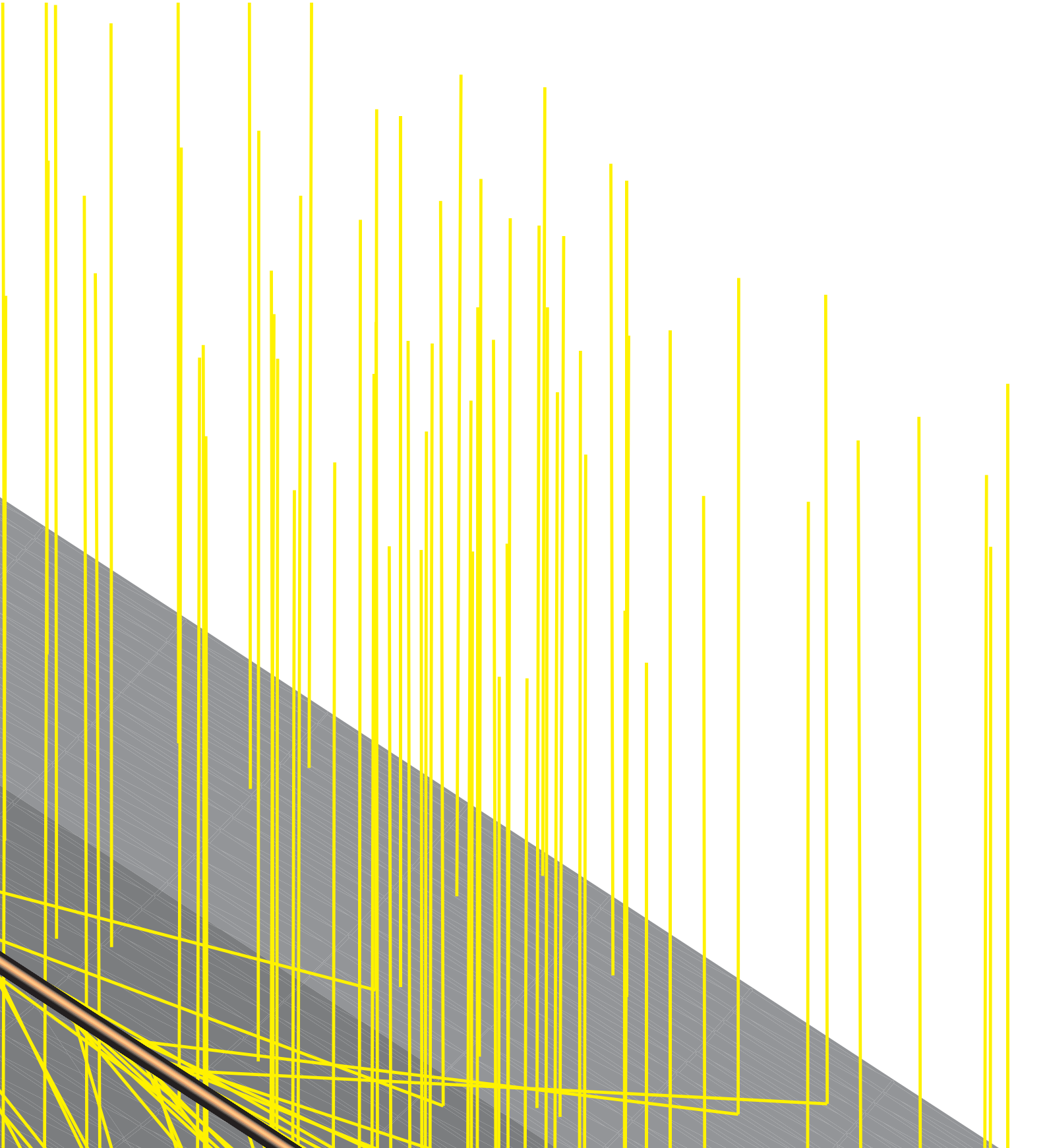


# PRIX D'EXCELLENCE 2013





**R<sub>1</sub>**

Chères lectrices, chers lecteurs,

Les thèmes de l'énergie, de la production de l'énergie et d'un approvisionnement fiable en énergie jouent un rôle de plus en plus prépondérant dans notre société. La Fondation Enovos, créée en 2010, tient compte de cette évolution et apporte une contribution importante et active tout en respectant des aspects économiques, écologiques et sociaux. Elle reflète le leitmotiv d'Enovos d'agir de façon responsable envers les générations présentes et futures, et ceci bien au-delà de son métier de base de fournisseur d'énergie.

En tant que lecteurs avertis de ce 10e Hors-série de la Revue Technique, je n'ai nullement besoin de vous expliquer le facteur déterminant de l'expertise de l'ingénieur pour la croissance de nos entreprises et industries. Prenons l'exemple du secteur de l'énergie. Porté par la transition énergétique, ce secteur va nécessiter davantage d'ingénieurs dans les années à venir. Les maisons intelligentes de demain, la production décentralisée, l'amélioration énergétique des bâtiments ou encore l'éco mobilité ne sont que quelques défis auxquels la branche se voit confrontée. Parallèlement, l'Union Européenne doit déjà faire face à une pénurie d'ingénieurs de nos jours. A titre indicatif, l'Allemagne a besoin de près de 50 000 nouveaux ingénieurs par année jusqu'en 2027. Malheureusement, de moins en moins de jeunes se décident pour cette voie. Certes, le chemin n'est pas toujours facile, mais il offre de nombreuses opportunités dans

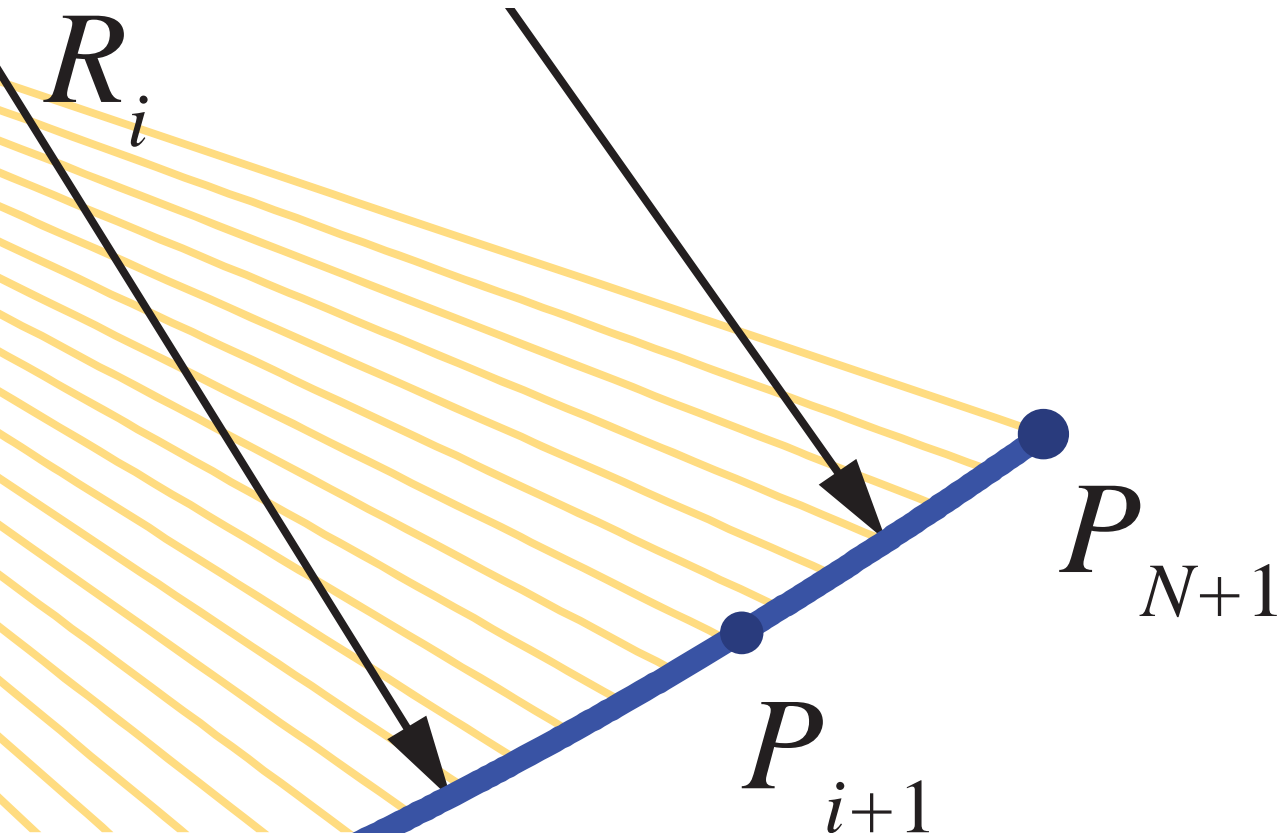
ce monde globalisé. C'est pour cette raison que j'encourage toute initiative qui donne de la visibilité aux métiers d'ingénieur.

Dans ma double fonction de président de la Fondation Enovos et de l'ALIAI, j'ai donc été plus que content de contribuer à la naissance du «Prix d'excellence» de la Fondation Enovos. Cette initiative, qui a pour but de valoriser les études et carrières professionnelles de l'ingénieur, s'inscrit dans la lignée de l'engagement de la Fondation Enovos en faveur du progrès des sciences et des nouvelles technologies permettant d'améliorer la qualité de vie de manière durable.

Ensemble avec ses partenaires l'ALI (Association Luxembourgeoise des Ingénieurs a.s.b.l.) et l'ANEIL (Association Nationale des Etudiants Ingénieurs Luxembourgeois a.s.b.l.), la Fondation Enovos récompense ainsi chaque année les meilleurs travaux de Master de jeunes ingénieurs avec un prix doté de 2.500€ par lauréat. Cette année, la cérémonie de remise des prix a eu lieu le 15 novembre au Forum da Vinci. Lors de l'édition 2013, sept travaux de fin d'études ont été primés pour leur excellence.

Cette année, nous comptons sept lauréats. Dans cette édition spéciale qui leur est entièrement dédiée, vous pourrez juger par vous-même de l'excellence et de l'intérêt de ces travaux. Bonne lecture à tous!

Marc Solvi  
Président de la Fondation Enovos



## PREFACE\_

La deuxième édition du «Prix d'excellence» émis par la Fondation Enovos, sous l'égide de la Fondation de Luxembourg et en collaboration avec l'Association Luxembourgeoise des Ingénieurs (ALI) ainsi que l'Association Nationale des Etudiants Ingénieurs Luxembourgeois (ANEIL) fut à nouveau un grand succès.

Une des raisons principales de ce prix est de mettre en évidence le «métier d'ingénieur» au début du 21ème siècle.

L'industrie, créatrice de nombreux et de divers genres d'emplois a besoin d'ingénieurs pour encadrer et assurer la production ainsi que la gestion de l'entreprise.

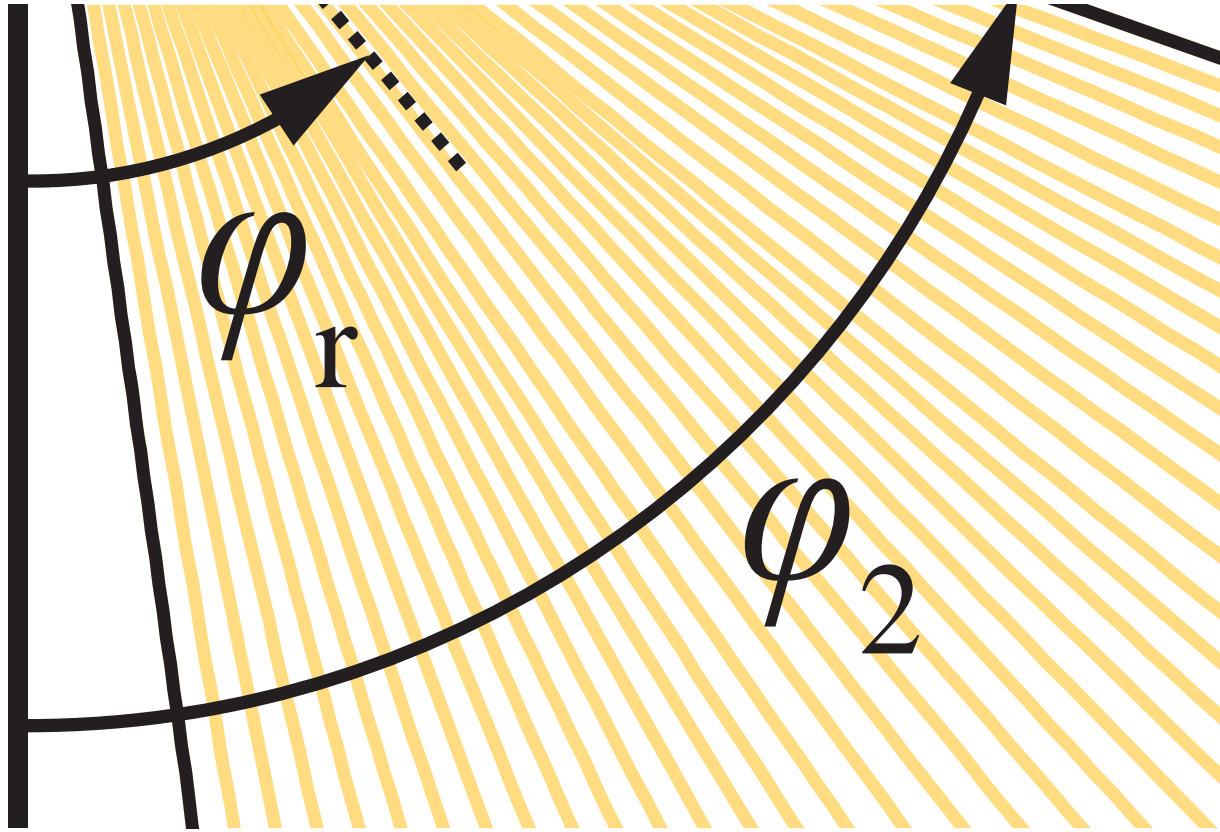
Les jeunes faisant le choix de leurs études futures connaissent peu les possibilités que le métier de l'ingénieur offre et ne prennent souvent pas en compte cette formation. Le «Prix d'excellence», qui a pour but de valoriser les études et carrières professionnelles de l'ingénieur, donne la possibilité de présenter les aspects très variés de la formation et des tâches dans le monde du travail de l'ingénieur.

Les travaux de fin d'études présentés lors de cette session représentent une partie de la panoplie des domaines d'activités de l'ingénieur. La diversité est très grande. Ceci va de la simulation entièrement réalisée sur ordinateur jusqu'au candidat dont le travail de fin d'études se passe au laboratoire, de l'ingénieur classique comme l'ingénieur en mécanique ou en génie civil jusqu'au travail qui est associé à la biologie et les sciences de l'environnement.

Nombreux sont les thèmes présentés lors de la deuxième édition du «Prix d'excellence» qui ont des relations directes ou indirectes avec les problématiques environnementales de notre monde moderne. Ces travaux décrivent des procédés soit pour réduire ou éviter les effets nocifs des interventions humaines, soit pour optimiser les performances énergétiques de procédés techniques.

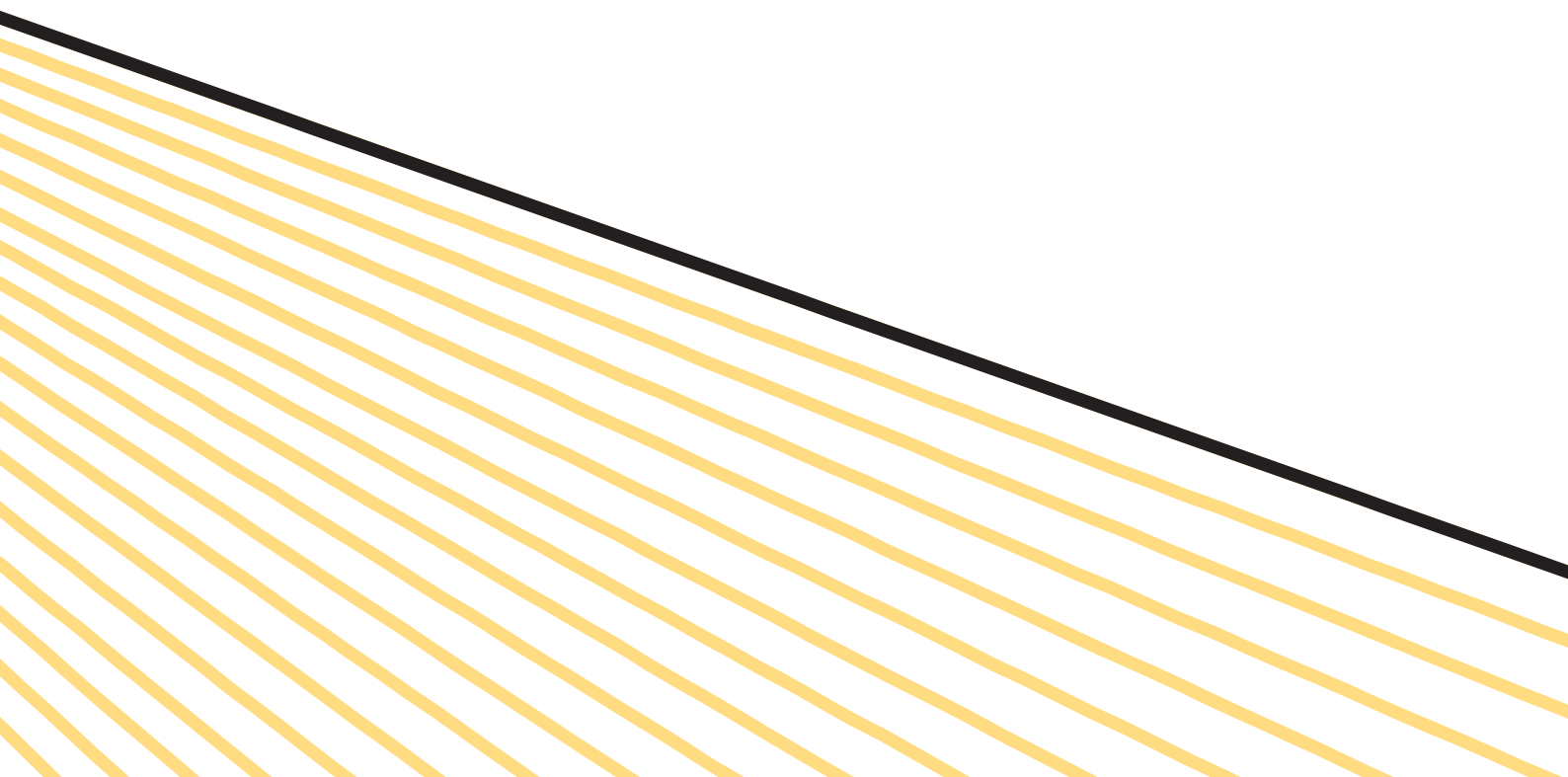
Je voudrais remercier mes collègues Mrs. Thierry Flies, Laurent Heinen, Philippe Osch, tous membres du conseil d'administration de l'ALI ainsi que Mr. Marc Schiltz du Fonds National de la Recherche pour leur engagement au sein du jury.

