die entstehenden Tröpfchen benetzt werden. Diese Art der Schmierung funktioniert stabil und sichert geringe Reibungswerte im Lager. Weiterhin gelang es die Lager in Zusammenarbeit mit dem Lieferanten (GMN) so auszulegen, dass eine Lebensdauer von 20 Jahre im Dauerbetrieb erreicht werden soll.

Die innere Lagerschale der Kugellager muss mit einer Übermaß von 5 bis 15 µm auf die Welle gepresst werden, damit sie sich bei den hohen Drehzahlen nicht löst. Oft reicht das jedoch auch nicht aus und es entsteht Passungsrost an den Lagersitzen. Daher empfiehlt es sich, den Wuchtring und die Kugellager ganz leicht mit einem Silikonklebstoff versehen auf die Welle aufzupressen. Das Silikon verhindert dann den Lagerrost. Als besonders gut geeignet erwies sich das Silikon-Abdeckmittel für Dehmesstreifen von HBM.

Das untere Lager ist das Loslager. Dabei wirkt sich positiv aus, dass die mit Elastomer beschichtete Lagerhülse im Gehäuse-lagersitz gut gleiten kann. Somit sind nur einige Druckfeder vorzusehen, die die nötige axiale Lagervorspannung erzeugt.

Sofern die Leistungselektronik ein Positionssignal benötigt, kann am unteren Wellenende ein kleiner Magnetring angeschraubt werden. Darunter positionierte Hallsensoren liefern die benötigten Signale.

Die beschriebene Lageranordnung wurde in dieser Weise bei allen Faserverbundschwungrädern der rosseta Technik GmbH realisiert und hat sich ausgezeichnet bewährt.

5.6. Der Ölkreislauf im Vakuum

Die Schmierung der Lager mit Öl hat deutliche Vorteile gegenüber der Fettschmierung. Die erreichbare Drehzahl erhöht sich um den Faktor 1,33. Bei Fettschmierung ist die Lebensdauer der Lager auf etwa drei Jahre im Dauerbetrieb begrenzt. Mit einer Fettnachschmiereinrichtung sind vielleicht sechs Jahre erreichbar. Danach ist ein Lagerwechsel mit neuem Auswuchten des Rotors nötig.

Bei der Ölschmierung reicht ein jährlicher Ölwechsel aus, um eine Lebensdauer der Lager von 20 Jahren zu erreichen. Aus diesem Grund wurden alle Hochleistungsschwungräder der Rosetta-Technik mit einer Ölschmierung ausgerüstet.

Diese bringt noch einen zweiten Vorteil, sie kühlt den Rotor von innen. Das ist im Vakuum eine wichtige Möglichkeit, die Wärme aus dem Rotor herauszubekommen. Der Anteil durch Strahlung ist dagegen sehr gering und eine Luftkühlung kann es nicht geben. Durch die hohe Umfangsgeschwindigkeit der Rotoren würde Luft nur zur weiteren Erwärmung beitragen.

Normalerweise verdampfen Schmieröle im Vakuum. Es gibt jedoch ein spezielles Öl, das zur Schmierung der im Vakuum laufenden Turbopumpen entwickelt wurde (TL011 von Pfeiffer). Dieses Öl ist bis zu Drücken von 10^{-6} mbar stabil.

Große Schwierigkeiten bereitete es, eine geeignete Ölpumpe zu finden. In den meisten Fällen funktionierten die Pumpen bei Normaldruck gut und versagten, sobald Vakuum erzeugt wurde. Es wurde mit der Pumpe RD30 von Iwaki ein Exemplar gefunden, das auch unter Vakuum noch einen akzeptablen Öldruck erzeugen konnte und 1 bis 2 l/min Pumpleistung aufwies.