Michel Pundel  
Président du jury



# \_INDEX

- 2\_ PRÉFACES  
 Marc Solvi Président de la Fondation Enovos  
 Michel Pundel Président du jury
- 6\_ ERWEITERUNG DES AKUSTISCHEN NETZWERKMODELLS UM BRENNSTOFFMASSENSTROMFLUKTUATIONEN\_  
 Heng Thillen
- 9\_ ENTWICKLUNG EINES SIMULATIONSMODELLS FÜR AXIALKOLBENPUMPEN\_  
 Jan Pierre Lux
- 13\_ OPTIMIZATION OF SINGLE-STAGE PNEUMATIC TROUGH CONCENTRATORS FOR MAXIMUM GEOMETRIC CONCENTRATION\_  
 Max Schmitz
- 14\_ ADAPTION UND INBETRIEBNAHME EINER HOCHDRUCK-DIREKTEINSPRITZUNG AN EINEM ZWEITAKT-KLEINMOTOR\_  
 Johnny Blom
- 16\_ THE CONTINUOUS STRENGTH METHOD FOR STRUCTURAL STEEL DESIGN IN FIRE\_  
 Thomas Prospert
- 17\_ MICRO COGÉNÉRATION À PARTIR DE BIOGAZ: MODÉLISATION ET RENTABILITÉ POUR UNE PME AGRO-ALIMENTAIRE\_  
 Patrick Kobou Ngani
- 20\_ ÖKONOMISCHE OPTIMIERUNG VON GESTALTUNG UND FAHRWEISE EINER SOFC MIT STUNDENWEISE STROMPREISEN\_  
 Marc Lindner
- 23\_ ETUDE DE FAISABILITÉ D'UN CANAL NAVIGABLE ENTRE LE LAC DE NEUCHÂTEL ET LE LÉMAN\_  
 Fränz Zeimetz
- 24\_ MICROCYCLE PROCESS OPTIMISATION FOR NITROGEN REMOVAL\_  
 Patrick Thill
- 25\_ AUSLEGUNG DER SCHRAUBENBEFESTIGUNG EINER STICHOCHMASCHINE AM FUNDAMENT\_  
 Patrick Bemtgen
- 25\_ COMBINED USE OF ANTAGONISTIC MICROORGANISMS AGAINST FUSARIUM HEAD BLIGHT ON WHEAT\_  
 Jacques Engel
- 26\_ TSUNAMI MITIGATION BY COASTAL MANGROVES\_  
 Anne-Marie Grunig
- 28\_ VISUAL MODELLING OF AND ON TANGIBLE USER INTERFACES\_  
 Eric Tobias
- 28\_ ENERGETISCHE UND ÖKOBILANZIELLE UNTERSUCHUNG DER ABWASSER- UND KLÄRSCHLAMMBEHANDLUNG  
 DES ABWASSERVERBANDES SIDEST UND ABLEITUNG VON OPTIMIERUNGSMASSNAHMEN\_  
 Christophe Majerus & Tom Weirig
- 29\_ WIEDERNUTZBARMACHUNG EINER BAURUINE IN LUXEMBURG\_  
 Myriam Olinger



\_une initiative de



FONDATION  
ENOVOS

sous l'égide  
de la Fondation de  
Luxembourg



FONDATION  
DE LUXEMBOURG



Das wachsende Umweltbewusstsein der Menschen und stetig steigende Energiepreise (Abbildung 1.1), zwingen die Politik etwas gegen Luft- und Umweltverschmutzung und den sorglosen Umgang mit natürlichen Ressourcen zu unternehmen. Diese reagiert mit immer strengeren Energieeffizienz- und Schadstoffemissionsregelungen auf diese Forderungen. Doch noch wird ein Großteil des Stroms auf der Welt durch Kohle- und Gaskraftwerke gewonnen (Abbildung 1.2). Da CO<sub>2</sub> als Produkt jeder Verbrennung von Kohlenwasserstoffen unvermeidlich ist, können die CO<sub>2</sub>-Emissionen von Gas- und Kohlekraftwerken pro gewonnener kW/h nur durch Effizienzsteigerungen erreicht werden. In diesem Bereich wurden durch technische Weiterentwicklungen und mit der Entwicklung von Gas- und Dampfkraftwerken (GuD) in den letzten Jahrzehnten beachtliche Erfolge erzielt.

MENTION EXCELLENT

## ERWEITERUNG DES AKUSTISCHEN NETZWERKMODELLS UM BRENNSTOFFMASSENSTROMFLUKTUATIONEN

Heng Thillen

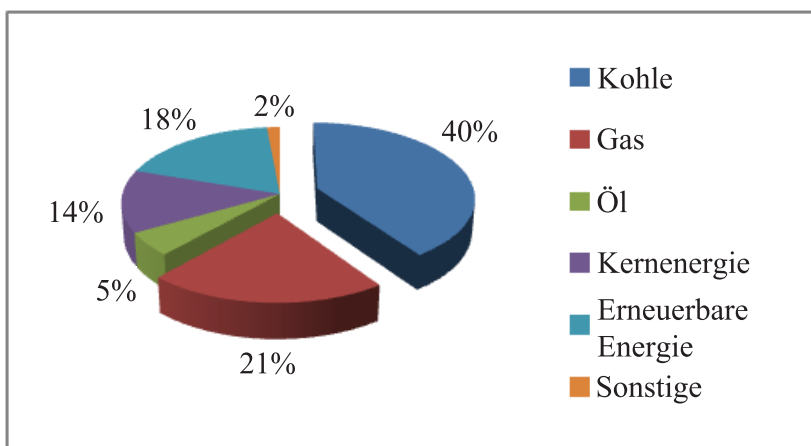
Neben CO<sub>2</sub> zählen Stickoxide, die sogenannten NO<sub>x</sub>, zu den Hauptschadstoffen, die bei der Verbrennung fossiler Energieträger entstehen. Hervorzuheben sind Lachgas (N<sub>2</sub>O), das als Treibhausgas über einen Zeitraum von 100 Jahren 298-mal wirksamer ist als CO<sub>2</sub> (Solomon et al., 2007) und Stickstoffdioxid (NO<sub>2</sub>), das mit Wasser zusammen Salpetersäure (HNO<sub>3</sub>) bildet und unter anderem für sauren Regen verantwortlich ist. Unter Einfluss von UV-Strahlung führen Stickoxide zur bodennahen Ozon- (O<sub>3</sub>) und Smogbildung. Der Gesetzgeber hat die Schädlichkeit von Stickoxiden in dem letzten Jahrzehnt erkannt. Die EU-Richtlinie 2001/80/EG schreibt nennenswerte Verminderungen von Schadstoffemissionen in die Luft bei bestehenden und neuen Großfeuerungsanlagen, zu denen auch Gasturbinen gehören, vor. Seit 2010 gelten EU-weit strengere Grenzwerte für die nationalen Emissionshöchst-mengen für bestimmte Luftschadstoffe (2001/81/EG-Richtlinie). Die seit 2008 eingeführten innerstädtischen Umweltzonen sollen ebenfalls der Reduzierung von Stickoxiden dienen (BMU, 2012).

1.200°C (Joos, 2006). Dadurch ergibt sich ein Dilemma. Um die thermische NO<sub>x</sub>-Bildung zu verringern, muss die Verbrennungstemperatur gesenkt werden, was im Widerspruch zur gewünschten Effizienzsteigerung steht.

Heute werden stationäre Gasturbinen deshalb immer öfter mit einer mageren Brennstoff/Luft Vormischung betrieben, um die NO<sub>x</sub>-Bildung zu verringern. Leider sind magere Vormischflammen sehr empfindlich gegenüber thermoakustischen Schwingungen, die durch den Verbrennungsprozess verursacht werden und durch einen Rückkopplungsmechanismus zwischen instationärer Wärmefreisetzung und Druckschwankungen erhalten werden (Meier et al., 2007). Diese Verbrennungsinstabilitäten waren bei Raketentriebwerken und Staustrahltriebwerken bereits in den 1940er und 1950er Jahren beobachtet worden (Culick, 2006). 1955 schrieben Putnam und Dennis schon: "Verbrennungssysteme generieren oft akustische Schwingungen. Diese Schwingungen sind oft nicht nur störend sondern können sich so verstärken, dass sie ganze bauliche Einheiten beschädigen oder gar zerstören."

Damals gab es keine Möglichkeit die Entstehung, Unterhaltung und Verstärkung thermoakustischer Schwingungen während des Planungsprozesses von Triebwerken vorherzusagen. Sie konnten frühestens in der Testphase bei Prototypen festgestellt werden und mussten anschließend aufwendig durch konstruktive Änderungen vermieden werden. Das wohl teuerste Programm zur Verhinderung von Verbrennungsinstabilitäten gab es bei der Entwicklung des F-1- Triebwerks der Saturn-V-Raketen des Apolloprogramms (Culick, 2006). In den letzten Jahren werden thermoakustische Schwingungen immer problematischer, da sie auch in den mager betriebenen Brennkammern der stationären Gasturbinen auftreten. Deswegen wurden Methoden entwickelt, um schon im Planungsprozess die Entstehung von Verbrennungsinstabilitäten vorherzusagen und so die Entwicklungszeiten und -kosten deutlich zu verringern.

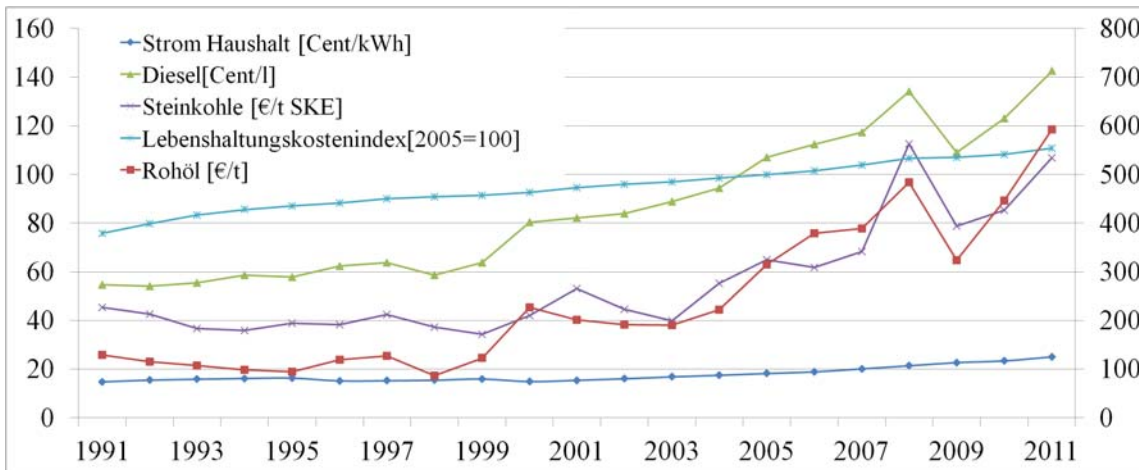
Eine dieser Methoden ist die Netzwerkmodellierung. Dabei wird ein gesamtes akustisches System wie eine Gasturbine in seine Teilsysteme unterteilt. Durch Transfermatrizen



1.2\_ Einsatz von Energieträgern zur weltweiten Stromerzeugung in 2009 (International Energy Agency, 2012).

Stickoxide bilden sich bei der Verbrennung zum einen, weil in den Brennstoffen Stickstoff enthalten ist, das bei der Verbrennung oxidiert. Zum anderen reagiert der Luftstickstoff mit dem Luftsauerstoff bei Temperaturen ab ca.





1.1\_ Steigende Energiepreise in Deutschland (BMW, 2012)

wird das akustische Verhalten der Teilsysteme mathematisch beschrieben. Wie in einem elektrischen Netzwerk werden die einzelnen Elemente dann miteinander gekoppelt und das gesamte System kann analytisch berechnet werden. Bis jetzt wurden die Teilsysteme nur als Zweitore mit jeweils zwei Eingangssignalen und zwei Ausgangssignalen eingesetzt. Dadurch ist es nicht möglich neben dem Schalldruck und der Schallschnelle auch noch den Brennstoffmassenstrom in die Berechnungen einzubeziehen. In dieser Arbeit wird nun eine Erweiterung des Netzwerkmodells gezeigt, die dies ermöglicht.

### Zusammenfassung und Ausblick

Das Ziel der Arbeit ist die Integrierung des instationären Brennstoffmassenstroms an der Flamme in das akustische Netzwerkmodell zur Vorhersage von akustisch angeregten Verbrennungsinstabilitäten. Deswegen muss zunächst verstanden werden, wie das Netzwerkmodell ohne Massenstromabhängigkeit aussieht und funktioniert.

Ausgangspunkt dabei ist die lineare Akustik und die Beschreibung von ebenen Wellen. Dazu werden die Grundlagen der Akustik erläutert und die akustischen Schallfeldgrößen eingeführt. Zusammen mit den strömungsmechanischen Grundgleichungen werden daraus die eindimensionalen Wellengleichungen in ruhenden und strömenden Medien hergeleitet.

Sie bilden die Basis für die aus der Elektrotechnik entlehnten Netzwerkmodellierung mit akustischen Zweitoren. Diese lassen sich mathematisch durch frequenzabhängige  $2 \times 2$  Transfermatrizen darstellen. Als Elemente des Zustandsvektors können sowohl die Schallfeldgrößen als auch die Lösungen der harmonischen, eindimensionalen Wellengleichungen, die sogenannten Riemann Invarianten dienen. Die Wahl und Kombination der Ein- und Ausgangsgrößen bestimmt die Darstellungsform des Zweitores. Es wird gezeigt, dass alle Darstellungsformen physikalisch äquivalent sind und sich ineinander umrechnen lassen. Bei einfachen Geometrien lassen sich die Transfermatrizen, durch einfache physikalische und mathematische Überlegungen herleiten. Anhand eines geraden Rohrabschnittes wird das gezeigt.

Um durch Schallwellen angeregte Verbrennungsinstabilitäten in Brennräumen zu erklären ist die Thermoakustik von Nöten. Sie kombiniert die Theorie der Akustik mit der Thermodynamik. Akustische Schwingungen und Verbrennungspulsationen beeinflussen sich gegenseitig über ein Rückkopplungsmechanismus. Damit Verbrennungsinstabilitäten entstehen, muss das Rayleigh-Kriterium erfüllt sein. Die thermoakustischen Effekte einer Flamme werden mit der Flammentransfermatrix (FTM) in die Netzwerktheorie implementiert. Dazu wird die Rankine-Hugoniot Beziehung, die den Zusammenhang des akustischen Zustands vor der Flamme und hinter der Flamme beschreibt, hergeleitet.

Die FTM beinhaltet eine frequenzabhängige Funktion, die Flammentransferfunktion (FTF). Sie beschreibt die Empfindlichkeit der Wärmefreisetzung einer Flamme auf Störungen in der Zuströmung. Die FTF kann entweder experimentell oder theoretisch bestimmt werden. In dieser Arbeit wird sich ausschließlich mit der theoretischen Bestimmung beschäftigt. Die instationäre Wärmefreisetzung ist proportional zur fluktuierenden Flammenfläche. Deswegen wird ein kinematisches Modell der Flammenfront von zwei Flammentypen entwickelt, um die bei Strömungsschwankungen auftretenden Flächenänderungen zu beschreiben. Mit Hilfe eines skalaren Feldes  $G$  wird die aktuelle Lage der Flamme beschrieben. Aus der sogenannten  $G$ -Gleichung wird die Auslenkung der Flamme bei Strömungsschwankungen berechnet. Die Berechnung der Flammenoberflächenänderung beinhaltet das Integral der Auslenkung über den Flammenradius.

Durch das Lösen dieses Integrals wird die Flammentransferfunktion hergeleitet. Je nach Flammentyp und Anströmungsmodell werden vier FTF'en bestimmt.

Es stellt sich heraus, dass wenn eine Flamme einheitlich gestört wird, d.h. eine Strömungsschwankung die Flammenfront überall zur gleichen Zeit erreicht, das Übertragungsverhalten der Flamme nur von einer eingeführten dimensionslosen Frequenz abhängt. Erreicht die Störung die Flammenfront aber zum Teil zeitverzögert, wird also entlang der Flammenfront konvektiert, ist die FTF zusätzlich vom Neigungswinkel der Flamme abhängig. Diese Ab-

hängigkeit wird analysiert und erklärt, warum es Betriebspunkte gibt, an denen die FTF zu null wird.

Durch verschiedene Überlegungen und Erweiterungen des Flammenmodells wird die FTF einer Drallflamme hergeleitet und analysiert. Des Weiteren werden Effekte benannt, die nicht von dem vorgestellten linearen Flammenmodell und den FTF'en beschrieben werden können. So gibt es nicht nur für Strömungsschwankungen FTF'en, sondern auch für Äquivalenzverhältnisstörungen. Nichtlineare Effekte und nicht achsensymmetrische Anregungen werden von dem Modell nicht berücksichtigt.

Nicht nur die FTF ist für das Übertragungsverhalten der Flamme interessant, sondern auch die gesamte FTM. Dazu werden die Elemente in der FTM auf ihre einzelnen Komponenten reduziert und es wird analysiert, wie diese die Zustandsgrößen über die Flamme verändern. Die Berechnungen zeigen, dass neben der FTF auch das Verhältnis der Temperaturen vor und hinter der Flamme für das Übertragungsverhalten von Bedeutung ist.

Um die Brennstoffmassenstromfluktuationen in die FTM zu integrieren, muss diese zunächst auf eine  $2 \times 3$  Matrix erweitert werden, was eine zusätzliche  $3 \times 2$  Matrix nötig macht, um sie in das Netzwerkmodell einfügen zu können. Zunächst ohne den Brennstoffmassenstrom zu beachten wird gezeigt, wie diese beiden Matrizen transformiert werden müssen, um die Ergebnisse der  $2 \times 2$  FTM zu bestätigen. Anschließend werden die beiden neuen Transfermatrizen so umgebaut, dass die Brennstoffmassenstromschwankungen implementiert werden können. Dabei wird die Definition von neuen Größen erforderlich. Neben einer vom Brennstoffmassenstrom abhängigen FTF, wird auch eine Brennstoffmassenstromtransferfunktion definiert. Zusätzlich tritt das Verhältnis vom mittleren Brennstoffmassenstrom zur mittleren Strömungsgeschwindigkeit auf. Es stellt sich heraus, dass dieses Verhältnis die Geometrie der Flamme beschreibt.

Zukünftig muss sich sowohl mit diesen neuen Faktoren, als auch mit der Konvektionsmatrix beschäftigt werden. So muss die Brennstoffmassenstromtransferfunktion durch Simulationen oder Versuche bestimmt werden, genauso die vom Brennstoffmassenstrom abhängige FTF. In

der in dieser Arbeit noch sehr einfach gehaltenen Konvektionsmatrix müssen noch Zeitverzögerungen implementiert werden. Eine Möglichkeit wie das gehen könnte, wird allerdings in Kapitel 4.2.1 gezeigt. Erst danach wird es möglich sein zu zeigen, ob die hier vorgestellten neuen Transferfunktionen und -matrizen von praktischem Nutzen sind und die Implementierung des

Brennstoffmassenstroms in das akustische Netzwerk erfolgreich war.

Das hier vorgestellte Modell geht von kleinen, axialen und achsensymmetrischen Strömungsschwankungen aus. Zukünftige Arbeiten sollten sich damit beschäftigen das Modell zu erweitern, um damit auch nichtlineare Effekte und helikale Störungsstrukturen zu behandeln. Im Kapitel 3.7 wird bereits erwähnt, dass jüngste Forschungsberichte in diese Richtung zeigen. Auf lange Sicht sollte es das Ziel sein, auf Grundlage der theoretisch relativ gut beschriebenen laminaren Gasvormischflammen, das Modell so weiter zu entwickeln, dass partiell vorgemischte Flammen und Diffusionsflammen ebenfalls damit beschrieben werden können. Die hier eingeführte Konvektionsmatrix kann als Basis dienen, um Zerstäubungs- und Verdampfungsprozesse zwischen dem Drallerzeuger und der Flammenfront in das akustische Netzwerkmodell zu integrieren.



MENTION TRES BIEN

# ENTWICKLUNG EINES SIMULATIONSMODELLS FÜR AXIALKOLBENPUMPEN

Jan Pierre Lux

## Motivation

Bei der Auslegung von hydraulischen Systemen werden immer häufiger Simulationsprogramme zur Vorhersage des Betriebsverhaltens des Gesamtsystems genutzt. Mit diesen Simulationen sollen z.B. die Leistungsaufnahme und -abgabe, die Wärmebilanz und weitere wichtige Kenngrößen untersucht werden. Diese Arbeit entwickelt ein Verlustmodell einer Axialkolbenmaschine in Schrägscheibenbauweise.

Bisherige Modelle können in zwei Arten unterteilt werden. Auf der einen Seite gibt es die rein mathematischen Modelle (Polymod [Iva01], Two-Line [Huh96] oder Neuronale Netze [Bau01]). Hierbei wird versucht, aus Wirkungsgradmessungen mathematische Zusammenhänge abzuleiten. Diese Art der Verlustbeschreibung hat den Nachteil, dass entweder ein hoher Aufwand zur Messwertgenerierung betrieben werden muss oder die Verlustmodelle mit abnehmender Datenverfügbarkeit an Genauigkeit verlieren.

Außerdem wird bei solchen Modellen nur das Gesamtverlustverhalten eines Triebwerks berücksichtigt. Physikalische Modelle beschreiben dagegen die einzelnen Verluststellen eines Systems und basierend darauf können später Erkenntnisse zur Verbesserung einzelner Verluststellen gewonnen werden. Das hier entwickelte Modell beruht auf einer physikalischen Modellierung in Anlehnung an das Bavendiek-Modell. Bavendiek leitete ein solches Modell für eine Schrägachseinheit her [Bav87]. Dabei war es aber nicht möglich, alle Verluststellen analytisch zu beschreiben. Insbesondere die Spaltweiten in tribologischen Kontakten sind schwer zu bestimmen. Bavendiek führte daher Anpassungsfaktoren ein, die mittels Messungen erfasst werden. Zur Verringerung dieser Faktoren, benutzt das hier entwickelte Modell Kennfelder aus numerischen Simulationen zur Beschreibung der tribologischen Kontakte.

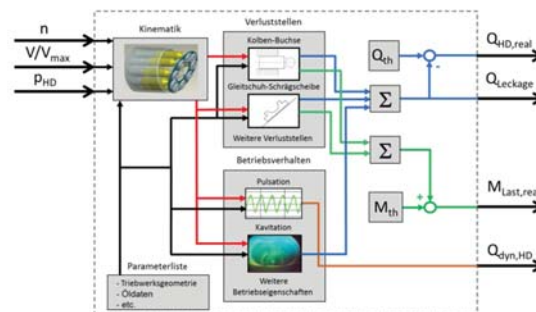
Neben dem Verlustverhalten sollen auch weitere Betriebseigenschaften wie z.B. Pulsation modelliert werden. Eine weitere Voraussetzung für das hier entwickelte Modell ist die Integrierbarkeit in eine Systemsimulation. Zeitintensive mehrdimensionale Simulationen sind hierfür nicht anwendbar und daher wurde ein 1-dimensionales Modell in Matlab-Simulink modelliert.

Für den Modellaufbau ist entscheidend, dass spätere Erweiterungen und Anpassungen einfach realisierbar sind.

## Modellaufbau

Das Pumpenmodell soll später in ein Gesamtsystem integriert werden. Dafür müssen die Schnittstellen zunächst definiert werden. Bild 1 zeigt den prinzipiellen Modellaufbau. Als Eingangsgrößen sind die Drehzahl  $n$ , der Lastdruck  $p_{HD}$  sowie das eingestellte Fördervolumen  $V/V_{max}$  festgelegt. Als Ausgangsgrößen sind der reale Volumenstrom  $Q_{real}$ , der Leakagestrom  $Q_{Leckage}$  und das reale Lastmoment  $M_{real}$  Voraussetzung, um das Wirkungsgradverhalten beschreiben zu können.

Weitere Betriebseigenschaften wie z.B. das dynamische Verhalten des Volumenstroms können beim Modell ergänzt werden. Im Inneren des Modells sind verschiedene „Boxen“ angeordnet. Die Kinematik der Einheit wird zentral an einer Stelle berechnet und anschließend den einzelnen Verluststellen bzw. den Stellen zur Berechnung des Betriebsverhaltens bereitgestellt. Die spezifischen Parameter für die einzelnen Berechnungsstellen werden in der Parameterliste hinterlegt. Anschließend werden die Verluste addiert und mit den theoretischen Größen verrechnet.

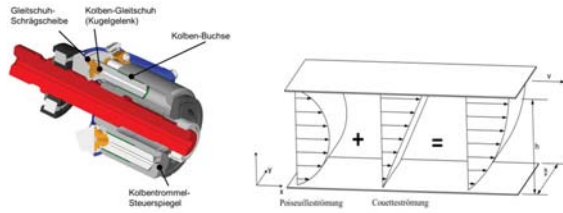


1\_ Prinzipieller Modellaufbau

## Verluststellen

Die Verluste einer Pumpe können in zwei Arten unterteilt werden. Zum einen gibt es die volumetrischen Verluste (z.B. Leakage) und auf der anderen Seite die hydromechanischen Verluste (Reibung). In einer hydraulischen Verdrängereinheit entstehen solche Verluste an mehreren Stellen. Wichtige Verluststellen sind die bereits erwähnten tribologischen Kontakte. Bild 2 zeigt die tribologischen Kontakte für eine Axialkolbenpumpe in Schrägscheibenbauweise. In einem tribologischen Kontakt bildet sich ein Schmierfilm zwischen zwei sich zu einander bewegenden Flächen aus. Durch

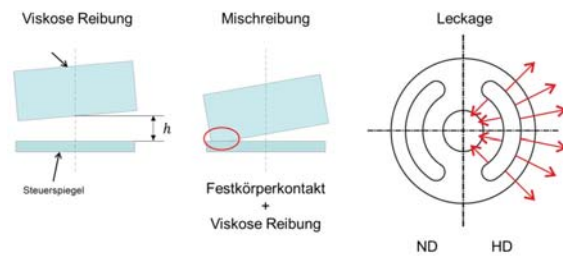
Scherung des Fluides entstehen Reibungsverluste. Neben der Flüssigkeitsreibung kann es je nach Spaltverteilung auch zu Festkörperreibung infolge sich berührender Flächen kommen. Die Leckageverluste können in zwei Komponenten unterteilt werden. Zum einen entsteht Strömung durch einen Druckunterschied an den jeweiligen Spaltenden (Poiseuille Strömung) und zum anderen erzeugen zu einander bewegte Kontaktflächen am Schmierpalt eine Schleppestromung (Couette Strömung).



2\_ Tribologische Kontakte und Spaltströmung

Die Vorgehensweise zur Berechnung der tribologischen Kontakte wird im kommenden Abschnitt am Beispiel des Pleierstrommel-Steuerspiegelkontaktes erläutert.

Der Pleierspiegel hat die Aufgabe, die einzelnen Pleierkammern alternierend mit der Förder- (Hochdruck) und der Saugseite (Niederdruck) zu verbinden (Bild 2). Dabei rotiert die Pleierstrommel mit der Welle. Der Pleierspiegel ist fixiert und stellt die Verbindung über die Saug- bzw. Förderriere zwischen Nieder- und Hochdruck her. Die Pleierstrommel wird üblicherweise über eine Federvorspannung an den Pleierspiegel gepresst. Wegen der Leckage bildet sich ein dünner Spalt zwischen Pleierstrommel und Pleierspiegel aus. Die Spaltweite an solchen Kontakten beträgt wenige Mikrometer. In Bild 3 sind die Verlustarten am Pleierstrommel-Steuerspiegelkontakt dargestellt.



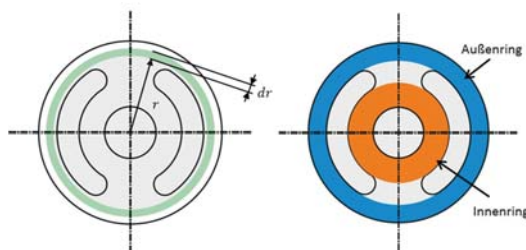
3\_ Verluste am Pleierstrommel Pleierspiegel Kontakt

Die viskose Reibung tritt aufgrund der Scherung im Öl auf. Einflussgrößen auf die viskose Reibung sind die Spaltweite und die Relativgeschwindigkeit zwischen Pleierstrommel und Pleierspiegel. Zur Berechnung der viskosen Reibung kann das Newton'sche Schubspannungsgesetz verwendet werden:

$$\tau = \eta \cdot \frac{\partial u}{\partial z}$$

In dieser Gleichung wird der Geschwindigkeitsgradient  $\partial u/\partial z$  als konstant angenommen (Newton'sches Fluid) und die Geschwindigkeit kann aus der Drehzahl der Pumpe berechnet werden. Um die Reibung zwischen Pleierspiegel und Pleierstrommel auf einfache Weise zu berechnen, kann über ringförmige Elemente mit konstant angennommener Spalthöhe  $\bar{h}$  integriert werden (s. Bild 4 ). Das Reibmoment für einen Ring mit dem Radius r kann berechnet werden mit:

$$dM_{Ring} = \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot \eta \cdot n}{\bar{h}} \cdot r^3 \cdot dr$$



4\_ Integration zur Berechnung der viskosen Reibung

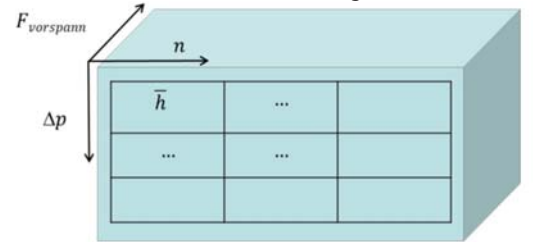
Über die Integration für den Innen- und Außenring lässt sich somit das Gesamtmoment für die Flüssigkeitsreibung berechnen:

$$M_{r,vikos} = M_{r,innen} + M_{r,aussen} = \frac{\pi^2 \cdot \eta \cdot n}{\bar{h}} \cdot (r_2^4 - r_1^4 + r_4^4 - r_3^4)$$

Der Leckagestrom kann über die Poiseuille Gleichung beschrieben werden:

$$Q_{Leck} = \frac{b \cdot h^3}{12 \cdot \eta \cdot l} \cdot \Delta p$$

Bis auf die Spaltweite  $\bar{h}$  sind alle Variablen leicht zu bestimmen. Die Spaltweite ist von der Geometrie und der Druckverteilung im Spalt abhängig. Beide Größen sind voneinander abhängig und können nur über ein iteratives Verfahren berechnet werden. Je höher die Spaltweite desto geringer wird die viskose Reibung im Spalt. Der Leckagestrom steigt aber mit zunehmender Spaltweite an. Daher ist es für die Konstruktion immer eine Herausforderung einen Kompromiss zwischen wenig Reibung (große Spaltweite) oder niedriger Leckage (kleine Spaltweite) zu finden. Daher wurden am IFAS Simulationstools für solche Kontakte entwickelt. Hierbei handelt es sich um eine 3-dimensionale Simulation in Analogie zur FEM Methode. Reynolds leitete aus der Navier-Stokes-Gleichung eine Gleichung zur Beschreibung eines dünnen Schmierpalt her [Rey86]. Es wird ein Netz mit Volumenknoten gebildet und für jeden Knoten anschließend die Reynoldsgleichung iterativ gelöst. Das numerische Löseverfahren hat aber den Nachteil, dass die Berechnungszeit stark ansteigt. Daher wird aus der tribologischen Simulation ein Kennfeld mit den Spaltweiten erstellt und in die 1-D Simulation integriert.



5\_ Kennfeld mit Spaltweiten für den Pleierstrommel-Steuerspiegelkontakt

Je nach Betriebspunkt kann es zu Festkörperkontakt zwischen Pleierstrommel und Pleierspiegel kommen. Der Festkörperkontakt ergibt sich aus der Spaltverteilung und dem daraus resultierenden Kontaktdruck (Bild 6). Auch hierfür wird ein Kennfeld angelegt, um die Berechnungszeit im Rahmen zu halten.



6\_ Spaltverteilung (blau) und Kontaktdruck (rot) zwischen Pleierstrommel und Pleierspiegel [Weg13]

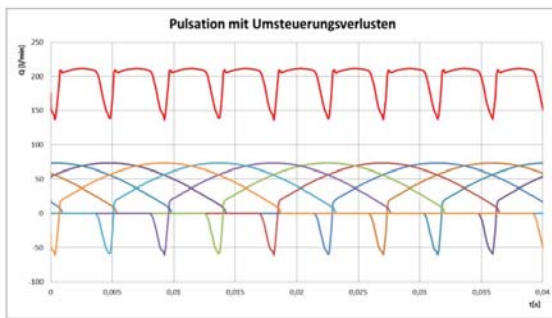
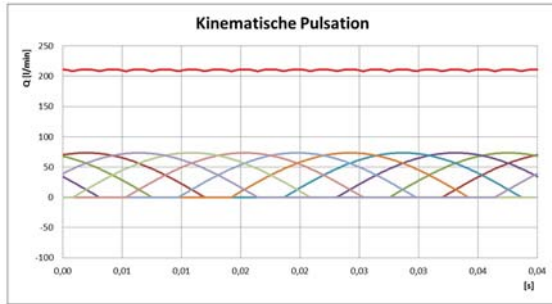
Für den Pleier-Buchse Kontakt werden die Berechnungen analog zum Pleierstrommel-Steuerspiegel Kontakt durchgeführt. Hier wurden ebenfalls Kennfelder der relevanten Größen erstellt.



7\_ Druck- (rot) und Spaltverteilung (blau) zwischen Pleier und Buchse [Gel 11]

Für die Verluste am Pleierschuh stehen bisher keine tribologischen Simulationen zur Verfügung. Daher wurde hier auf Näherungsgleichungen von Böinghoff zurückgegriffen [Böi77]. Die Ergebnisse wurden mit Messungen am Einkolbenprüfstand verglichen und es konnte eine gute Übereinstimmung realisiert werden. Das Förderverhalten kann über kinematische Beziehungen hergeleitet werden. Die sich daraus ergebende Pulsation ist aber nur eine Idealisierung (Bild 8, oben). Eine weitere Verluststelle stellt die Umsteuerung dar. Wenn die Niere eines Pleiers mit der Hochdruckniere des Pleierspiegels verbindet, ist in der Pleierkammer der Druck von der

Lastseite noch nicht ganz erreicht. Daher fließt zunächst ein Volumenstrom von der Hochdruckseite in die Kolbenkammer und erzeugt somit volumetrische Verluste, die sogenannten Umsteuerungsverluste (Bild 8, unten).



8\_ Kinematische Pulsation (oben) und Pulsation mit Umsteuerungsverlusten (unten)

Die Berechnung dieses Verlustes erfolgt über eine Volumenbilanz der Kolbenkammer:

$$dV = -\frac{dp}{E} \cdot V_0 + Q \cdot dt$$

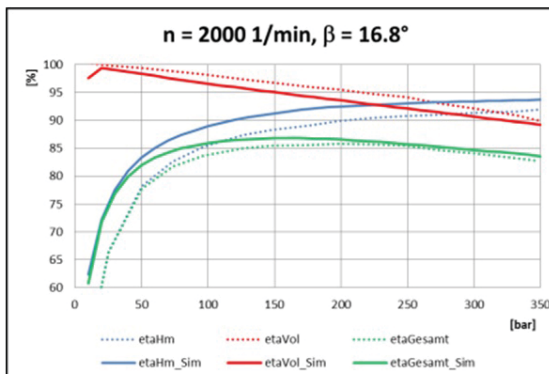
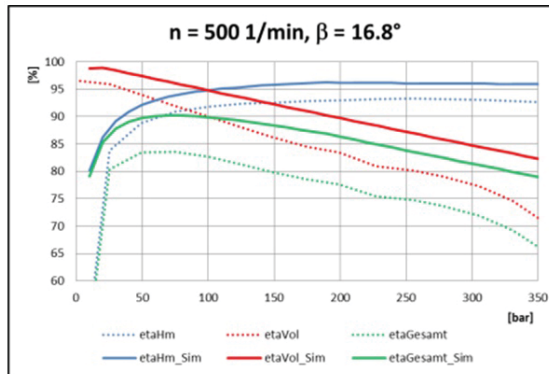
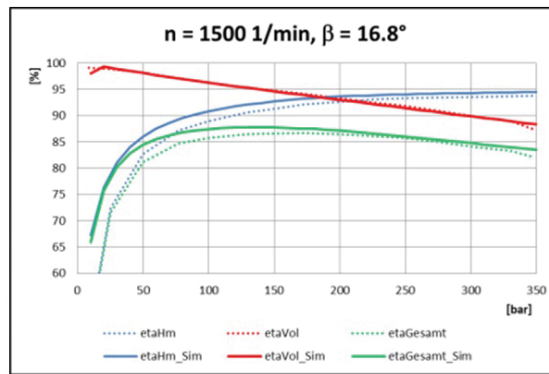
Die Volumenänderung der Kolbenkammer  $dV$  ist gleichgesetzt mit der Volumenänderung die sich aus der Druckänderung  $dp$ , unter Berücksichtigung des Kompressionsmoduls  $E$ , ergibt und den zu- bzw. abfließenden Volumenströmen  $Q$ . Die Volumenänderung lässt sich aus der Hubbewegung des Kolbens bestimmen. Die zu und abfließenden Volumenströme können mit der Blendengleichung beschrieben werden. Diese ist abhängig vom Druckunterschied zwischen Kolbenkammer und Lastdruck sowie der Öffnungsfläche zwischen Kolbenkammer und Steuerspiegelniere.

Die Reibungsverluste in den Wälzlagern und durch Planschen der Kolbentrommel oder der Kolben im Ölbad des Gehäuses werden ebenfalls betrachtet und mit vereinfachten Gleichungen berechnet. Mit der Bestimmung der Lagerkräfte ermöglicht das Heranziehen von Katalogkennfeldern eine Berechnung der Wälzlagerreibung. Die Planschverluste werden mit einer vereinfachten Berechnungsmethode ermittelt, wobei der vorzuziehende Strömungswiderstandskoeffizient den entscheidenden Faktor darstellt. Das Planschen hat insbesondere bei hohen Drehzahlen einen Einfluss auf die Gesamtverluste.

**Ergebnisse und Validierung**

Zur Validierung wurden Wirkungsgrade einer 140ccm Einheit bei einer konstanten Drehzahl und für einen Lastdruck von 0 bis 350 bar am Prüfstand aufgezeichnet (Bild 11). Bei Nenn Drehzahl ( $n=1500$  1/min) zeigen die Simulationsergebnisse eine sehr gute Übereinstimmung mit den Messergebnissen. Der Verlauf des hydromechanischen Wirkungsgrads (blaue Linie) ist in der Simulation etwas höher als der gemessene Wirkungsgrad.

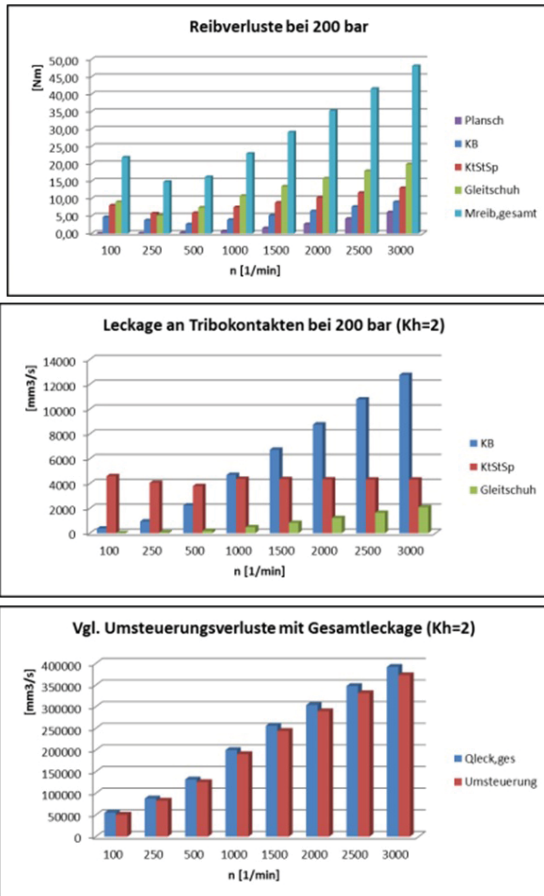
Die Abweichung ist aber über den gesamten Druckbereich nahezu konstant. Bei einer niedrigen Drehzahl ( $n=500$  1/min) kommt es zu einer größeren Abweichung beim volumetrischen und hydromechanischen Wirkungsgrad. Die Abweichung ist auch hier über den gesamten Druckbereich nahezu konstant. Bei einer höheren Drehzahl ( $n=2000$  1/min) liegt der volumetrische Wirkungsgrad ein wenig unterhalb des gemessenen Wirkungsgrades.



9\_ Vergleich Wirkungsgradkennfeld Messung-Simulation

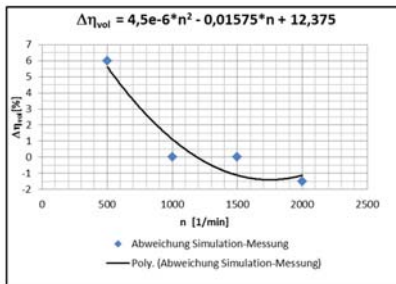
Bild 10 zeigt die Verluste an den einzelnen Verluststellen bei 200 bar Lastdruck. Die Reibverluste nehmen einen plausiblen Verlauf an. Das Gesamtreibmoment hat die Charakteristik einer klassischen Stribeckkurve d.h. bei niedriger Drehzahl ist die Festkörperreibung dominierend und die Reibkraft fällt auf ein Minimum ab ehe diese von dem mit der Drehzahl steigenden Einfluss der Flüssigkeitsreibung dominiert wird. Bei der Leckage stellte sich heraus, dass die Leckageströme am Kolbentrommel- Steuerspiegel Kontakt und am Gleitschuh um ein Vielfaches kleiner waren als am Kolben- Buchse Kontakt. Das Simulationstool für den Kolbentrommel-Steuerspiegel Kontakt ist noch im Entwicklungsstadium und somit könnten hier noch weitere Effekte zum Tragen kommen. Für den Gleitschuh existiert bisher kein validiertes Simulationstool und daher muss auf Näherungsgleichungen zurückgegriffen werden. Um die Leckage anzupassen, ist ein Korrekturfaktor für die Spaltweite  $K_h$  im Modell implementiert. Die Spaltweite geht nach Poiseuille in der 3. Potenz in die Volumenstromgleichung ein d.h. eine Verdopplung der Spaltweite bringt eine 8-fach höhere Leckage mit sich. Für  $K_h=2$  sehen die Ergebnisse plausibel aus, sind aber wegen mangelnder Messergebnisse nicht validiert. Die Leckage am Kolben-Buchse Kontakt und am Gleitschuh steigt linear mit der Drehzahl. Zwischen Kolbentrommel und Steuerspiegel stellt sich ein konstanter Leckagestrom ein, da dieser unabhängig von der Hubzahl pro Zeitintervall ist. Den größten Einfluss auf den volumetrischen Wirkungsgrad haben die Umsteuerungsverluste. Hier werden ca. 95% der Verlustströme generiert.



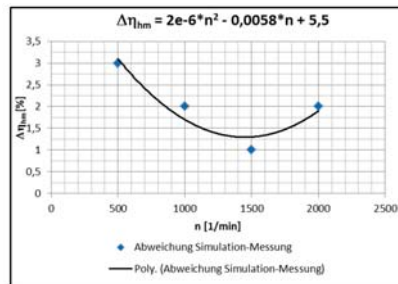


10\_ Leckageverluste bei 200 bar und Kh=2

Da die Abweichungen über den Druckbereich nahezu konstant verlaufen, ist es ausreichend, eine drehzahlabhängige Korrekturfunktion zu implementieren (Bild 11). Bild 12 zeigt ein Muscheldiagramm der simulierten Einheit und entspricht einem typischen Wirkungsgrad einer Axialkolbenpumpe in Schrägscheibenbauweise.