Um Platz zu sparen wurde das Pumpenrad dieser Pumpe direkt unterhalb des Ölsammelraums angeordnet, wie in Abbildung 24 zu erkennen ist. Trotzdem gab es ab und zu Ausfälle des Ölkreislaufs. Um das näher zu untersuchen, wurde ein Glasring zwischen Ölpumpe und Schwungrad gesetzt. Es zeigte sich, dass das Vakuum im unteren Bereich relativ schlecht war, da nur ein geringer Spalt zwischen Rotor und Stator zur Entlüftung des Pumpenraumes vorhanden war. Durch das schlechte Vakuum bildeten sich Luftblasen, die im Ansaugbereich der Pumpe verbleiben und den Ölfluss stoppen. Zwei Maßnahmen konnten diese Blasen wirksam unterdrücken. Zum ersten wurde ein zusätzlicher Vakuumschlauch zwischen dem Schwungradbereich und dem Ölsumpf verlegt und so das Vakuum im Ölsumpf verbessert. Zum zweiten zeigt sich, dass ein Rohr, das direkt über dem Ansaugbereich angebracht wird, die Blasen entgegen der Ölströmung nach oben steigen lässt. Das Rohr ist ebenfalls in Abbildung 24 eingezeichnet. Durch diese Maßnahmen konnte ein zuverlässiger Ölkreislauf erzeugt werden.

Die weiteren Bestandteile des Ölkreislaufs waren ein Öldrucksensor und ein Ölfilter. Bei der Messung der Durchflussmenge konnte eindeutig eine Zuordnung von Flussmenge und Öldruck hergestellt werden. Da der Öldrucksensor einfacher, billiger und zuverlässiger war, war es sinnvoll, auf den Durchflusssensor zu verzichten. Als Ölfilter wurde ein Dieselfilter eines PKWs benutzt. Ein Wärmetauscher war nicht erforderlich. Durch den Kontakt mit dem kaltem Gehäuse kühlt sich das Öl ausreichend ab.

5.7. Besonderheiten des Motors für den Schwungradeinsatz – der Rotor

Für die Hochleistungsschwungräder wurden zwei polige Synchronmotore mit Oberflächenmagneten benutzt. Die niedrige Polzahl bringt Vorteile hinsichtlich der anwendbaren Wechselrichter.

Die Magnete werden in der Hallbach-Anordnung verbaut. Diese ist in Abbildung 43 dargestellt.

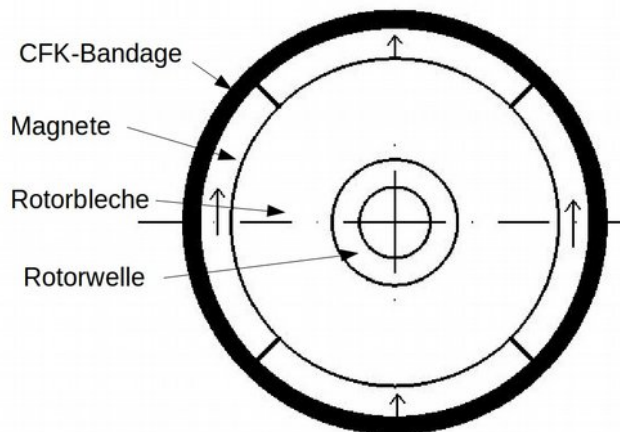


Abb. 43: Schnitt durch den Rotor im Bereich des Elektromotors

Wie zu sehen, wurde unter den Magneten ein Rotorblechpaket angeordnet, um zu verhindern, dass die Wirbelströme aus den Oberwellen der Ansteuerung den Rotor erwärmen. Es ist wichtig, das Rotorblechpaket innen auf Maß zu schleifen und mit einer Überdeckung von ca. 40 µm auf die Welle zu pressen. Das führt zu einer anteiligen Entlastung von den Fliehkräften der Stahlwelle. Das Rotorblechpaket und die Magnete werden auf beiden Stirnseiten durch Endscheiben aus Glasfaser-Kunststoff begrenzt. Die Scheibe zwischen Blechpaket und der dicken Schwungradwelle wird geteilt und erst nach dem Aufpressen des Blechpaketes auf die Welle zwischen Blechpaket und dem Absatz der Stahlwelle eingeklebt. Sofern die Endscheibe schon vorher angebracht wurde, kam es vor, dass die Welle beim Aufpressen des Rotorblechpaketes leicht verbogen wurde.