11\_ Abweichung Simulation-Messung



**Zusammenfassung und Ausblick**

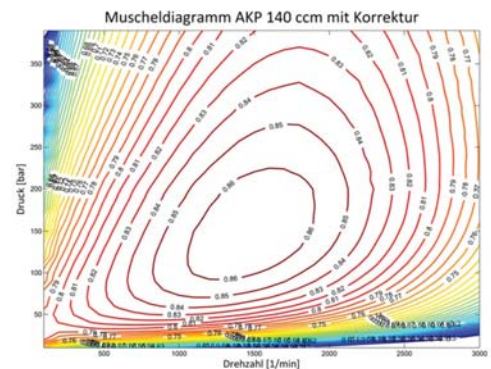
Im Rahmen der Arbeit ist ein Verlustmodell für eine Axialkolbenpumpe entwickelt worden. Die Verlustmodelle basieren auf einer physikalischen Beschreibung der Verluste. Das aus der Literatur bekannte physikalische Verlustmodell von Bavendiek liefert die Grundlage für die Systematik des Modellaufbaus. Erst werden die relevanten Verluststellen bestimmt und anschließend ein Ansatz zur physikalischen Beschreibung der Verluste hergeleitet. Zusätzlich werden Eigenschaften des Betriebsverhaltens wie z.B. das Pulsationsverhalten abgebildet. Kinematische Berechnungen erfolgen an zentraler Stelle und können somit den Berechnungen der einzelnen Verluststellen bzw. des Betriebsverhaltens zugeführt werden.

Beim Modell der Axialkolbenpumpe besteht die Herausforderung darin, die Spaltgeometrie der tribologischen Kontakte zu definieren. In der Literatur sind sehr unterschiedliche Angaben für die Spaltweiten zu finden. Messtechnisch sind die Spaltweiten sehr schwierig zu bestimmen, weshalb bisher nur wenige Veröffentlichungen zu Spaltweitenmessungen vorliegen. Da die Messergebnisse nicht allgemeingültig anwendbar sind, werden Kennfelder aus numerischen Simulationen des Kolben-Buchse sowie des

Kolbentrommel-Steuerspiegel Kontakts herangezogen. Für den Spalt zwischen Gleitschuh und Schrägscheibe erfolgt die Berechnung über Näherungsgleichungen. Neben den Verlusten an den tribologischen Kontakten wurden die Reibverluste durch Planschen und in den Wälzlagern im Modell implementiert. Die Umsteuerung hat einen großen Einfluss auf die volumetrischen Verluste und wird mithilfe einer Volumenbilanz um die Kolbenkammer berechnet. Dieses Verfahren ermöglicht auch das dynamische Pulsationsverhalten abzubilden.

Die Verifikation der Modelle erfolgt über den Gesamtwirkungsgrad sowie das gemessene Moment und den Ausgangsvolumenstrom. Die Simulationsergebnisse liefern im Allgemeinen eine gute qualitative Übereinstimmung mit den Messergebnissen. Im Nennbetriebsbereich wurde eine Abweichung <2% zwischen Messung und Simulation erreicht.

Das Simulationsmodell kann zukünftig mit weiteren Modellelementen zur Charakterisierung von Verlusten und das Betriebsverhalten erweitert werden (z.B. Kavitation) und in Systemsimulationen integriert werden. Durch neue Erkenntnisse bei der Beschreibung der tribologischen Kontakte kann eine Verringerung der Korrekturfaktoren erreicht werden, insbesondere bei niedrigen Drehzahlen. Das Modell ermöglicht aber bereits jetzt, im Vorfeld einer Systemauslegung, erste Erkenntnisse über das Verlustverhalten der Pumpe im Nennbetrieb zu erhalten und verluststellenspezifische Untersuchungen und Optimierungen durchführen zu können.



12\_ Muscheldiagramm AKP 140 ccm

[Bau01] H. Baum „Einsatzpotentiale neuronaler Netze bei der CAE-Tool unterstützten Projektierung fluidtechnischer Antriebe.“ Dissertation, RWTH Aachen, 2001

[Bav87] R. Bavendiek „Verlustkennwertbestimmung am Beispiel von hydrostatischen Maschinen in Schrägscheibenbauweise“, Dissertation, VDI-Fortschrittsberichte, Reihe 7, Nr. 122, VDI-Verlag, 1987

[Böi77] O. Böinghoff „Untersuchungen zum Reibungsverhalten der Gleitschuhe in Schrägscheiben-Axialkolbenmaschinen“, Dissertation, TU Braunschweig, VDI Forschungsheft 584, 1977

[Boh08] W. Bohl „Technische Strömungslehre“, Vogel Verlag, 2008

[Brä06] U. Bräckelmann „Reibung, Steifigkeit und Dämpfung in Schrägscheiben-Axialkolbenpumpen und –motoren“, Dissertation, Ruhr-Universität Bochum, 2006

[Fin05] D. Findeisen „Ölhydraulik, Handbuch für die hydrostatische Leistungsübertragung in der Fluidtechnik“, Springer Verlag, Berlin, 2005

[Gel11] S. Gels „Einsatz konturierter und beschichteter Kolben-Buchse-Paare in Axialkolbenmaschinen in Schrägscheibenbauweise“, Dissertation, RWTH Aachen, Reihe Fluidtechnik, Shaker Verlag, 2011

[Gol06] P. Gold „Maschinenelemente“, 6. Aufl., Institut für Maschinenelemente der RWTH Aachen, 2006, S. 274 297

[Hoe65] S. F. Hoerner „Fluid-Dynamic Drag. Practical Information on Aerodynamic Drag and Hydrodynamic Resistance“. Selbstverlag, 1965

[Huh96] K. Huhtala „Modelling of hydrostatic transmission – steady state, linear and non-linear models.“ Mechanical Engineering Series, Nr. 123, 1996, Tampere, Finnland

[Iva01] J. Ivantysyn, M. Ivantysynova „Hydrostatic pumps and motors: principles, design, performance, modelling, analysis, control and testing“, 1. Auflage, 2010, abi-Verlag 2001

[Jan97] D. Jang „Verlustanalyse an Axialkolbeneinheiten“, Dissertation, RWTH Aachen, Reihe Fluidtechnik, Shaker Verlag, 1997

[Mur12] H. Murrenhoff „Grundlagen der Fluidtechnik“, Reihe Fluidtechnik, Shaker Verlag, 7. Auflage, 2012

[O+P85] N.N. „Hochdruck-Innenzahnradpumpe“, O + P Ölhydraulik und Pneumatik 29, 1985, S. 184 191

[Ort02] H. Ortwig „Wirkungsgradsimulation von Verdrängereinheiten – numerische Berechnung der hydraulischen Leistungsdaten“, O&P – Ölhydraulik und Pneumatik 46, Nr. 4, 2002

[Rey86] O. Reynolds „On the theory of lubrication and its applications to Mr. Beauchamps Tower’s experiments including an experimental determination of the viscosities of olive oil“, Philosophical transactions, Vol. 177, 1886

[San03] G. Sanchen „Auslegung von Axialkolbenpumpen in Schrägscheibenbauweise mit Hilfe der numerischen Simulation“, Dissertation, RWTH Aachen, Reihe Fluidtechnik, Shaker Verlag, 2003

[Shr11] Schröder, W. „Fluidmechanik, Band7“, 3. Korrr. Auflage, Wissenschaftsverlag Mainz, Aachen, 2011

[Shw13] Schwarze, H. „Auslaufmessungen an Gleitlagern“, Versuchsskript, Institut für Tribologie und Energiewandlungsmaschinen der TU Clausthal, 2013

[Weg13] S. Wegner „Simulation des tribologischen Kontaktes Kolbentrommel-Steuerspiegel einer AKM in Schrägscheibenbauweise“, Diplomarbeit, RWTH Aachen, 2013

[Wil50] Wilson, W. E. „Positive-Displacement Pumps and Fluid Motors“, Sir Isaac Pitman and Sons, LTD, London, 1950, S. 132 138

MENTION TRES BIEN

# OPTIMIZATION OF SINGLE-STAGE PNEUMATIC TROUGH CONCENTRATORS FOR MAXIMUM GEOMETRIC CONCENTRATION

Max Schmitz

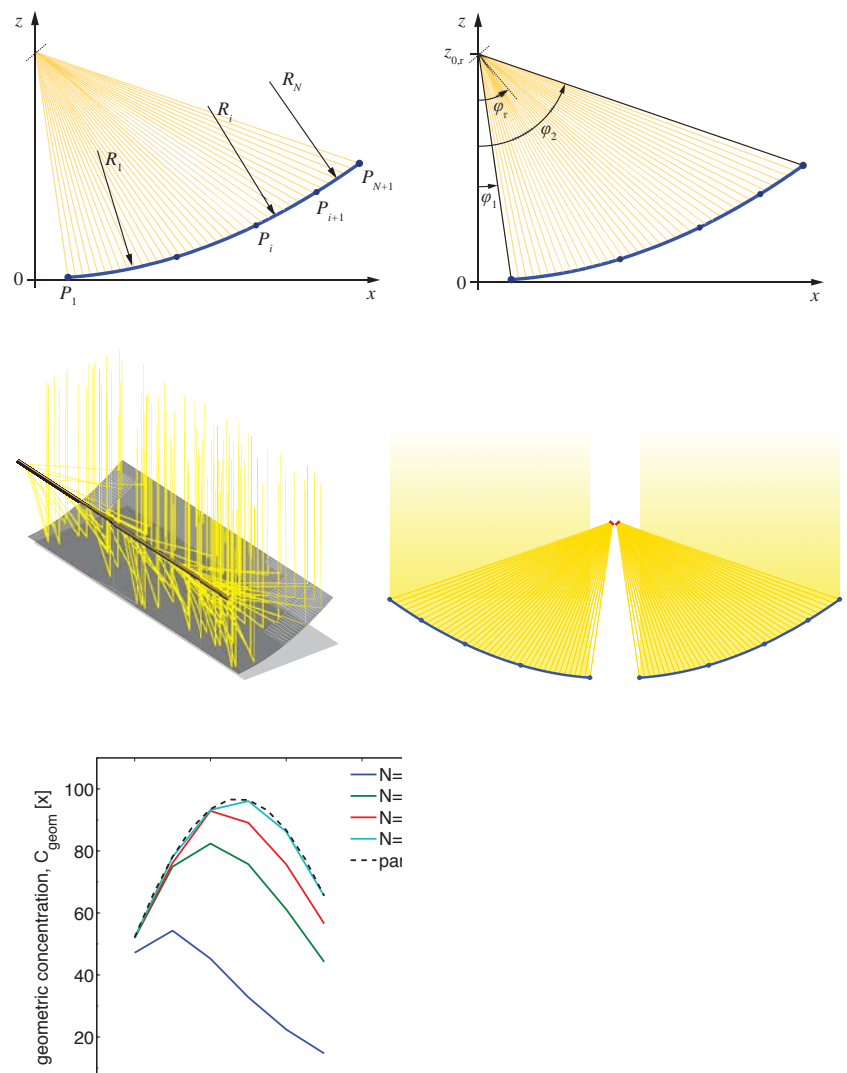
A novel approach for the optimization of multicircular arc profiles to maximize directly the geometric concentration of the system considering full-intercept of all rays within a given design acceptance angle is proposed. The approach is used to develop improved designs, whose performance is further investigated by Monte Carlo ray-tracing. Additionally, alternatives to the Arc Spline multicircular mirror are presented in order to study the influence of increasing or decreasing the degrees of freedom on the performance of inflated membrane troughs.

Applied to the Arc Spline profile and a single flat receiver system, the influence of the number of arcs and the rim angle was investigated. Full-intercept geometric concentrations equivalent to those of an ideal parabola could be achieved throughout the rim angle range (with  $N = 4$  arcs and polar angle fixed at  $5^\circ$ ).

Further, the potential of the new optimization approach to increase the full-intercept geometric concentration compared to the ad-hoc parabola shape approximation method in 2 receiver systems by 9% (for  $N = 4$  arcs and shape parameters - polar angle and rim angle - from [4]) is demonstrated. It is in addition shown that increasing the degrees of freedom of multicircular profiles from the base Arc Spline, only negligible performance improvements (0.02% higher average concentration for  $N = 4$  arcs) can be achieved, while reducing the degrees of freedom only by 1 causes a dramatical performance drop. This suggests that the condition of arc tangency inherent to the design of the Arc Spline yields a nearly ideal exploitation of the possibilities of multicircular profiles.

Furthermore, the importance of choosing the correct design point max for the optimization has been demonstrated. Moreover, it is shown that the new optimization approach can achieve even more significant improvements compared to the ad-hoc parabola approximation method with the shape parameters of the design currently used by [3]. With  $N = 4$  arcs, the full-intercept geometric concentration could be increased by 33%. With  $N = 3$  arcs, a comparable full-intercept geometric concentration could be reached along with a reduction of the peak concentration by 20%.

Overall, a higher full-intercept geometric concentration with lower peak concentrations compared to the shape



approximation method is achieved with the new approach, which has a positive effect on the overall efficiency of a CPV or CSP system, a more uniform power distribution benefiting the performance of the PV cells as well as the importance of reradiation from hot spots on tubular receivers.

MENTION BIEN

# ADAPTION UND INBETRIEBNAHME EINER HOCHDRUCK-DIREKTEINSPRITZUNG AN EINEM ZWEITAKT-KLEINMOTOR\_

Johny Blom

## Motivation

Durch neu erforschte und entwickelte Technologien sind in den vergangenen Jahren im Bereich der Verbrennungsmotoren große Fortschritte in der Kraftstoffverbrauchs- sowie vor allem im Bereich der Schadstoffreduzierung erzielt worden. Zum Einen waren es strengere Gesetzgebungen, zum Anderen die allgemeine Einsicht der heutigen Gesellschaft über den Schutz unseres Planeten, welche dazu führten, dass der Verbrauch der begrenzten Rohstoffe sowie die Schadstoffemissionen zu einem immer wichtigeren Thema wurden. Auch im Bereich der Zweitaktmotoren haben diese Fortschritte in den vergangenen Jahren dazu geführt, die Spülverluste soweit zu reduzieren, dass die Abgasemissionsnormen ohne zusätzliche Katalysatoren eingehalten werden konnten. Elektronisch geregelte Vergaser sowie das Konzept der Niederdruckeinspritzung haben bereits Serienstand erreicht. Um zukünftige Abgasgrenzwerte zu erreichen, wird in der aktuellen Forschung vor allem das Prinzip der Einbringung des Kraftstoffes direkt in den Zylinder verfolgt. Dabei kommen sowohl Niederdruckeinspritz-Systeme mit Luftunterstützung als auch Hochdruckeinspritzsysteme zum Einsatz.

## Ziel der Arbeit

Im Rahmen dieser Diplomarbeit soll an einem konventionellen Zweitaktmotor eine Hochdruck-Direkteinspritzung adaptiert und daran erprobt werden. Die daraus gewonnenen Erkenntnisse sollen im Weiteren als Grundlage für mobile Anwendungen im Bereich der Range Extender sowie für stationäre Anwendungen im Bereich der Generatoren, beispielsweise in Form von Mikro-Blockheizkraftwerken, dienen.

## Zusammenfassung und Ausblick

Im Verlauf der vorliegenden Arbeit wurde ein kleiner Zweitaktmotor zuerst konventionell betrieben und anschließend ein System zur Hochdruck-Direkteinspritzung darauf adaptiert. Nach einer ausgiebigen Literaturrecherche über Zweitaktmotoren sowie über die modernen Einspritzverfahren und deren Komponenten wurden der Prüfstandaufbau und dessen Messstellen näher erläutert.

Anschließend wurden Referenzmessungen unter konventionellem Zweitaktprinzip durchgeführt und die entsprechenden Messreihen analysiert. In einem weiteren Schritt wurde ein Common-Rail-System aus dem Automobil-Bereich zur Hochdruck-Direkteinspritzung an den Prüfmotor adaptiert. Nach anfänglichen Problemen infolge eines zu hohen Rücklaufdrucks bei der Kraftstoffmessung mit Hilfe einer PLU-Kraftstoffwaage sowie einem Motorschaden aufgrund unzureichender Schmierung wurde das System vereinfacht und optimiert, was

einen stabilen HDI-Betrieb ermöglichte. Nachdem die ersten Hochdruck-Messungen bereits erfreuliche Ergebnisse geliefert hatten, wurde nach der Begutachtung des Zylinders und der Feststellung von Materialabtrag durch die Kraftstoffstrahlen im Brennraumdach eine Hülse um die Düsen Spitze gestülpt, um eine bessere Gemischaufbereitung zu erreichen und weitere Materialschäden im Brennraum zu vermeiden.

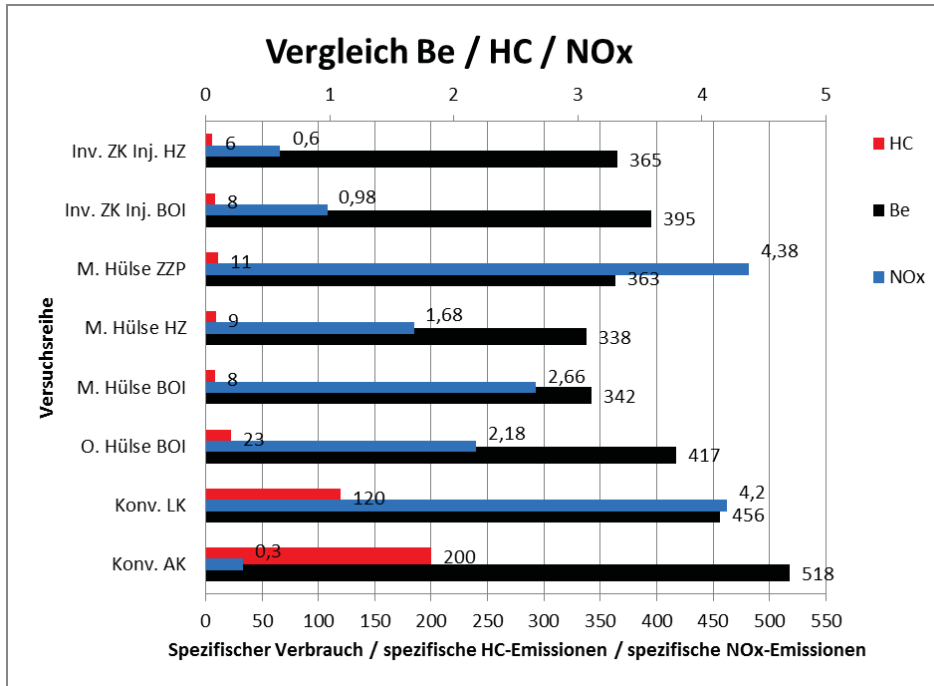
Damit konnte der HDI-Betrieb zusätzlich optimiert und noch bessere Ergebnisse beim Verbrauch sowie bei den Schadstoffemissionen erzielt werden. Schliesslich wurde noch eine Versuchsreihe mit invertierter Position von Zündkerze und Injektor gefahren, um die Auswirkungen der inneren Strömungen auf den Gemischbildungs- und Verbrennungsprozess zu ermitteln.

Diagramm 6.1 stellt die spezifischen Verbräuche, die spezifischen NOx- sowie die spezifischen HC-Emissionen der einzelnen Messreihen gegenüber. Im Vergleich zum konventionellen Betrieb mit identischer Drehzahl wurde bereits durch die erste Hochdruckmessung ohne Hülse eine Kraftstoffeinsparung von 20% sowie eine Reduzierung der HC-Emissionen von 88% erzielt.

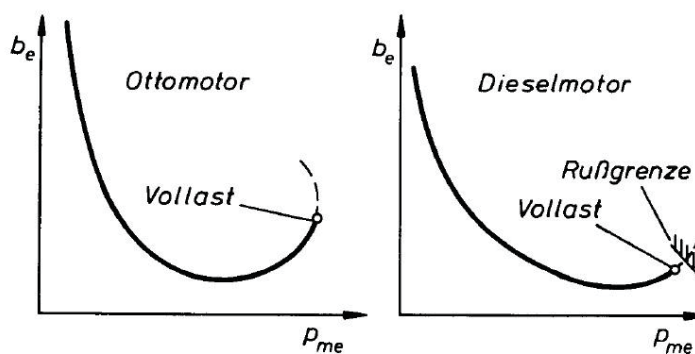
Die Prozessoptimierung durch den Einsatz der Injektorhülse erbrachte erwartungsgemäss eine weitere Verbesserung des spezifischen Verbrauchs, mit einer Einsparung von 35% sowie einer Reduzierung der HC-Emissionen von 97% im Vergleich zu den Bestpunkten im konventionellen Betrieb bei gleicher Drehzahl. Bei den spezifischen NOx-Emissionen ist kein deutlicher Trend erkennbar. Der bei der Abmagerungskurve im konventionellen Betrieb erreichte Bestwert ist auf die im fetten Bereich wenig gebildeten Stickoxide zurück zu führen. Die NOx-Werte dienen vielmehr innerhalb der einzelnen Messungen dazu, die Güte der Verbrennung zu bestimmen.

Auch wenn im Vergleich zum konventionellen Zweitaktprozess bereits deutliche Verbesserungen bezüglich des spezifischen Verbrauchs erzielt werden konnten, bleibt dennoch ein erheblicher Entwicklungs- und Optimierungsbedarf, um die Verbrauchseigenschaften aktueller Viertaktmotoren zu erreichen. Aufgeladene Otto-Motoren liegen bei einem spezifischen Verbrauch von etwa 225g/kWh, während Dieselmotoren derzeit sogar auf etwa 205g/kWh kommen [Kfzbetr]. Der Bestpunkt des spezifischen Verbrauchs während der vorliegenden Messungen lag bei 338 g/kWh und damit knapp 40% über dem eines aktuellen 4-Takt-Dieselmotors. Sämtliche im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Messreihen wurden unter Vollast gefahren, wähen der Bestpunkt im Hinblick auf den spezifischen Verbrauch stets in einem Teillastpunkt liegt.