Die Magnete werden als 1 mm dicke Kreissegmente unmagnetisiert beschafft. Dabei gibt es zwei Typen mit der Magnetisierungsrichtung in Längs- oder in Querrichtung. Diese Scheiben werden entfettet und dann mit einer Hilfe einer Gummiwalze gleichmäßig mit Epoxidharz beschichtet. Das Verfahren entstammt der Linolschnittdrucktechnik. Anschließend werden sie als Paket aufgeschichtet und in einer Form etwas zusammengepresst, so dass überall ein gleichmäßiger Klebespalt entsteht.

Anschließend werden die Magnete mit Kreppband und Zwischenlagen zu Paketen verpackt und zum Aufmagnetisieren geschickt. Dabei erhält man dann vier Sorten von Magnetblöcken, die entsprechend Abbildung 43 mit Epoxidharz auf die Welle geklebt werden müssen. Dazu sind Vorrichtungen nötig, denn in der Hallbachanordnung werden die N- und S-Pakete aus dem Verband herausgedrückt. Das Anpressen der Magnete muss sorgfältig erfolgen. In jedem Fall ist ein Spalt zwischen den Magneten und der Welle zu vermeiden, da dann das Feld sofort ungleichmäßig wird und das Problem der magnetischen Rotorunwucht entsteht.

Beim Anpressen ist noch darauf zu achten, dass die Magnete durch Kunststoffscheiben geschützt sind. Sofern beim Anpressen eine elektrisch leitfähige Verbindung zwischen den beiden Polen entsteht, gibt es Problem mit der Haftung des Epoxidharzes.

Nach dem Kleben und Aushärten wird der Rotor im Bereich der Magnete und Stirnscheiben auf Maß geschliffen. Danach können die Bandagen aus Kohlenstofffasern mit einer Lage Glasfaser unterfüttert von beiden Seiten über einen geschliffenen Kegel auf die Magnete gepresst werden. Die Überdeckung ist dabei mit 480 µm recht hoch. Damit die Bandage beim Aufpressen nicht zerstört wird, wurde sie in vier Teile geteilt, die nacheinander von rechts und links aufgepresst werden. Anschließend erfolgt das Abschleifen der Bandage auf eine Dicke von 4 mm. Ein so gefertigter Rotor erreicht die gewünschte Drehzahl und verträgt Temperaturen bis 100 °C. Für die Auslegung des Anpressdrucks und der gesamten Geometrie wurde das in Abschnitt 5.1 beschriebene Programm benutzt.

5.8. Besonderheiten des Motors für den Schwungradeinsatz – der Stator

Die Bleche für den Stator wurden mit einem Laser ausgeschnitten. Sie hatten Backlack und so konnte das Blechpaket nach dem Stapeln mit starken Federn zusammengedrückt und im Ofen bei 200 °C gebacken werden. Die Nutisolation wurde aus zwei Streifen Isolationspapier gefaltet und eingelegt. Die Wicklung erfolgte mit Cu-Litzen, die doppelt mit Captonfolie ummantelt waren. Ein guter Lieferant war die französische Firma Sofilec, das Produkt hieß HF-Litz Cable SH1 insuliert 2 APICAL 100 AV.

Nach der Wicklung erfolgte die erste Kurzschlussprüfung bei 3000 V.

Dann wurde der Stator verschaltet, was bei der Litze einfach war, da in einem Lötbad der Isolationslack sich ablöst und die Litze in Kabelschuhe verlötet werden kann.

Nach dem Einpressen in das Gehäuse und den Anschlüssen an die Stromdurchführungen erfolgte die zweite Kurzschlussprüfung immer noch an Luft. Die Stromdurchführungen bestanden aus einem Messingbolzen, der mit einem Dichtring in eine PA-Hülse eingeschraubt wurde. Die PA-Hülse wurde mit einem zweiten Dichtring in das Gehäuse eingeschraubt.

Als letzter Schritt erfolgte der Verguss des Stators im Gehäuse.

Der Stator des Schwungrad ist vollständig im Vakuum und daher gibt es sehr hohe Anforderungen an die Isolation. Im Vakuum liegen einige Luftmoleküle immer ionisiert vor, so dass sie auf Grund der freien Weglänge durch die hohen elektrischen Felder beschleunigt werden und normale Isolation durchschlagen können.

Deshalb war es nötig, den Stator einschließlich der elektrischen Anschlüsse komplett mit Isoliermasse zu vergießen. Der Verguss darf auch keine inneren Hohlräume haben. Die Entwicklung der Vergusstechnik und die Suche nach einer geeigneten Vergussmasse war relativ aufwendig. Die Vergussmasse muss Temperaturwechsel gut vertragen und auch größere Bereiche ohne Risse verschließen können. Als geeignet erwies sich dann das Epoxidharz-Polyurethan-Gemisch PU403 mit dem Härter 300 von der Firma WEVO.

Eine spezielle Vergussvorrichtung sorgte dafür, dass das Vakuumentgasen der Vergussmasse einfach erfolgen konnte und das Vermischen mit dem Härter anschließend ohne Belüftung möglich ist. Der Prozess ist sehr zeitkritisch, da bereits nach 12 min die Viskosität ansteigt und die kleinen Hohlräume nicht mehr gefüllt werden. Der Stator selbst wurde von dem Verguss auf 60 °C gebracht und sorgfältig bei gutem Vakuum ausgepumpt. Die Vergussmasse war mit 30 °C vorgewärmt. Der Verguss selbst erfolgte dann bei nur 50 mbar. In Abbildung 44 ist die entwickelte Vergusseinrichtung mit dem Stator zu sehen.

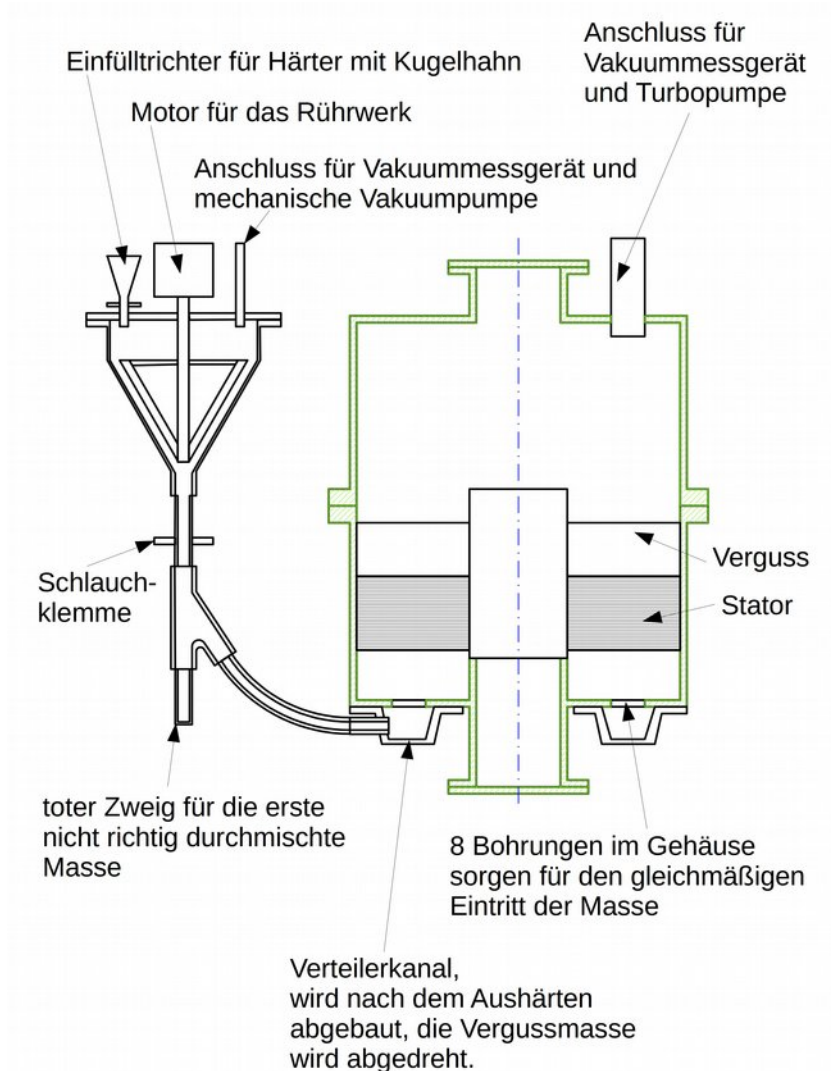


Abb. 44: Vergusseinrichtung für Schwungradstator

5.9. Luftreibung und Vakuumsystem

Es wird immer wieder diskutiert, ob es nicht möglich ist, das Gehäuse so dicht zu bekommen, dass auf eine Vakuumpumpe verzichtet werden kann. Leider geht das nicht, denn der Faserverbund gibt über lange Zeit im noch kleinste Mengen von Gasresten ab, so dass ein gutes Vakuumsystem notwendig ist.