6.1\_ Gegenüberstellung des spezifischen Verbrauchs sowie der spezifischen HC-Emissionen der einzelnen Messreihen



6.1\_ Teillastverbrauchskurven für Otto- und Dieselmotor [VBMA]

Bild 6.1 zeigt die typischen Verläufe der spezifischen Verbräuche bei Otto- und bei Dieselmotoren in Bezug auf den Lastpunkt. Da die in Kapitel 1.2 beschriebenen Ziele der Arbeit eine hauptsächlich stationäre Anwendung des HDI-Zweitaktmotors vorsehen, kann der spezifische Verbrauch in der weiteren Entwicklung durch die Einstellung des bestmöglichen Teillastpunkts optimiert werden. In einem weiteren Schritt sollte die Optimierung der Brennraum- sowie vor allem der Kolbenform mit der daraus resultierenden Verbesserung der Strömungs- und der Gemischbildungsverhältnisse einen wesentlichen Einfluss auf die Verbrauchs- und auf die

Schadstoffwerte nehmen. Weiteres Optimierungspotential liegt in der Düsenform. Im Gegensatz zu dem bei den vorliegenden Versuchen genutzten Injektor aus dem PKW-Diesel-Bereich mit einer typischen Mehrlochdüse könnte mit Hilfe einer spezifisch für den Hochdruck-Ottobetrieb hergestellten A-Düse oder etwa einer Mehrlochdüse mit optimiertem Einspritzwinkel eine bessere Gemischbildung erzielt werden. Zusammen mit einer optimierten Düsenposition könnte auf diese Weise eine strahlgeführte Schichtladung im Teillastbetrieb zu erheblichen Verbrauchs- und Emissionsverbesserungen führen.

MENTION BIEN

# THE CONTINUOUS STRENGTH METHOD FOR STRUCTURAL STEEL DESIGN IN FIRE\_

Thomas Prospert

The resistance capacity of structural steel sections is limited by the occurrence of local buckling, both at room temperature and elevated temperatures. With increasing temperatures, steel suffers a degradation of its mechanical properties, resulting in reduced values for strength and stiffness as well as an increasingly non-linear stress-strain relationship. The well-known cross-section classification system adopted by the Eurocode at room temperature remains valid for structural fire design in EN 1993-1-2 (2005) and implies the use of artificial discontinuities in strength at the transition from stocky to slender cross-sections.

A new deformation-based approach, the Continuous Strength Method (CSM), recognises the continuous relationship between the cross-section slenderness of a given section and its ultimate deformation capacity. This new method, which has successfully been developed at room temperature, has now been verified at elevated temperatures and a set of bilinear material models, which account for the effects of strain hardening at elevated

temperatures, have been evaluated. Design formulations for the prediction of compressive, bending, and combined compressive and bending resistance have been applied on the basis of experimental fire tests collated from the literature and data provided by the Institute for Structural Engineering at ETH Zurich. A parametric study on the use of an appropriate strain limit has been performed and yielded an optimal configuration for the proposed bilinear material model and strain limit. In comparison with the results obtained using the current method in EN 1993-1-2 (2005), the final CSM prediction results have revealed improvements in both accuracy and consistency by being 6% closer to the experimental results and reducing the coefficient of variation by 33%.

L'optimisation énergétique des procédés de transformation constitue une des réponses les plus efficaces et adoptées face aux nouvelles contraintes européennes dans le secteur de l'énergie et de l'environnement [1] [2] [3]. Ce travail présente comment la brasserie artisanale de Rulles (PME agro-alimentaire) peut, par une installation de biométhanisation couplée à une unité de micro-cogénération, faire de la dépollution de ses rejets d'eaux usées une production énergétique. Le bioréacteur aura comme matière première les eaux usées de la brasserie et produira du biogaz et des eaux quasiment non nocives pour l'environnement. Le biogaz produit servira de carburant pour l'unité de cogénération dont l'énergie produite sera réutilisée. Des unités de stockage tant pour la chaleur que pour le biogaz sont des éléments clés envisagés pour assurer un meilleur fonctionnement du système (Figure 1). Une telle installation remplira donc une double fonction: l'épuration des eaux usées d'une part et la production d'énergie d'autre part.

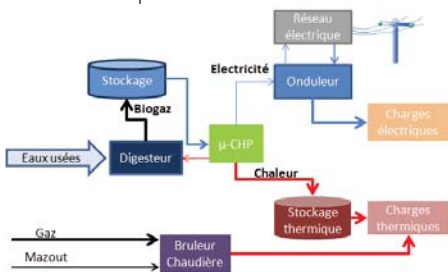
MENTION BIEN

# MICRO COGÉNÉRATION À PARTIR DE BIOGAZ: MODÉLISATION ET RENTABILITÉ POUR UNE PME AGRO-ALIMENTAIRE

Patrick Kobou Ngani

## Flux énergétique étudié

La brasserie artisanale de Rulles enregistre une évolution moyenne de 27% du volume annuel de bière brassée passant ainsi de 120 hectolitres en 2000 à 2300 hectolitres en 2011 [4]. Elle affiche une consommation énergétique annuelle de 27MWh en électricité, 62 MWh en gaz et 16MWh en mazout. Le processus brassier, avec un potentiel d'énergie récupérable de 1 à 5 kWh/hl de bières produit [5] [6] [7], offre à la brasserie une ressource d'énergie potentielle moyenne de 2300 X 3 kWh soit 6900 kWh par an.



## Modélisation des éléments de valorisation énergétique Production de biogaz

La production de biogaz est faite à base des eaux usées générées par la brasserie, principalement des eaux de nettoyage des cuves de brassage. Notre modèle considère une production en gaz constante durant toute l'année. Le débit de gaz produit  $\dot{V}_{bgaz}$  peut être calculé connaissant le potentiel énergétique spécifique moyen des eaux usées  $PC_{ww}$ , le pouvoir calorifique inférieur (PCI) du biogaz  $PCI_{bgaz}$  et le rendement du digesteur  $\eta_{dg}$ .

$$\dot{V}_{bgaz} \left[ \frac{Nm^3}{h} \right] = \eta_{dg} \cdot \frac{V_{bierre} \left[ \frac{hl_{bierre}}{an} \right] \times PC_{ww} \left[ \frac{kWh}{hl_{bierre}} \right]}{365 \left[ \frac{j}{an} \right] \times 24 \left[ \frac{h}{j} \right] \times PCI_{bgaz} \left[ \frac{kWh}{Nm^3} \right]}$$

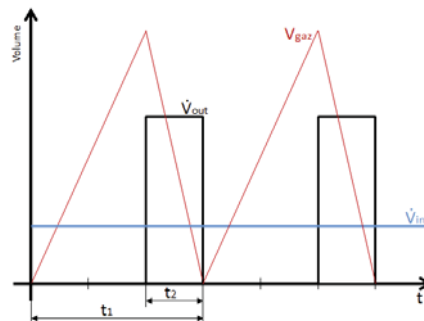
$$V_{bierre} = 2300 \frac{hl_{bierre}}{an}, PC_{ww} = 3 \frac{kWh}{hl_{bierre}}, PCI_{bgaz} = 6 \frac{kWh}{Nm^3}, \eta_{dg} = 80\%, \\ \rightarrow \dot{V}_{bgaz} = 0.105 \frac{Nm^3}{h}$$

## Stockage du biogaz

Sa capacité maximale est déterminée par le débit de biogaz produit, le débit de consommation de ce biogaz par la cogénération et la réserve maximale souhaitée. Le graphe suivant illustre un comportement simplifié du flux de biogaz dans le réservoir. Le biogaz entre dans le stockage avec un débit  $\dot{V}_{in}$  constant pendant tout le temps  $t_1$ , le biogaz n'est puisé du réservoir avec un débit  $\dot{V}_{out}$  seulement pendant le temps  $t_2$  (Figure 2). Donc le volume de biogaz dans le réservoir va croître jusqu'au temps  $t_1-t_2$  et décroître pour

atteindre zéro au temps  $t_1$ . Donc le volume maximal que doit avoir le stockage est  $\dot{V} = \dot{V}_{in} (t_1 - t_2)$ . En supposant que toute la quantité de biogaz produite pendant le temps  $t_1$  est consommée pendant le temps  $t_2$ , on peut écrire:  $\dot{V}_{in} \times t_1 = \dot{V}_{out} \times t_2$ . Sachant que c'est le moteur de la cogénération qui débite le biogaz du réservoir, on peut écrire:

$$\dot{V}_{out} = \frac{P_{elN}}{\eta_{el} \cdot PCI_{bgaz}} \rightarrow V = \dot{V}_{in} \cdot t_1 \left( 1 - \frac{\dot{V}_{in} \cdot \eta_{el} \cdot PCI_{bgaz}}{P_{elN}} \right)$$



Pour une installation de 1kW électrique, et une durée de stockage de 12h, il faudrait un stockage de 1m<sup>3</sup> mais seulement 1,2m<sup>3</sup> pour la même puissance électrique et le temps de stockage. Cela représente une économie en volume de stockage si on augmentait la puissance du moteur tout en gardant la durée de stockage fixe. Nous choisissons le volume de 3m<sup>3</sup>: il offre un assez grand temps de stockage donnant ainsi une meilleure flexibilité en terme de pilotage de l'unité de la cogénération.

## Unité de micro-cogénération

L'unité de micro-cogénération constitue l'élément central de notre système de valorisation des déchets de la brasserie. Le modèle TRNSYS choisit pour ceci est le type 907 du package «Cogeneration CHP» de la librairie TESS et fournit comme principales informations:

- \_Electrical power: la puissance électrique générée  $P_{el}$
- \_Exhaust Heat Rate: Puissance thermique des gaz d'échappement  $\dot{Q}_{ex}$
- \_Jacket Water Heat Rate: Puissance thermique de l'eau de refroidissement  $\dot{Q}_{jw}$
- \_Required heat input: La quantité d'énergie thermique  $\dot{Q}_{input}$  nécessaire pour produire l'électricité  $P_{el}$
- \_Part Load Ratio: le facteur de charge du moteur PLR qui est le rapport de la puissance électrique fournie  $P_{el}$  et de la puissance nominale du moteur  $P_{eln}$

Ces données nous permettent de calculer la consommation en biogaz  $\dot{V}_{ex}$  connaissant le PCI du gaz.

$$\dot{V}_{ex} \left[ \frac{m^3}{h} \right] = \frac{\dot{Q}_{input} [kW]}{PCI_{biogaz} \left[ \frac{kWh}{m^3} \right]}$$

Le facteur de charge  $f_c$  est la fraction d'heures totale de fonctionnement sur l'année. Le volume total de gaz produit pendant un intervalle de temps  $t$  sera totalement consommé par le moteur pendant un temps  $f_c \cdot t$ .

$$\dot{V}_{biogaz} \cdot t = \dot{V}_{ex} \cdot f_c \cdot t \rightarrow \dot{V}_{biogaz} = f_c \frac{P_{elN}}{\eta_{el} \cdot PCI_{biogaz}} \rightarrow P_{elN} = \frac{\dot{V}_{biogaz}}{f_c} \cdot \eta_{el} \cdot PCI_{biogaz}$$

Avec  $\dot{V}_{biogaz} = 0.105 \frac{m^3}{h}$ ,  $\eta_{el} = 0,35$ ,  $PCI_{biogaz} = 6 \frac{kWh}{m^3}$

Nous avons choisi un moteur d'1kW de puissance électrique nominale  $P_{elN}$ . Bien qu'on aura un facteur de charge de près de 25%, il pourra toujours être utilisé dans le futur jusqu'au moment où la production de bière sera 4 fois supérieure à la production actuelle.

**Stockage thermique**

L'énergie thermique produite par la cogénération est stockée dans un ballon d'eau chaude stratifié dont le flux d'eau et d'énergie dans le ballon est illustré par:

L'apport énergétique venant de la source thermique  $Q_s = \dot{m}_h C_p (T_h - T_N)$ , et la charge thermique  $Q_l = \dot{m}_L C_p (T_1 - T_L)$ . Les couples  $(\dot{m}_h, T_h)$  et  $(\dot{m}_L, T_L)$  représentent les propriétés d'entrée et de sortie de la source chaude;  $(\dot{m}_L, T_L)$  et  $(\dot{m}_L, T_1)$  celles de la source froide.

**Performances**

**Performance énergétique et environnementale**

Il est important de se rappeler que l'installation a aussi pour but de dépolluer les eaux de la brasserie, donc nous devons ajouter aux besoins électriques la consommation électrique qui serait faite pour une épuration aérobie qui est d'environ 1kWh/kg<sub>DCO</sub> [8]. Avec un taux de pollution d'eaux usées de 0,87 kg<sub>DCO</sub>/hl de bière produite soit 1990 kWh d'électricité par an.

La consommation en énergie primaire est définie par sur base d'une production énergétique à partir d'une centrale TGV avec un rendement électrique de 55% et une chaudière à gaz avec un rendement de 98%. Les pertes de distribution de l'énergie électrique  $\tau$  s'élève à 5% [9];  $E_{th}$  est la consommation en chaleur et  $E_{el}$  celle en électricité. L'économie en énergie primaire serait de 10 MWh /an pour une consommation initiale (sans valorisation des eaux usées) de 145 MWh. Ceci représente donc une économie relative en énergie primaire de 6,8%.

Bilan énergétique de la brasserie			
		Valeurs	Unités
Biogaz	Production biogaz	923	m <sup>3</sup>
	PCI biogaz	6	kWh/m <sup>3</sup>
	Energie totale biogaz	5538	kWh
Micro-cogénération	puissance nominale	1	kW
	rendement électrique	34	%
	rendement thermique	52	%
	heures de fonctionnement	1893	heures
	Taux de charge	21.6	%
		<b>production électrique</b>	<b>1882.92</b>
	<b>production thermique</b>	<b>2879.76</b>	<b>kWh</b>
Dépollution	Quantité DCO à dépolluer	1990	kg <sub>DCO</sub>
	Cout de dépollution aérobie	1	kWh/kg <sub>DCO</sub>
	Cons. élec dépollution	1990	kWh
Besoins	Besoins thermiques digesteur	432.0	kWh
	Besoins électriques de base	40467.4	kWh
	Besoins gaz (propane)	55910.7	kWh
	Besoins mazout	6354.8	kWh
	<b>Besoins thermiques</b>	<b>62265.6</b>	<b>kWh</b>

Economie d'émissions		
	Valeur	Unité
Economie en élec	3872.9	kWh
Energie finale élec.	7412.3	kWh
Coéf. d'émissions gaz	0.251	kgCO <sub>2</sub> /kWh
<b>Economie - elec.</b>	<b>1860.5</b>	<b>kgCO<sub>2</sub></b>
Economie en chaleur	2447.8	kWh
Energie finale chaleur	2719.8	kWh
Coef. d'émissions prop.	0.267	kgCO <sub>2</sub> /kWh
<b>Economie - chaleur totale</b>	<b>726.2</b>	<b>kgCO<sub>2</sub></b>
<b>Economie totale</b>	<b>2586.7</b>	<b>kgCO<sub>2</sub></b>

La performance environnementale de l'installation se résumera à l'économie d'émissions de gaz à effet de serre (GES) exprimée en tonnes de CO<sub>2</sub> équivalent. Avec Le coefficient d'émission spécifique pour le gaz naturel est de 251kgCO<sub>2</sub>/kWh d'énergie primaire et 267kgCO<sub>2</sub>/kWh pour le gaz liquide [10] [11], la brasserie réalise une économie d'émissions totale de 34 tonnes de CO<sub>2</sub> équivalents soit l'économie relative de 6,6% (2586/39171). Cette valeur est importante pour l'octroi de certificats verts représentant ainsi une variable importante pour la rentabilité économique.

**Performance et sensibilité économique**

La performance économique de l'installation dépend de nombreuse variables et hypothèses que nous rapprocherons le plus de la réalité.

**Durée de vie de l'installation**

La durée de vie de l'installation sera basée sur celle des éléments ayant la plus courte. Nous allons choisir 15 ans qui est la durée de vie minimale pour les moteurs à combustion externe [12]. Le taux d'actualisation  $i$  choisi est de 5%.

**Investissement**

Le coût de l'investissement du système est la somme des coûts d'acquisition et d'installation des différents éléments constituant le système. Avec une puissance électrique nominale d'1 kW, un rendement électrique de 32% et 54% de rendement thermique, les investissements sont:

- L'investissement pour la construction du digesteur sera considéré nul car l'épuration des eaux usées devraient obligatoirement être faite. Nous estimons que l'argent qui serait dépensé à mettre en oeuvre une épuration aérobie couvre les frais de construction du digesteur anaérobie.
  - Le cout d'acquisition et d'installation de la micro-cogénération et du ballon de stockage est de 15000 €/kW électrique
  - Le cout d'acquisition et d'installation du stockage de biogaz est de 1000€/m<sup>3</sup> soit 3000€ pour le volume souhaité de 3m<sup>3</sup>
- Donc l'investissement total s'élève à 18000€.

**Recettes**

- L'énergie électrique produite est autoconsommée au prix de 0.23 €/kWh avec un taux de croissance annuel de 5% [13].
- Toute l'énergie thermique produite contribue à combler les besoins en chaleur du bâtiment donc représente de l'énergie (gaz, le propane) en moins à acheter. Le propane coute 0,113 €/kWh avec un taux de croissance annuel de 2,4% [13].
- Les certificats verts (CV): D'après la feuille de calculs du nombre de certificats verts de la région Wallonne, l'installation de cogénération recevrait 3,8 CV par an qui valent chacun un minimum de 65 € [14].
- Le coût de dépollution (d'épuration) des eaux usées qui sera dans le cas de présent économisé. Il s'agit ici de l'énergie électrique qui ne sera pas consommée.

**Dépenses**

- Les dépenses principales liées au fonctionnement du système sont essentiellement les coûts d'entretiens des équipements.
- Les coûts d'entretien de l'unité de cogénération peuvent s'élever à 0,05 €/kWh électrique produit [15].

\_Les coûts d'entretien du ballon d'eau chaude et du stockage de biogaz restent minimes et seront considérés nuls, compensés par les coûts d'entretien de l'installation d'épuration aérobie.

\_Durant toute la période d'investissement, nous allons supposer une taxe fixe sur les intérêts de 20%.

### Valeur résiduelle

En fin de vie de l'installation (la 15<sup>ème</sup> année d'investissement), on suppose que les équipements auront une valeur totale de 2000.

### Valeur actuelle nette du projet

La valeur actuelle nette d'un projet VAN se calcule comme [16]:

$$VAN = \left( \sum PWF_{i,k} (R_k - D_k) \right) + PWF_{i,n} V - I$$

$$PWF = (1 + (1 - t)i)^{-n}$$

\_Le facteur d'actualisation PWF (Present Worth Factor)

\_La durée de l'investissement n

\_La somme des recettes à l'année k  $R_k$  ( $k \leq 1$ )

\_La somme des dépenses à l'année k  $D_k$

\_Le taux d'actualisation i

\_La taxe sur les intérêts t

\_La valeur résiduelle du projet à la fin de l'investissement (l'année n) V

\_L'investissement initial I

Les calculs de la valeur actuelle nette (VAN) du projet nous donnent une valeur de -10300€ après 15 ans. Ceci veut dire que le projet, sous des différentes hypothèses choisies précédemment, n'est pas du tout rentable. Ceci est principalement dû à la faible teneur en matière organique des eaux usées car la rentabilité du projet dépend fortement de l'économie en énergie réalisable. Il faut aussi ajouter que ces résultats sous-entendent que la chaleur produite par l'unité de cogénération est entièrement valorisée.

### Variation de la teneur en matière organique des eaux usées et influence des certificats verts

La teneur en matière organique des eaux usées représentent le critère le plus important de la valorisation et de la rentabilité du projet. C'est elle qui détermine la quantité de biogaz qui sera produit et donc la quantité d'énergie qui sera valorisée. La Figure 3 illustre la quasi linéarité qui existe entre la charge organique la puissance électrique de la cogénération et la VAN du projet que ce soit avec ou sans l'apport des certificats verts. Pour tous les types d'installations (en puissance) et pour toutes teneurs en matière organique des eaux usées, les certificats verts constituent un apport plus qu'important. En fonction de la puissance installée, les CVs rapportent 3 à 12 fois plus que le projet en lui seul aurait rapporté sans l'apport des certificats verts (Figure 4).

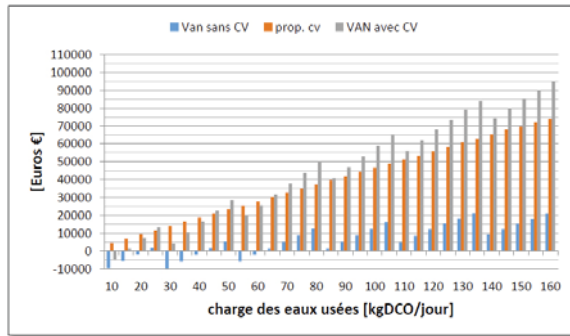
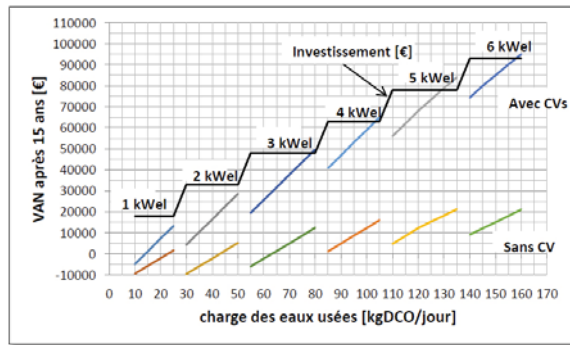
### Variation du rendement du système de chauffage

Comme mentionné précédemment, la rentabilité du projet comme calculée dans les cas précédent suppose que toute la chaleur produite par la cogénération est utilisée. Toute diminution du rendement conduit à une diminution de la valeur nette du projet avec l'effet inverse minime sur le temps de retour sur investissement.

### Conclusion et perspectives

La valorisation des eaux usées permettrait une économie relative de consommation énergétique de 6,3% soit une meilleure performance environnementale. Cette performance est grandement dépendante de la teneur en matière organique des eaux usées. Il serait donc intéressant d'entreprendre l'intégration de la matière. Néanmoins Le plus grand défi reste la performance économique du projet; il reste non rentable malgré l'apport colossal des certificats verts.

D'où la question de savoir si l'amélioration de notre empreinte écologique, qui passe en majeure partie par l'amélioration des techniques et procédés énergétiques, est d'abord un enjeu économique. Et est-ce que cela devrait encore pour longtemps être supporté par les pouvoirs publics?



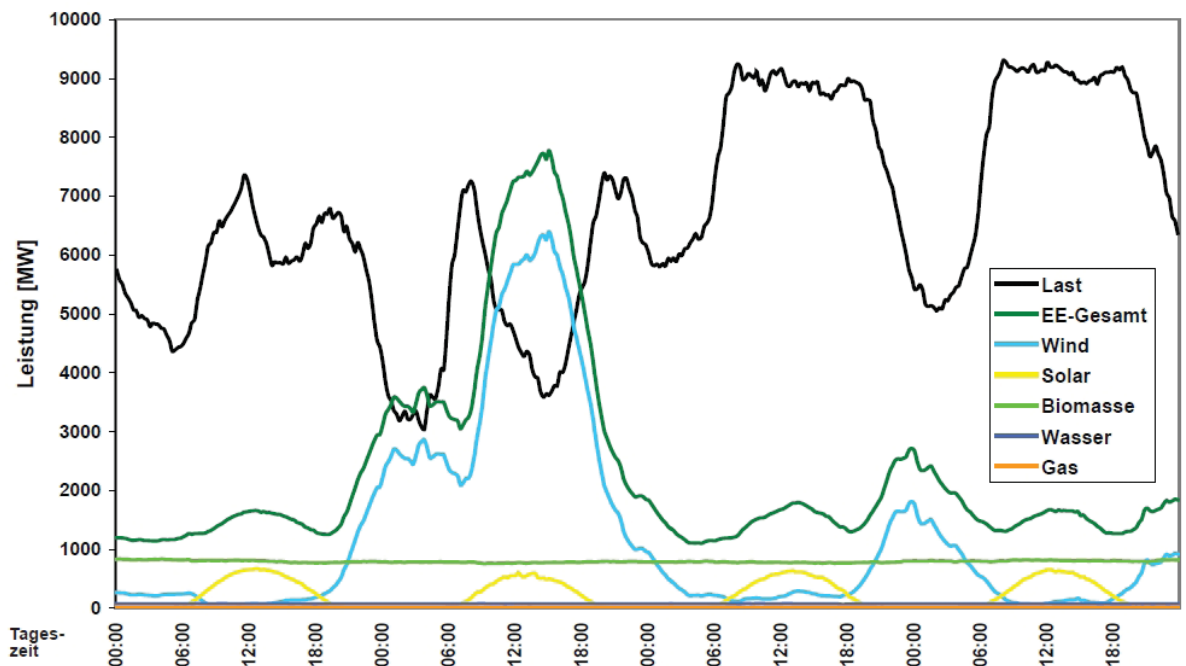
- 1\_ CE, «Efficacité énergétique: performance énergétique des bâtiments,» [En ligne]. Available: [http://europa.eu/legislation\\_summaries/other/127042\\_fr.htm](http://europa.eu/legislation_summaries/other/127042_fr.htm). [Accès le 10 03 2013].
- 2\_ CE, «L'efficacité énergétique à l'horizon 2020,» [En ligne]. Available: [http://europa.eu/legislation\\_summaries/energy/energy\\_efficiency/en0002\\_fr.htm](http://europa.eu/legislation_summaries/energy/energy_efficiency/en0002_fr.htm). [Accès le 03 03 2013].
- 3\_ CE, «Promotion de l'utilisation de l'énergie produite à partir de sources renouvelables,» [En ligne]. Available: [http://europa.eu/legislation\\_summaries/energy/renewable\\_energy/en0009\\_fr.htm](http://europa.eu/legislation_summaries/energy/renewable_energy/en0009_fr.htm). [Accès le 09 03 2013].
- 4\_ B. A. d. R. sprl, «Historique,» [En ligne]. Available: <http://www.larulles.be/historique/>. [Accès le 09 May 2013].
- 5\_ H. Y. e. G. Gu, «Biomethanation of brewery wastewater using an anaerobic upflow blanket filter,» *Journal of Cleaner Production*, vol. 4, n° %113-4, pp. 219-223, 1996.
- 6\_ G. S. Simate, J. Cluett, S. E. Iyuke, E. T. Musapatika, S. Ndlovu, L. F. Walubita et A. E. Alvarez, «The treatment of brewery wastewater for reuse: State of the art,» *Desalination*, vol. 273, n° %112-13, pp. 235-247, 2011.
- 7\_ E. Levlín, «Sustainable and Integrated Sewage and Organic Waste Handling with Global Warming Impact, a case study of Aland and Energy recovery by SCWO or anaerobic digestion,» *Dep. of Land and Water Resources Engineering - Sweden, Stockholm*.
- 8\_ Waterleau, «Nouvelle énergie à partir d'eaux usées,» [En ligne]. Available: <http://www.waterleau.com/fr/technologie/>. [Accès le 03 June 2013].
- 9\_ IEA, «Key World Energy STATISTICS,» 2012. [En ligne]. Available: <http://www.iea.org/publications/freepublications/publication/kwes.pdf>. [Accès le 10 03 2013].
- 10\_ B. Environnement, «CERTIFICATS VERTS POUR LA COGENERATION DE QUALITE: UNE AIDE UTILE A LA PRODUCTION D'ELECTRICITE VERTE,» 2011.
- 11\_ TWW, «Kennwerte - Umweltfaktoren».
- 12\_ D. Six, G. Vekemans et A. Dexters, «Market opportunities for micro-CHP in Flanders ( Belgium)».
- 13\_ APERE, «PRIX D'ACHAT DE L'ÉNERGIE PAR LES MÉNAGES,» *Renouvelle*, n° %149, Decembre 2012.
- 14\_ «Pour répondre à la fois à vos besoins de chaleur et d'électricité, la cogénération,» [En ligne]. Available: <http://energie.wallonie.be/fr/la-cogeneration.html?IDC=7883>. [Accès le 06 June 2013].
- 15\_ R. G. Simader, R. Krawinkler et G. Trnka, «Micro CHP systems: state-of-the-art,» *Austrian Energy Agency, Vienna, 2006*.
- 16\_ A. Kheiri, *Support de cours - Thermoéconomie, Arlon, 2012*.
- 17\_ T. Biogaz, «Biogaz,» [En ligne]. Available: <http://tsiorybiogaz.com/index.php/9-uncategorised/8-biogaz>. [Accès le 18 May 2013].
- 18\_ IEA, «Electricity/Heat in Belgium in 2009,» [En ligne]. Available: <http://www.iea.org/countries/membercountries/belgium/>. [Accès le 02 June 2013].
- 19\_ UNECE, «Statistical database,» [En ligne]. Available: [http://w3.unece.org/pkweb/Dialog/varval.asp?ma=08\\_GEFHPrivHouse\\_r&ti=Private+households+by+Household+Type%2C+Measurement%2C+Country+and+Year&path=.../Database/STAT/30-GE/02-Families\\_households/](http://w3.unece.org/pkweb/Dialog/varval.asp?ma=08_GEFHPrivHouse_r&ti=Private+households+by+Household+Type%2C+Measurement%2C+Country+and+Year&path=.../Database/STAT/30-GE/02-Families_households/). [Accès le 03 June 2013].



MENTION BIEN

# ÖKONOMISCHE OPTIMIERUNG VON GESTALTUNG UND FAHRWEISE EINER SOFC MIT STUNDENWEISE STROMPREISEN\_

Marc Lindner



1\_ Netzlast und EE\_Einspeisung TLL, 2011

Bisher lieferten hauptsächlich fossile und nukleare Kraftwerke die nötige Grund- und Mittellast, während sich der Bedarf an Spitzenlast auf kurzfristige Nachfrageschwankungen beschränkte (1). Mit stetem Zuwachs von Erneuerbaren Energien (EE) bei der Energiebereitstellung entkoppeln sich Stromproduktion und Nachfrage, wie in Abbildung 1 zu sehen, immer mehr (2). Zwar lässt sich Wind- und Solarenergie in ihrer Leistung drosseln, aber naturgegeben nicht beliebig hochfahren. Chemische und somit speicherbare regenerative Energieträger, wie Biogas, bieten dagegen eine kostengünstige Lösung um Schwankungen auszugleichen (3).

Im Jahr 2011 waren bereits über 7.000 Biogasanlagen mit einer akkumulierten installierten elektrischen Leistung von etwas über 3.000 MW am Netz (4). Dabei wird die in der Biomasse – vorrangig in Kohlenhydraten, Fetten und Proteine – gespeicherte chemische Energie durch den Fermentationsprozess unter Ausschluss von Luftsauerstoff über mehrere Zwischenschritte in Methan und CO<sub>2</sub> umgewandelt (5). Dieses Biogas kann aufbereitet und als Biomethan veräußert oder mittels Gasmotor verstromt werden, sodass elektrische und thermische Energie verkauft werden kann. Beides, d.h. die Biogasproduktion, sowie die Verstromung wurden bis dato konstant betrieben. Das Potenzial, das sich durch die Speicherfähigkeit des Biogases ergibt, wurde bisher kaum bis garnicht genutzt, wie aus Abbildung 1 zu vermuten ist. Bisher war kein finanzieller Anreiz gegeben, die Stromproduktion an einen Bedarf anzupassen, da die Erlöse durch eine fixe Vergütung geregelt waren. Die EEG-Novelle von 2012 sieht im Gegensatz zu früheren Regelungen einen Anreiz für eine marktorientierte Stromproduktion vor. Somit kann es erstmalig vorteilhaft sein, die Biogasproduktion und die Verstromung zeitlich zu entkoppeln und dadurch

tationsprozess unter Ausschluss von Luftsauerstoff über mehrere Zwischenschritte in Methan und CO<sub>2</sub> umgewandelt (5). Dieses Biogas kann aufbereitet und als Biomethan veräußert oder mittels Gasmotor verstromt werden, sodass elektrische und thermische Energie verkauft werden kann. Beides, d.h. die Biogasproduktion, sowie die Verstromung wurden bis dato konstant betrieben. Das Potenzial, das sich durch die Speicherfähigkeit des Biogases ergibt, wurde bisher kaum bis garnicht genutzt, wie aus Abbildung 1 zu vermuten ist. Bisher war kein finanzieller Anreiz gegeben, die Stromproduktion an einen Bedarf anzupassen, da die Erlöse durch eine fixe Vergütung geregelt waren. Die EEG-Novelle von 2012 sieht im Gegensatz zu früheren Regelungen einen Anreiz für eine marktorientierte Stromproduktion vor. Somit kann es erstmalig vorteilhaft sein, die Biogasproduktion und die Verstromung zeitlich zu entkoppeln und dadurch



Mehrerlöse am freien Markt zu erzielen. Um den Verlust der Subventionen, der durch den Verzicht auf fixe (hohe) Strompreise und die Teilnahme am freien Markthandel einhergeht, zu kompensieren, wird für die Übergangszeit eine Markt- und Managementprämie ausgezahlt.

Diese sollen sicherstellen, dass bei marktorientierter Fahrweise der Stromproduktion ein Mehrerlös im Vergleich zur subventionierten stationären Fahrweise möglich ist.

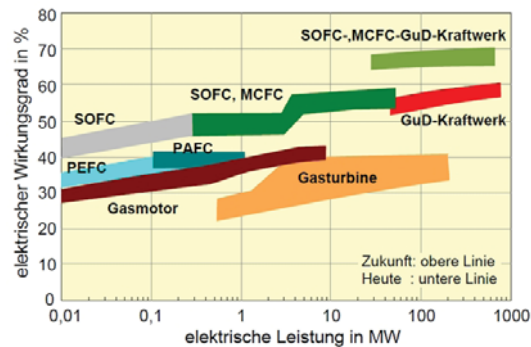
Dass der Bedarf an Regelbarkeit bei der Stromproduktion hoch ist, zeigt sich dadurch, dass PV-, Wind und Biogasanlagen mit einer installierten Leistung über 100 kW über eine ferngesteuerte Abschaltvorrichtung verfügen müssen, damit der Netzbetreiber nach §11 EEG Stromspitzen auf der Angebotsseite bei Netzstabilitätsproblemen abfangen kann. Aufgrund dieser Regelung sind nach Bömer (6) im Jahr 2010 in ganz Deutschland zwischen 72 und 150GWh an Windenergie verloren gegangen. Damit stieg der Energieverlust um etwa die Hälfte gegenüber dem Vorjahr an.

Um mit kleineren Anlagen Regelenergie anbieten zu können, müssen mehrere Anlagen zu einem virtuellen Kraftwerk gebündelt werden, sodass sich eine Gesamtleistung von > 5 MW ergibt. Diese lassen sich wie ein Großkraftwerk behandeln, ohne aber dabei die hervorragende Reaktionsfähigkeit einzubüßen. Sie können dadurch auf Lastschwankungen reagieren (7). Abgesehen von dieser Marktregelung ist es für alle Biogasanlagen theoretisch möglich am Regelenergiemarkt teilzunehmen. Durch Zu- oder Abschalten der Verstromungsanlage könnte somit positive, wie auch negative Regelenergie bereitgestellt und vermarktet werden.

**Prinzip und Potenzial der SOFC**

Soll sich vermehrt auf diesen Markt konzentriert werden, weisen Gasverbrennungsmotoren den Nachteil auf, dass sie einen schlechten Wirkungsgrad im Teillastbereich aufweisen. Dies könnte darin resultieren, dass eine quasi binäre Fahrweise eine höhere Speicherkapazität erfordert. Als Alternative zum Gasverbrennungsmotor würde sich deshalb eine Hochtemperaturbrennstoffzelle anbieten, die neben dem guten Teillastverhalten, den positiven Effekt eines weit-aus höheren elektrischen Wirkungsgrades (siehe Abbildung 2) bedingen würde. Beim Gasverbrennungsmotor rührt der

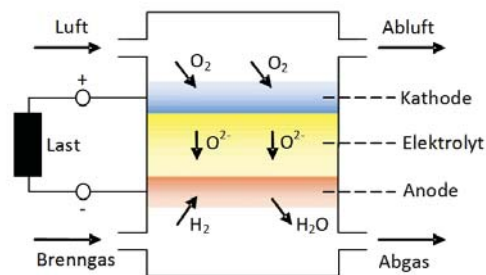
vergleichsweise geringe Wirkungsgrad daraus, dass die chemische Energie durch die Verbrennung in thermische Energie umgewandelt wird, bevor sie in mechanische und letztlich erst in elektrische Energie umgewandelt wird.



2\_ Wirkungsgrad der Technologien

Bei der SOFC findet die „Verbrennungsreaktion“ in zwei Teilschritten ab, die durch einen Elektrolyten räumlich getrennt sind. Dieser weist eine hohe Ionenleitfähigkeit auf, ist aber für Brenngas und das Oxidant (Luft) undurchlässig und ist nicht elektrisch leitend.

Ein Prinzipschema ist in Abbildung 3 zu erkennen. Ionen wandern entlang des chemischen Potenzialgradienten. Dem entgegen gerichtet baut sich ein Spannungsfeld auf,



3\_ Funktionsprinzip einer keramischen Hochtemperaturbrennstoffzelle

wodurch der Ionenfluss in einem Gleichgewichtszustand schließlich zum Erliegen kommt. Werden Anode und Kathode elektrisch leitend verbunden und an einen Verbrau-

cher angeschlossen, wird ein elektrischer Strom induziert und die Spannung abgebaut. Durch dieses Prinzip kann die chemische Energie direkt in elektrische Energie umgewandelt werden und der Umweg über die thermische Energie entfällt (9).

### Aufgabenstellung

In dieser Arbeit sollte der ökonomische Anreiz aufgezeigt werden, Biogasanlagen dynamisch zu betreiben und so einen Beitrag zur erneuten Annäherung zwischen Nachfrage und Angebot zu erzielen. Diesbezüglich gibt es die Möglichkeit konventionelle Biogasanlagen mit einem Verbrennungsmotor zu betreiben oder eine SOFC (Hochtemperaturbrennstoffzelle) zu verwenden. Bei letztgenannter Technologie muss der noch hohe Anschaffungspreis mit den Vorteilen der guten Teillastfähigkeit und dem hohen Wirkungsgrad gegenübergestellt werden.

Andere Brennstoffzellen kämen auch infrage, allerdings scheint die SOFC in Zukunft die geeignetste Technologie in Verbindung mit Biogas zu sein, weil kein Bedarf an Edelmetallen als Katalysator besteht und aufgrund der höheren Temperatur die Zellen unempfindlicher gegen Vergiftungen sind. Außerdem erlaubt die hohe Betriebstemperatur die interne Reformierung und erzielt auch dadurch höhere Wirkungsgrade als andere Brennstoffzellentypen (10).

Dazu soll in einem ersten Schritt für beide Varianten das Modell erstellt werden, bestehend aus allen relevanten physikalischen Abhängigkeiten, sowie den Investitions- und Betriebskosten, die für jede Anlage bestimmt werden. Daran anschließend soll der optimale Prozess ermittelt werden, um die ökonomischen Verluste inklusive der Speicherung zu minimieren.

Im letzten Schritt soll für unterschiedliche Szenarien gezeigt werden, ob und in welcher Ausprägung die Vorteile einer bedarfsorientierten Fahrweise bei vollständiger Direktvermarktung gegenüber einer statischen Fahrweise für die einzelnen Varianten in Abhängigkeit ihrer Anlagengröße aufweisen.

### Zusammenfassung

Weder für die SOFC noch für den Gasmotor ließ sich, unabhängig ihrer Fahrweise, ein Gewinn mit den Stundenkontakten an der EEX-Börse erwirtschaften. Mit der SOFC-Anlage konnte im stationären Betrieb aufgrund des höheren Wirkungsgrades ein Mehrerlös von ca. 28 % gegenüber der Verstromung mit Gasmotor erzielt werden. Allerdings sind die derzeitigen Investitionskosten für SOFC-Anlagen zu hoch, um daraus einen wirtschaftlichen Vorteil zu generieren. Für den stationären Betrieb wurde gezeigt, dass die Investitionskosten der SOFC-Anlage auf 2.500 €/kW-Peak sinken müssen, bevor diese Technologie wirtschaftlich gegen den Gasmotor konkurrieren kann.

Anhand der durchgeführten Simulationen konnte gezeigt werden, dass der EEX-Strommarkt einen merklichen Anreiz bietet, bei Biogasanlagen bedarfsorientiert Strom zu produzieren. Die erste Annahme, einen externen Biogasspeicher (Druckbehälter) im Modell zu verwenden, musste fallen gelassen werden. Der zusätzliche Verdichter samt Energieverbrauch für die Speicherbefüllung inklusive der Kosten der Überdimensionierung konnten nicht durch die Preisdifferenzen am Strommarkt kompensiert werden. Mit dem Membranspeicher auf Fermenter und Nachgärer waren die Grenzkosten der Überdimensionierung (beim Gasmotor) kleiner als der Grenznutzen, sodass sich eine Überdimensionierung lohnte und sich die spezifischen Verluste um 15% senken konnten. Dabei blieb für die Modellierung kritisch, dass die Optimierung kein stabiles Maximum finden konnte. Wegen der degressiv sinkenden Grenzkosten der Überdimensionierung und einem ähnlichen Verlauf des

Grenznutzens konnte vielmehr ein Bereich aufgezeigt werden, indem Nutzen und Kosten einer weiteren Überdimensionierung sich nahezu kompensierten.

Für die SOFC konnte mit derzeitigen noch hohen Kosten keine Verlustminderung durch Überdimensionierung und optimierte Fahrweise erzielt werden. Allerdings konnte gezeigt werden, dass durch eine bedarfsorientierte Fahrweise der Erlös von 28 % im stationären Betrieb auf über 33 % gegenüber dem Gasmotor gesteigert werden konnte. Dabei wurde ersichtlich, dass der Vorteil nicht allein durch den Wirkungsgrad im Teillastbereich zu erklären war, sondern auch die Möglichkeit differenzierter auf Preisschwankung reagieren zu können dazu beiträgt. Dabei war die Restriktion des Speichers besonders für den Gasmotor aufgrund seines binären Betriebs ein Nachteil der im Extremfall den relativen Erlös der SOFC um > 37 % höher ausfallen ließ.