Die Rotoren laufen mit einer Umfangsgeschwindigkeit von über 900 m/s. Es wurde versucht, ob das Vakuum einer zweistufigen Drehschieberpumpe mit 10^{-2} mbar dafür nicht ausreichend sei. Es zeigte sich mehrfach, dass das bei Dauerläufen zu einer zu starken Erwärmung des Rotors und damit zum Ausfall führt. Daher war es nötig, eine kleine Turbopumpe einzusetzen, die das Vakuum auf 10^{-4} mbar bringt. Die Messung des Vakuums erfolgte noch mit einem Pirani-Sensor, der dann das untere Ende seiner Messmöglichkeiten erreichte.

Inzwischen gibt es Turbopumpen, die mit einem Vorvakuum bis 10 mbar auskommen. Damit ist es

möglich, für die Vorpumpe eine einfache Membranpumpe zumindest bei einem gut eingefahrenen System im Dauerbetrieb einzusetzen. Für das Auspumpen nach der Belüftung ist die Membranpumpe zu schwach bzw. dauert es zu lange. Eine gute Membranpumpe gibt es bei Ilmvac mit der Bezeichnung MP 030 Z. Diese Pumpe wird mit 24 V betrieben und vertrug auch Spuren vom Vakuümöl TL011, was für eine ähnliche Pumpe von Pfeiffer nicht zuträfe.

6. Zusammenfassung

Die Schwungradspeicher haben von vorn herein einige Vorteile:

- Es gibt keine Begrenzung hinsichtlich der Lebensdauer insbesondere bei schnellen Lade- und Entladevorgängen mit der vollen Energie (Tiefentladungen).
- Energieinhalt und Leistung sind getrennt in weiten Grenzen genau an die Kundenbedürfnisse einstellbar.
- Schwungradspeicher aus Faserverbundmaterial können berstsicher aufgebaut werden, sie enthalten keine giftigen Stoffe und können einfach recycelt werden.

Als sehr nachteilig erwies sich die hohe Kompliziertheit solcher Systeme. Um das zu beherrschen, war ein großer Entwicklungsaufwand notwendig.

Ein zweiter unangenehmer Nachteil war, dass es kein existenzielles Marktsegment gab, in dem der Schwungradspeicher unverzichtbar gewesen wäre. Es blieb immer bei schönen Einzelanwendungen. Es gab noch keine Anwendung, die eine große Serienfertigung benötigt hätte.

Man kann hoffen, dass bei weiteren Fortschritten der Energiewende ein stärkerer Bedarf an Kurzzeitspeichern zu Netzstabilisierung entsteht. Das könnte dann mit dem Glockenschwungrad elegant gelöst werden, wie hier ausgeführt wurde.

Nicht verheimlicht werden soll, dass die Schwungradspeicher etwas vom Mythos der Kreisel haben. Bekanntlich verhält sich der Kreisel entgegen dem normalen Menschenverstand. Er fällt nicht um, die Gesetze der Schwerkraft scheinen für ihn nicht zu gelten. Und jeder der schon einmal das Rad von einem Fahrrad mit schneller Drehung in den Händen gehalten hat, spürte die Kreiselkräfte ganz direkt.

Hoch entwickelten Schwungradsystemen kommt noch eine weitere Bedeutung zu. Wer sich mit der Literatur über UFOs und Raumenergien ernsthaft beschäftigt hat, kann lesen, dass die Motoren der UFOs aus sich schnell drehenden Magneten in doppelter Rotation bestehen. Allerdings sind solche zukunftsweisenden Entwicklungen zur Zeit in der jetzigen Entwicklungsetappe der Menschheit versperrt. Die Erfinder und Techniker, die sich damit beschäftigten, hatten zum Anfang Erfolg. Aber nachdem diese Sachen so weit waren, dass richtige Produkte daraus entstehen könnten, war es, als würden sie gegen eine unsichtbare Wand stoßen.