Für den Einfluss des Strompreises konnte gezeigt werden, dass eine höhere Varianz relativ gesehen den Gasmotor bevorzugt und die Betriebsweise der SOFC sich der binären Fahrweise des Gasmotors annähert. Die Subventionierung des Gasmotors konnte die Marktpulse zur bedarfsorientierten Fahrweise aufnehmen, ohne dass ein Anreiz geschaffen wurde, von dem Optimum ohne Subventionen abzuweichen. Bei der SOFC jedoch war die Subventionierung der bedarfsorientierten Fahrweise kritisch, da durch die höheren Stromerlöse dem Anlagenbetreiber ein Anreiz geschaffen wurde, die Bedürfnisse des Marktes zu ignorieren und mit einem eher gleichmäßigeren Teillastbetrieb den Erlös durch Wirkungsgradsteigerung zu maximieren.

Um einen wirtschaftlichen Betrieb annähernd zu ermöglichen wurde deutlich, dass der Erlös der Abwärme entscheidend ist und die CO<sub>2</sub>-Abscheidung und Aufbereitung auf Erdgasqualität in manchen Fällen sinnvoll sein kann. Ob die bedarfsorientierte Fahrweise mit SOFC die deutlichen Vorteile gegenüber dem Gasmotor nutzen wird können, wird letztendlich von der Preisentwicklung dieser Technologie abhängen und konnte in dieser Arbeit nicht abschließend beantwortet werden. Mit derzeitigen Kosten müssten die Erlöse am Regelenergiemarkt zwischen 1 und 6 ct/kWh jährlich produzierter elektrischer Energie kompensieren, damit sich eine Überdimensionierung lohnen würde.

Eine Aussage kann zusammenfassend bestätigt werden:

„If a site doesn't provide any sensible way to use waste heat or to feed the gas into the grid, then perhaps it would be better not to build a plant there in the first place“ (Sonnenleitner Matthias, Ingostadt University of Applied Sciences )

# ETUDE DE FAISABILITÉ D'UN CANAL NAVIGABLE ENTRE LE LAC DE NEUCHÂTEL ET LE LÉMAN

Fränz Zeimetz

This work will analyze a barge canal, connecting Lake Neuchâtel with Lake Geneva, in an economical, social, environmental and technical context. The goal is to determine if the end justifies the means. Three possible canal layouts will be rated in a multicriteria analysis. The best layout will be further developed. This allows the calculation of the costs of the project, that will be submitted to a sensitivity analysis pointing on the interest rate.

The results show that the project has a high ecological, economical and touristic value. Furthermore the means are absolutely reasonable considering the result.

## Résumé

Le but de ce travail est de placer un canal navigable reliant le Lac de Neuchâtel et le Léman dans un contexte économique, sociétal, environnemental et technique et de voir si les considérations à prendre, les moyens à mettre en oeuvre et les coûts restent dans la mesure de l'acceptable et du réalisable. Les différents domaines mentionnés ci-dessus ont été analysés afin d'ouvrir le plus possible le spectre du sujet dans le but d'une bonne intégration dans l'ensemble. L'élément qui touche à tous ces domaines est le tracé du canal. Trois variantes de tracé ont été élaborées, qui seront évaluées dans une analyse multicritère afin de choisir celle qui s'intègre le mieux. Une fois le choix d'une variante faite, un avant projet est élaboré. Enfin, les coûts de construction et les annuités ont été calculés et seront soumis après à une analyse de sensibilité au changement du taux d'intérêt et de la durée d'amortissement.

Les résultats ont permis de conclure que le projet a une haute valeur écologique, économique ainsi que touristique et que les moyens à mettre en oeuvre sont tout à fait raisonnables.

## Introduction

La première fois que la Suisse fit l'objet d'un aménagement de voies navigables date de 1609, quand une société de commerçants des Pays-Bas s'était fondée pour rendre navigable le Rhin par un canal s'étendant jusqu'au lac de Constance. L'idée de la navigation en Suisse fut née.

Les Hollandais ont suggéré de construire un canal qui leur permet de passer de Rotterdam jusqu'à Marseille, ce qui leur permet d'éviter de passer près de leurs ennemis, L'Espagne (cf figure 1).. Ils doivent donc passer de Rotterdam à Bâle puis Lenzburg, Brugg, Aarberg, Neuchâtel, Yverdon, Entreroches, Cossonay, Morges, Lac Léman, Lyon et finalement Marseille (Schleiss [5]).

En 1640, durant l'été, les ouvriers commencèrent à déblayer la gorge d'Entreroches. Ce ne fut qu'en 1648 qu'ils atteignirent Cossonay. Les travaux furent stoppés, car les investissements furent jugés sans relation avec l'avancement des travaux. Le passage entre Cossonay et Morges ne fut jamais construit.

En fait, le développement des transports terrestres au XV<sup>e</sup> siècle a rendu moins attractif le transport par l'eau. Le canal était de moins en moins utilisé, ce qui a diminué les recettes, par conséquent l'entretien du canal était négligé. En 1829, le pont du Talent s'effondra et rendit impossible le passage des bateaux. Le pont ne fut jamais reconstruit. Ceci signifia la fin du canal.

De nos jours le projet regagne en attractivité. En effet la fin du canal était due à l'essor des routes qui rendaient le transport plus aisé. Cependant, les routes commencent à être saturées et il faut trouver une autre possibilité de transport.

# MICROCYCLE PROCESS OPTIMISATION FOR NITROGEN REMOVAL

Patrick Thill

- 1\_ Byers, J., P., 'Metalworking Fluids', Second Edition, CRC Press, Taylor & Francis Group, 2006.
- 2\_ Toraason, M., 'Metal Working Fluids - Recommendation for Chronic Inhalation Studies', National Institute for Occupational Safety and Health, Cincinnati OH USA 45226, 2000.
- 3\_ Kline & Company Inc, 'Metalworking Fluids 2010 Global Series - Market Analysis and Opportunities', Report #Y650B, 2011.
- 4\_ Chipasa, K., 'Best Practice Guide for the Disposal of water-mix Metal working fluids', UKLA, 2011.
- 5\_ <http://www.microbialsolutions.co.uk/the-technology/> [accessed on 7.1.2013]
- 6\_ Cheng, C. et al., 'Review - Treatment of spent metalworking fluids', *Water Res.*, Vol. 39, (2005), pp. 4051-4063.
- 7\_ van der Gast, C.J., et al., 'Selection of microbial consortia for treating metal - working fluids', *Journal of Industrial Microbiology & Biotechnology*, Vol. 28, (2002), pp. 20-27.
- 8\_ Kim, B.R., et al., 'Biological removal of organic nitrogen and fatty acids from metal-cutting-fluid wastewater', *Water Res.*, Vol. 28, (1994), pp. 1453-1461.
- 9\_ Schuch, R. et al., 'Nitrogen and DOC Removal from wastewater streams of the metal-working industry', *Wat. Res.*, Vol. 34:1, (2000), pp. 295-303.

Metalworking fluids (MWF) are complex chemical mixtures used in the metalworking process, e.g metal deformation and cutting [1]. Depending on the process requirements and their operational lifespan, MWFs contain a variety of lubricants, cooling and anti-foaming agents, anticorrosives and biocides [2]. Global consumption of MWFs was 2.2 million tonnes in 2010 [3]. Under a framework of tightening legislation concerning the discharge of industrial waste waters, companies are now obliged to treat spent MWFs before they can be discharged to sewer [4]. Current treatment options such as ultrafiltration or reverse osmosis are very cost and energy intensive [4]. Biological treatment technologies such as Microbial Solutions Ltd's (MSL) patented Microcycle technology [5] offer the opportunity to pre-treat industrial waste waters, thus reducing energy and cost for any subsequent treatment and have the potential to be integrated into current treatment systems [6]. MSL has recently formed a partnership with BP-Castrol to biologically treat oily waste at several major sites around the world. The fluid used in this project comes from the Ford Bridgend Engine Plant in Wales, which is one of MSL's pilot sites. The underlying innovation in the Microcycle technology is its bacterial starting consortium which is able to grow as fixed biofilm in harsh environments such as MWFs [7]. Most MWFs contain large organic fractions, which makes them suitable candidates for biological treatment and remediation [6]. The toxic nature of MWFs, in particular their content in biocides, makes their biological degradation particularly challenging [2]. MSL's aerobic technology is effective for removing oil, i.e. carbon and nitrogen components, from MWFs. However, nitrogen removal is not optimal under current aerobic operating conditions. MWFs contain significant fractions of nitrogen that need to be removed prior to being disposed of to sewer [8]. Nitrogen removal partly depends on the action of anaerobic bacteria and has been investigated in several studies on actual and simulated MWFs [6, 8, 9]. MSL's preceding work on fully anaerobic reactors showed that performance was reduced and that the anaerobic phases caused the biofilm to detach. The objective of this project is to optimise the Microcycle process for nitrogen removal by investigating whether alternating aerobic with anaerobic phases will lead to improved nitrogen removal without compromising current reactor performance.

## Conclusion

In a nutshell, this project showed that switching between aerobic and anaerobic conditions in a single stage reactor led to no process improvement as it caused ammonium removal to break down and was associated with undesired hydrogen sulfide production and deterioration of the biofilm. It was found that actually more than enough anaerobic activity exists within the biofilm due to its three dimensional nature. Moreover, it seemed that optimisation of the Microcycle process for nitrogen removal process comes down to reactor geometry and effectively designing aeration.

Anaerobic zones significantly improve the potential for nitrogen removal and the maturity of biofilms ensures the existence of sufficient local anaerobic zones in a reactor operated in a fully aerobic mode. In this project, it was found that adding excess glucose to mature aerobic reactors led to the best possible ammonification and near complete ammonium removal and denitrification, resulting in 90% total nitrogen removal for the Microcycle process without compromising COD removal or any side effects of hydrogen sulfide production.

Finally, it is suggested that due to the widely varying composition, associated limitations and particular characteristics of MWFs, improvements in biological degradation processes, such as the Microcycle process, might lie in intelligently and effectively combining different waste-streams to improve bioaugmentation and creating potential opportunities for resource recovery from industrial waste waters such as exhausted metalworking fluids.

## Future Work

Future work could consist in repeating the work on testing fully aerobic reactors from set-up to maturity and determine whether ammonium removal naturally slows down in mature reactors or whether ideally nitrification remains active. Furthermore, experiments testing different aeration modes and deliberately creating local anaerobic zones could throw more light on optimal reactor set-up and geometry for nitrogen removal. Moreover, future work could consist in identifying potential waste streams that are rich in carbon and could be used as a substitute for glucose as a means to overcoming the carbon limitation of the MWF.

# AUSLEGUNG DER SCHRAUBENBEFESTIGUNG EINER STICHLOCHMASCHINE AM FUNDAMENT

Patrick Bemtgen

Ziel der vorliegenden Arbeit ist, ein Bemessungsverfahren für die Befestigung von Stichlochmaschinen auf Betonfundamenten/Stahlträgern zu erarbeiten. Zu Beginn wird das Lastverteilungsproblem auf die einzelnen Verbindungselemente untersucht. Die Berechnung der auftretenden Kräfte und Momente in den drei Maschinenstellungen (Ruhe-, Mittel- und Arbeitsstellung) erbringt den Nachweis, dass die Verbindung in der Arbeitsstellung am stärksten belastet wird.

In einer weiteren Betrachtung werden die auf die einzelnen Verbindungselemente wirkenden Zug- und Scherkräfte berechnet. Anschließend erfolgt die Bemessung der Verbindungselemente anhand eines Beispiels, dabei wird zwischen der Befestigung auf Beton oder Stahl unterschieden. Während der Erstellung eines Bemessungskonzepts stellt sich heraus, dass wichtige Fragen bezüglich des Reibbeiwertes (zwischen Maschinen- und Fundamentplatte) und des Steifigkeitsverhältnisses (Schraube/Betonzwischenlage) durch experimentelle Untersuchungen geklärt werden müssen.

Bezüglich der Verwendung von Hammerkopfschrauben als Verankerungselement im Beton sind Bemessungsregeln einzuhalten, die in der DAST-Ri 018 hinterlegt sind. Im nächsten Schritt wird der Einfluss von verschiedenen Parametern auf die Bemessung der Verbindung untersucht. Abschließend wird ein Bemessungsprogramm für die Verankerungselemente erstellt.

The main aim of this research work is the development of a measuring procedure for the fixture of taphole machines on concrete foundations/steel beams. To begin, the problem with the load distribution on the particular connection elements needed to be examined. Through the calculation of the occurring forces and moments in the three machine positions (inoperative, center and operating position) one could establish that the connection in the operating position shows the highest workload. In an additional observation, the pulling and shearing forces on the connection elements have been analysed. Subsequently, a calculation of the connection elements with an example has followed, whereby a differentiation between the attachment to concrete or steel has been made.

During the creation of a measurement concept it appeared that important questions regarding the coefficient of friction (between machine and foundation plate as well as the stiffness proportion (screw/ intermediate layer of concrete) needed to be explained by making use of experimental examinations.

Concerning the usage of T-head bolts as an anchoring element in concrete, regulations of measurement which can be found in the DAST-Ri 018 must be followed. In the subsequent step, the influence of different parameters on the measurement of the connection has been analysed. Concluding, a measuring program for the anchoring element has been created.

# COMBINED USE OF ANTAGONISTIC MICROORGANISMS AGAINST FUSARIUM HEAD BLIGHT ON WHEAT

Jacques Engel

Die Ährenfusariose ist eine schwerwiegende Krankheit an Weizen, Gerste und anderem Getreide. Erreger der Krankheit sind Pilze der Gattung *Fusarium*, hauptsächlich *Fusarium graminearum* (teleomorph: *Gibberella zeae*) und *F. culmorum*. Neben Ertragseinbußen ist vor allem die Kontamination des Getreides mit für Mensch und Tier giftigen Mykotoxinen von Bedeutung. Mittels geeigneter ackerbaulicher Maßnahmen, Fungizideinsatz, Sortenwahl oder dem Einsatz antagonistischer Mikroorganismen (AM) kann die Krankheit bekämpft werden. In dieser Arbeit wurden drei Weizensorten mit *G. zeae* auf naturnahe Weise infiziert und drei AMs mit jeweils unterschiedlichem, antagonistischem Wirkmechanismus in verschiedenen Kombinationen und zu verschiedenen Zeitpunkten auf die Pflanzen appliziert.

Der Bekämpfungserfolg wurde mittels visueller Bonitur der Befallshäufigkeit (BH%), der Befallsschwere (BS%), des An-

teils *Fusarium* geschädigter Körner (FDK) und der Berechnung der Befallsintensität (BI%) festgestellt. Die Weizensorten hatten den größten Einfluss auf alle Parameter. Weder die AM-Behandlungen noch das Fungizid Folicur® vermochten BH% oder FDK zu reduzieren. In Einzelapplikation verringerte der AM P183 die Area Under Disease Pressure Curve (AUDPC) BS% um 25% ( $P < 0.05$ ) relativ zur Kontrolle, und war vergleichbar mit dem Fungizid (30%,  $P < 0.05$ ).

AM Kombinationen verringerten die AUDPC BS% ebenfalls. Die Auswertung der AUDPC BI% zeigte ähnliche Resultate. Es wurden ebenfalls Hinweise auf eine Weizensorte-AM-Behandlung-Interaktion gefunden. Da selbst das Fungizid keinen zufriedenstellenden Bekämpfungserfolg hervorbrachte, wird davon ausgegangen, dass der Krankheitsdruck außerordentlich hoch war und unter anderen Bedingungen schlüssigere Resultate ausgewertet werden könnten.



An investigation into the mitigating properties of coastal mangroves on tsunami run-up in terms of wave height reduction and energy dissipation. Propagation of a tsunami-bore from open-sea to shore, accounting for bathymetric parameters and interaction with a mangrove forest, is computed using a dedicated Mathematica code. To provide significant protection against tsunamis, very large, dense forests would be required. The numerical limit on incoming wave energy dissipation in the forest is 50%, coherent with the analytical limit. A parameter study into vegetation and bathymetric factors relevant to the problem revealed forest drag coefficient and shore level above mean sea to be the most important factors. An analogous effect of mangroves on storm wave mitigation despite dissimilar wave models can be observed.

# TSUNAMI MITIGATION BY COASTAL MANGROVES\_

Anne-Marie Grunig

## An underresearched Topic of Growing Importance

One can't help but wonder at the numbers provided by an IUCN report comparing the death toll of the 2005 tsunami in two Sri Lankan villages: 6000 people died in one village whereas only one single villager died in the second hamlet (Taylor,[16]). Given that the villages were similar in terms of population size, bathymetric and coastal configurations as well as with regards to emergency measures and contingency planning, how could this be explained? A deep mangrove forest protected one village, whereas the other's coast was bare of any vegetation. It is indeed a recurrent theme in anecdotal accounts from i.a. the December 2005 Indian Ocean Tsunami, that shores guarded by coastal vegetation such as mangroves had undergone significantly less damage than unprotected coasts.

Empirical findings further support this claim: In the aftermath of the 2005 Indian Ocean tsunami, several scientific papers such as [6] by Kathiresan and Najendran have focussed on providing supporting evidence for a direct correlation between wave impact and degree of destruction (case study of mitigating effect of mangrove forests on loss and damage to coastal communities exposed to tsunamis). By and large however, there is an absence of scientific analysis qualifying or quantifying this relationship beyond its existence.

Quantitative hydrodynamic research however is not only missing with regards to tsunami-runup on a shore. There is a generalised absence of comprehensive research into the problem of vegetation and wave interaction despite there having been a reported 94 tsunamis over the last 100 years that have claimed 51 000 casualties (figures from [16], [19], image [21]). Although warning systems exist since the 1950s, they often cannot prevent fatalities- either because time is insufficient for evacuation or because people do not act according to emergency guidelines.

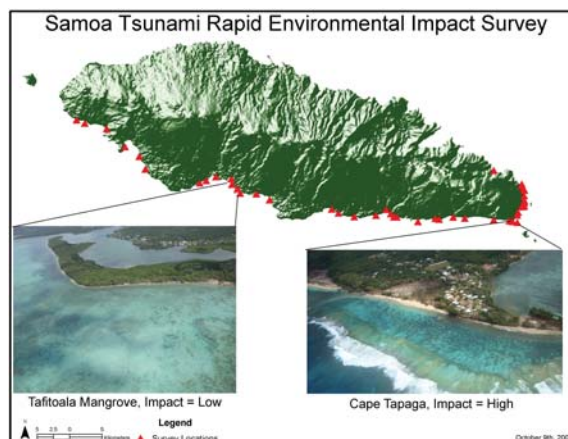
Global warming and rising sea levels lead to an increased frequency of extreme wave run-up; socio-economic factors trigger population concentration in coastal areas. Furthermore, economic interests give rise to coastal engineering works, such as e.g. forest deforestation to accommodate prawn farms and tourist resorts, that increase shore vulnerability to extreme wave run-up. Risk management calls therefore for integrated contingency planning against extreme wave runup. This however presupposes detailed knowledge of the phenomena that cause damage and possible mitigating effects.

Coming back to the specific problem of quantifying the tsunami-mitigating effects of coastal mangroves, a definition of a tsunami should perhaps be given, along with some examples of research that has already been carried out.

## Physical and Mathematical Characterisation of the Tsunami

A tsunami-wave is characterised by its very long wavelength. It is a volume displacement phenomenon: The water column in a body of still water experiences an abrupt uplift under a sudden perturbation. The tsunami-generating disruption can be a motion of a geological fault, a landslide (sub- or supermarine), a volcanic eruption or possibly a cosmic-body impact.

Kathiresan and Najendran in [6] describe research undertaken in damping effect of mangrove forests on storm waves. To what extent results from surface wave power dissipation can be extrapolated to tsunami run-up however has yet to be established. There are many reasons why hydrodynamic findings on storm waves might not be applicable to tsunamis; the most significant being wave period and mass transfer considerations. With regards to wave period, it can be noted that a storm wave has generally a short period, whereas a tsunami is characterised by a very long period. On the topic of transfer processes,





it should be noted that, unlike a storm wave, a tsunami is foremost a mass transfer phenomenon. For a tsunami, the volume of water and the total energy transferred is the most relevant consideration. In surface and storm wave analysis however, wave energy transfer i.e. power

$$P_{(wave\ total)} = \partial E_{(wave\ total)} / \partial t$$

is the predominant process.



Japanese Ocean Tsunami, [23]

This suggests, that in the assessment of tsunami impact and mitigation, the volume of water that washes up on the shore should be considered along with total wave energy

$$E_{(wave\ total)} = E_{kin} + E_{pot} = \int_0^T q u_{wave} dt \quad [24]$$

Wave height and velocity are central to both these quantities and should therefore be taken into account.

To provide further the context to this specific study, one should consider recent research into the interaction of storm waves with coastal vegetation carried out by Taylor [16]. A semi-analytical design curve for wave transmission and reflection from the vegetation barrier has been obtained by PH Taylor, using KdV solitons. His results characterising transmission and reflection coefficients of the mangrove forest as a function of non-dimensional parameters that take into account wave height, width and friction of the forest, are further referenced in App. 2. Now the question was, whether an analogous curve, plotting vegetation induced energy dissipation versus wave and forest characteristics could be obtained for the case of a tsunami bore running up on a forest. And if so, what parameters were the most important in mitigating the impact of the tsunami? Furthermore, was there possibly an analogy between the scientifically documented mitigating effect of mangroves on storm waves and energy dissipating properties of mangroves on tsunami-bores? The present study tried to address all of these questions; it included a significant amount of analytical work that will be presented as an appendix to the main findings.

### Outline Of Work Undertaken

The aim of the present study was, to investigate the mitigating effect of coastal mangroves on tsunami run-up on a shore. This required however a significant amount of preliminary analytical, mathematical and computational work, the details of which can be found in the adjoining appendices. Here, a brief overview of the work undertaken.

### The Computational Tsunami Model

The mathematical complexity of the problem under investigation called for a computational tsunami model. In this context, the tsunami model should be a study tool, not an end in itself.

It had the requirement to be sufficiently sophisticated to allow a parameter study; the end goal of the project being to distinguish dominant factors amongst a large set of parameters relevant to tsunami run-up. At the same time, the model should be sufficiently simple to be readily

implementable and amenable to changes in bathymetric, vegetation and wave parameters.

In order to specify model requirements, first the variables serving as a measure of tsunami-impact were defined. After some scientific background reading, energy dissipation and wave height reduction were considered the most relevant metrics in assessing the tsunami mitigating effect of coastal mangroves. Next, some analytical work on hydrodynamics was carried out to set up equations to evaluate these metrics- and set the most important parameters (hydrodynamic, bathymetric and vegetation) the study had to investigate.

Work on hydrodynamics brought along further specifications of both the numerical and the mathematical requirements of the code.



- 1\_ Energy dissipation in mangrove forests of non-uniform depth; P Vo-Long & S Massel in Journal of Marine Systems 74, 2008, pp. 603-622;
- 2\_ Flow structure in depth-limited, vegetated flow; H M Nepf & P Vivoni in Journal of Geophysical Research 105, C12, Dec 2000, pp. 28547- 28557
- 3\_ Mangrove forests: Resilience, protection from tsunamis and responses to global climate change D M Alongi in Estuarine, Coastal and Shelf Science 76, 2008, pp.1-13;
- 4\_ Water and sediment dynamics in the Red River mouth and adjacent coastal zone; D van Maren in Journal of Asian Earth Sciences 29, 2007, pp. 508-522;
- 5\_ Wave attenuation in the Red River Delta, Vietnam; S Quartel, P Augustinus, P Van Santen, N Tri in Journal of Asian Earth Sciences 29, 2007, pp.576-584;
- 6\_ Coastal mangrove forests mitigated tsunami; K Kathiresan & N Rajendran in Coastal, Estuarine and Shelf Science, 65, 2005, pp.601-606 ;
- 7\_ Velocity and turbulence characterisations in flow through rigid vegetation; J Fairbanks, Thesis for the degree of MSc in Civ. Engineering, Virginia Polytechnic Institute & State University, 1998;
- 8\_ A comparison of analytical methods for drag coefficient of a cylinder; G Bruschi et al, 2003, MAE;
- 9\_ Reduction of wind and swellwaves by coastal mangroves; A Mclvor, I Moller, T Spencer & M Spalding : Natural Coastal Cambridge Coastal Research Unit Working Paper 40 in Protection Series ISSN 2050-7941, 2012
- 10\_ [http://www.mangrovesgy.org/index.php?option=com\\_content&view=article&id=89&Itemid=72](http://www.mangrovesgy.org/index.php?option=com_content&view=article&id=89&Itemid=72), last accessed on 07/04/2013;
- 11\_ KDV theory and the Chilean tsunami of 1960; R Stuhlmeier in Discrete and continuous dynamical systems series B Vol 12, 3, 2009 pp. 623-632 ;
- 12\_ Tsunamis from nature to physics; M Helal & M Mehenna in Chaos, Solitons and Fractals 36, 2008, pp. 787-796 ;
- 13\_ On the Origin of the Korteweg-de Vries Equation ; E M de Jager, published by Korteweg-de Vries Institute, University of Amsterdam, December 2011;
- 14\_ 'A course in coastal defense systems 1', Ch. 5 'Coastal processes: waves'; P Holmes, Dept. Civil and Environmental Engineering, Imperial College, UK, 2001;
- 15\_ The Shallow Water Equations ; D Randall, Dept. of Atmospheric Science, Colorado State University, 2006;
- 16\_ Tsunami behaviour over off-shore reefs and in coastal mangroves; P H Taylor, Dept. of Engineering Science, University of Oxford, SUTGEF 2009;
- 17\_ Lecture notes B9: Civil Engineering Hydraulics II; S McIntosh & B Willden (2011), P H Taylor, (2010), A G L Borthwick(2009), Dept. of Engineering Science, University of Oxford
- 18\_ <http://www.imperial.ac.uk/research/photronics/research/topics/pulse/images/sech2plot.gif> accessed on 29/03/2012;
- 19\_ <http://earthsci.org/education/teacher/basicgeol/tsunami/tsunami.html>, last accessed on 19/04/2013
- 20\_ Ch 10.8 The breaking of a dam, in 'Water Waves' p 333-341, J J Stoker, Interscience Publishers. Inc., New York, 1957
- 21\_ <http://archive.iwlearn.net/www.sprep.org/att/IRC/eCOPIES/tsunami/maps/Environmental%20assessment%20maps/Main%20Page.jpg>, accessed 21/04/2013
- 22\_ <http://pasigriverwatch.files.wordpress.com/2013/03/mangroves.jpg>, accessed 21/04/2013
- 23\_ <http://referentiel.nouvelobs.com/file/3223549.jpg>
- 24\_ <http://ocean.goodplanet.org/wp-content/uploads/2012/04/raja-790x565.jpg>

# VISUAL MODELLING OF AND ON TANGIBLE USER INTERFACES

Eric Tobias

The purpose of this thesis is to investigate the use and benefit of visual modelling languages (VMLs) in modelling on tangible user interfaces (TUIs), and modelling TUI applications. Three main research questions are asked:

1. Is it possible and practical to model an application or process using a TUI?

2. Which General-purpose VML (GPVML) performs best in modelling a VML scenario for use on TUI?

3. Is it realistic to use a GPVML to model complex TUI applications?

To answer the first research question, a Business Process Model and Notation, version 2 (BPMN2), ideation scenario is used with a tangible widget toolkit prototype on a TUI table to evaluate the performance and obtain feedback from test candidates. The study showed that it is possible to model a process using a TUI and the test candidate feedback did not lead to the conclusion that the modelling was cumbersome or impractical.

To find a suitable GPVML, the thesis explores and evaluates the current state of the art in VMLs for describing general problems. After gathering different VMLs, the thesis com-

pares three languages using a simple scenario: the visual object constraint language (VOCL), augmented constraint diagrams (ACD), and the visual contract language (VCL). A weighted evaluation based on multiple quality criteria led to the conclusion that VCL is best suited to model TUI applications, answering the second research question.

The thesis answers the third research question by using VCL to model a more complex and complete scenario of an ideation process, which is based on using a BPMN2 on a TUI. This is done to assess VCL's suitability to more complex problems and its maturity. The study concludes that VCL is not yet mature enough to enable its general applicability in a wide variety of settings.

The three research questions were dressed with a hypothesis in mind: collaborative, novice friendly modelling environments are able to reduce the gap between stakeholders and software engineers during software projects, leading to a reduction of unrealistic expectations and an increase in the availability of domain knowledge. While the hypothesis is too broad to be proven by this thesis, the research questions answered here give some insights into how to approach it.

# ENERGETISCHE UND ÖKOBILANZIELLE UNTERSUCHUNG DER ABWASSER- UND KLÄRSCHLAMMBEHANDLUNG DES ABWASSERVERBANDES SIDEST UND ABLEITUNG VON OPTIMIERUNGSMASSNAHMEN

Christophe Majerus & Tom Weirig

Die detaillierte Kenntnis über den Energieeinsatz bei der Abwasserreinigung und die hiermit verbundenen Emissionen an klimaschädlichen Gasen gewinnt für die Betreiber kommunaler Kläranlagen zunehmend an Bedeutung. Aus diesem Grund befasst sich folgende Masterarbeit unter der Betreuung der Hochschule Trier (Umweltcampus Birkenfeld), der Universität de Luxembourg und des Abwasserverbandes SIDEST mit der energetischen und ökobilanziellen Untersuchung der Abwasser- und Klärschlammbehandlung. Zusätzlich sollen eventuelle Schwachstellen im Bereich des Energieverbrauchs sowie der allgemeinen Verfahrensführung aufgedeckt und Optimierungsmaßnahmen abgeleitet werden. Dies sollte zu einer Verbesserung des energetischen Zustandes und gegebenenfalls zu einer Verbesserung der Reinigungsleistung der, dem Verband zugehörigen, Anlagen führen.

Darüber hinaus soll untersucht werden, ob mit Hilfe des Konzeptes der semizentralen Schlammbehandlungszentren, räumlich nahe zueinander liegende aerobe Stabilisierungs- und Faulungsanlagen gemeinsam und übergreifend betrieben werden können, um hieraus sowohl betriebliche als auch energetische Vorteile zu gewinnen.

Schlussendlich dokumentiert eine CO<sub>2</sub>-Bilanz die gesellschaftliche Verantwortung des Unternehmens und dessen Verpflichtung zu einem nachhaltigen Ressourcenverbrauch.

Eine über hundert Jahre alte Bauruine die seit zwei einhalb Jahren wegen einer fehlenden Dachhaut nicht mehr vor Regen geschützt ist und wo somit Regenwasser ohne weiteres in das Mauerwerk eindringen kann, hat notgedrungen durchfeuchtete Wände. Die Aussenwände sind statisch noch recht stabil, es haben sich in den letzten Jahren nur einzelne Risse gebildet; sie tragen sich also selbst. Feuchte Mauern schaden allerdings stark dem Erhalt dieses Gebäudes, oder viel mehr dem was davon noch übrig geblieben ist. Gibt es für den nicht mehr vorhandenen Regenwasserschutz, eine recht simple Lösung, nämlich ein neues Dach, so ist es bei der aufsteigenden Feuchte aus dem Erdreich schon schwieriger. Dennoch will ich hier durch die Erläuterung der Probleme und dem Ersuchen von geeigneten Methoden die Schäden zu beheben, einen möglichen Lösungsansatz für die Frage finden: Was tun bei feuchtem Mauerwerk und kann man diese feuchte Mauern tatsächlich erhalten?

## WIEDERNUTZBARMACHUNG EINER BAURUINE IN LUXEMBURG

Myriam Olinger

Zwischen 1980 und 1997 wurden in Österreich 40 Objekte saniert, bzw. wurden die Wände trockengelegt und sind regelmäßig kontrollierten worden. Anschließend hat man das Ganze nach der österreichischen Norm ÖNORM B 3355 bewertet:

\_Mechanische Verfahren, Mauertrennung: Wirksamkeit 75% „zufriedenstellend“.

\_Injektionen, ohne und mit Druck: Wirksamkeit 39% „deutlich schlechter“.

\_Elektrophysikalische Verfahren: Wirksamkeit 33% „unbefriedigend“.

Auch bei anderen Projekten konnte bei erfolgreichen Sanierungen nicht nachgewiesen werden, dass diese dem elektrophysikalischen Verfahren zu verdanken ist, jedoch konnte bei misslungenen Sanierungen aufgezeigt werden, dass verfahrensunabhängige Objektbedingungen die Wirkung des elektro-physikalischen Verfahrens negativ beeinflusst haben.

Auf die Bauruine bezogen würde ich im ersten Schritt die Wände trockenlegen. Da das Mauerwerk der Bauruine größtenteils noch stabil ist und es die wirksamste Methode zur Mauerwerkstrockenlegung ist, würde ich hier ein mechanisches Verfahren wählen, um die Wände trockenenzulegen. Die Mauertrennung, wo die Wand alternierend aufgebrochen wird, um den schlüssigen Kraftschluss im Mauerwerk zu erhalten, mach hier durchaus Sinn; die Wand ist zwar stabil jedoch sollten zusätzliche Belastungen vermieden werden. Die Mauersäge hat zur Voraussetzung, dass das Mauerwerk durchgehende Lagerfugen hat, was bei der Ruine wohl nicht zutrifft.

Ein chemisches Verfahren will ich ausschließen, da die Wandoberfläche um die Bohrlöcher rum viel bearbeitet werden muss und verschlossen werden muss, was große Eingriffe auf das Erscheinungsbild der zu erhaltenden Fassade darstellt. Außerdem soll es nicht schon mit Injektionsflüssigkeit belastet sein, wenn die Imprägnierflüssigkeit aufgebracht wird.

So ist dem Gebäude auch ein provisorisches Dach aufzusetzen, sodass kein Regenwasser mehr von oben ins Mauerwerk eindringen kann.

Im zweiten Schritt ist auf jeden Fall die Ursache für die aufsteigende Feuchte im Mauerwerk zu beseitigen, eine vertikale Abdichtung muss angebracht oder die vorhandene erneuert werden und eine Perimeterdämmung ist aufzubringen.



1\_ Foto der besagten Bauruine im heutigen Zustand

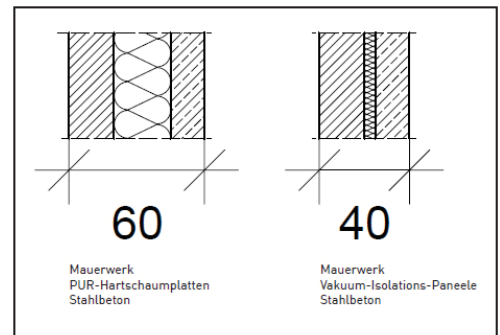
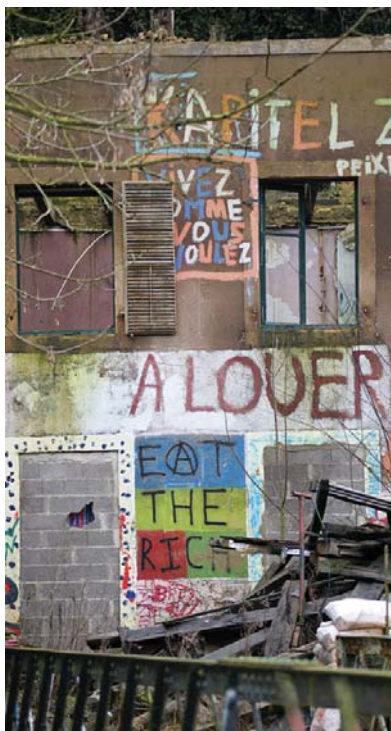
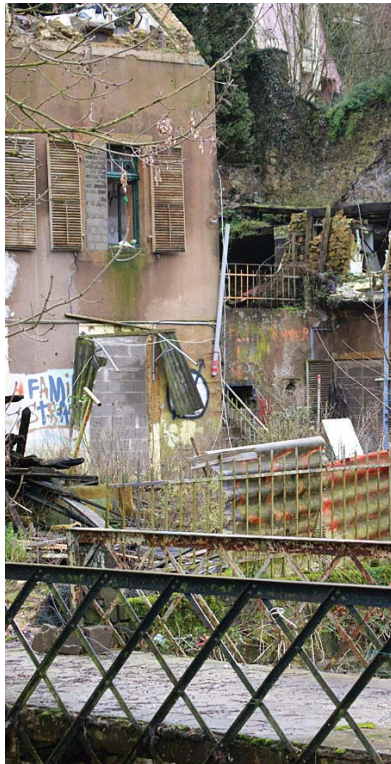
Wenn ein Dränagesystem eingerichtet werden soll, dann nur mit einer Ableitung in einen Sickerschacht, wo das nicht versickerte Wasser in einem am Brauchwassersystem angeschlossenen Tank geführt wird und in der Haustechnik Verwendung findet.

Auch eine Salzsanierung ist wegen der hohen Durchfeuchtung wahrscheinlich von Nöten, jedoch ist hier zu berücksichtigen, dass die Fassadenoberfläche erhalten werden soll; d.h., die Wandoberfläche wird befeuchtet und mit Zellulose-Kompressen belegt, die während der Trocknung der Wand die Salze aufnehmen.

Im dritten Schritt sollte das Mauerwerk vernadelt werden, damit es auch in Zukunft stabil bleibt. Einige Risse sind ja schon vorhanden und mit der Vernadlung wird verhindert, dass diese sich weiter ausbreiten oder gar das Mauerwerk ganz aufbricht. Es ist hier wichtig, dass nicht rostende Nadeln eingesetzt werden, um Korrosion an der Wandoberfläche zu verhindern. Außerdem wird durch die nicht rostende Nadeln, weniger Verpressgut um die Nadel gebraucht und die Bohrlöcher werden kleiner; das Gesamtbild der Fassade bleibt so besser erhalten.

Als letzter Schritt wird die Fassade dann gesäubert, indem sie während 4 Stunden mit kaltem Wasser berieselt wird,





18. Schematische Darstellung der Wandaufbaustärken bei Dämmung mit PUR-Hartschaumplatten und Vakuum-Isolations-Paneeelen im Massstab 1:20

um die Schmutzkrusten abzuwaschen. Mit chemischen Laugen würde ich die Oberflächen nicht behandeln, da diese mit den Farben an der Wandoberfläche reagieren können und die Oberfläche sich so verändern könnte. Anschließend wird die Fassade mit Imprägnierflüssigkeit geflutet um sie für die nächsten Jahre zu erhalten.

Damit das Gebäude auch optimal genutzt werden kann, wird - wie schon erwähnt - eine Wärmedämmung zwischen Fassade und tragender Schicht eingebracht. Der Entscheidungsgrund für die doch kostspielige Vakuumwärmedämmung will ich erläutern: Berechnet man den Wärmedurchgangskoeffizienten der Wand mit verschiedenen Dämmstoffen und Dicken, wird schnell klar, dass gute Werte sich nur durch viel Masse, sprich eine hohe Dämmstoffstärke, erzielen lassen oder durch eine Vakuumwärmedämmung.

Mit 25 cm PUR-Hartschaumplatten lassen sich bei einer solchen Wand U-Werte von 0.13 W/m<sup>2</sup>K erzielen, mit 5 cm Vakuum-Isolations-Paneeelen lassen sich allerdings Werte von 0.09 W/m<sup>2</sup>K erreichen.

Des weiteren geht durch die Masse der 25 cm starken Dämmung sehr viel Raum im Inneren des Gebäudes verloren. So gehen beim doch nicht allzu großen Hauptgebäude beispielsweise 4m<sup>2</sup> Fläche pro Geschoss verloren, wenn man eine Dämmung von 25cm Dicke aufbringt im Vergleich zu der Aufbringung von nur 5 cm Vakuumdämmung. Die Vakuumdämmung kann auch ohne Probleme zwischen die Verbindungsstäbe der bestehenden und der neuen Wand eingebracht werden.

Ein Nachteil ist zwar der hohe Kostenfaktor der Vakuumdämmung, jedoch gibt es in diesem Fall große Vorteile im Vergleich zu sonstigen Dämmungen, sodass die Vorteile schwerer wiegen als der Nachteil Kostenfaktor.

Mit der nachträglichen horizontalen und vertikalen Abdichtung, der Salzsäuerung, der Vernadlung der Wand, der Reinigung der Fassade sowie der Imprägnierung derselben, ist die Fassade, die dem Gebäude seinen unverwechselbaren Charakter verleiht und es zu etwas Besonderem macht, bestens für die nächsten Jahre gesichert und geschützt.

## HORS SERIES DE LA REVUE TECHNIQUE LUXEMBOURGEOISE

- #001 Inauguration Forum da Vinci
- #002 40 years of DELPHI in Luxembourg
- #003 100+1 Administration des bâtiments publics
- #004 Ouvrages d'art - ponts - Administration des ponts et chaussées
- #005 Deuxième l'Ecole européenne et Centre polyvalent de l'Enfance
- #006 Concours Construction Belvédère
- #007 Ouvrages d'art - routiers + fluviaux - Administration des ponts et chaussées
- #008 Château d'eau - Ville de Luxembourg
- #009 Prix excellence 2012 - Fondation de Luxembourg
- #010 Prix excellence 2013 - Fondation de Luxembourg

**REVUE TECHNIQUE LUXEMBOURGEOISE**

[www.revue-technique.lu](http://www.revue-technique.lu)

revue trimestrielle éditée pour  
L'Association Luxembourgeoise des Ingénieurs, Architectes et Industriels

éditée par

Responsable Revue Technique Sonja Reichert  
Graphisme Bohumil Kostohryz  
t 45 13 54 23 s.reichert@revue-technique.lu  
6, bv. G. D. Charlotte L-1330 Luxembourg

Impression 4.000 exemplaires  
imprimerie HENGEN  
14, rue Robert Stumper L-1018 Luxembourg

revue imprimée sur du papier\_



# HORS SERIE

# REVUE TECHNIQUE LUXEMBOURGEOISE

HORS SERIE DE LA REVUE TECHNIQUE LUXEMBOURGEOISE # 010

