

BIBLIOTEKA GŁÓWNA
Politechniki Łódzkiej
1525 ●
ul. Żeligowskiego 25, 90-230 Łódź

CIEPLNE MASZYNY PRZEPŁYWOWE

TURBOMACHINERY

121
2002

POLITECHNIKA ŁÓDZKA
TECHNICAL UNIVERSITY OF ŁÓDŹ
ZESZYTY NAUKOWE Nr 904
INSTYTUT MASZYN PRZEPLYWOWYCH
INSTITUTE OF TURBOMACHINERY

CIEPLNE MASZYNY PRZEPLYWOWE
TURBOMACHINERY

Numer 121

ŁÓDŹ 2002

CIEPLNE MASZyny PRZEPŁYWOWE TURBOMACHINERY

Instytut Maszyn Przepływowych Politechniki Łódzkiej
Institute of Turbomachinery Technical University of Łódź
ul. Wólczańska 219/223
93-005 Łódź POLAND
Tel. (48)(0...42) 631-23-64 Fax (48)(0...42) 636-13-83

Komitet REDAKCYJNY:
Editorial Committee:

prof. Tadeusz Chmielniak (Poland)
prof. Geneviève Comte-Bellot (France)
prof. Heinz E. Gallus (Germany)
prof. Władysław Gundlach (Poland)
prof. Zbyszko Kazimierski (Poland)
prof. Jan Kiciński (Poland)
prof. Jan Krysiński (Poland)
prof. Janusz Lewandowski (Poland)
prof. Zdzisław Orzechowski (Poland)
prof. Edmund Tuliszka (Poland)
dr hab. Dorota Kozanecka (Poland)

Wydawcy:
Editors:

Jan Krysiński
e-mail: krysinski@ck-sg.p.lodz.pl
Dorota Kozanecka
e-mail: dkozan@imph.p.lodz.pl

ISSN 0137 - 2661

Druk i oprawa:

Akademickie Centrum Graficzno-Marketingowe LODART S.A.
93-005 Łódź, ul. Wólczańska 223
tel. (0-42) 636 59 08; fax 681 84 27
e-mail: lodart@go2.pl

OD REDAKCJI

Z dużą satysfakcją prezentujemy Naszym Czytelnikom numer 121 czasopisma

Ciepne Maszyny Przepływowe – Turbomachinery

Artykuł, który otwiera bieżący numer zawiera treść wykładu p.t.

Wzajemne oddziaływania przepływów:

wizualizacja poprzez analizę obrazów

wyголоszonogo przez Panią Profesor Geneviève Comte – Bellot

z Ecole Centrale de Lyon podczas uroczystości nadania Jej

w dniu 22 czerwca 2001 roku

tytułu Doktora Honoris Causa Politechniki Łódzkiej.

Pani Profesor Comte – Bellot jest światowej sławy uczoną w dziedzinie turbulencji i akustyki. W latach 1963-65 przebywała na Uniwersytecie Johna Hopkinsa w Stanach Zjednoczonych. Prowadziła tam badania w największym wówczas tunelu aerodynamicznym o bardzo niskim stopniu turbulencji – 0.06%. W pierwszym okresie pracy w Ecole Centrale, w latach 1967-71, Jej prace poświęcone były doskonaleniu techniki pomiarów turbulencji oraz badaniom w kanałach kołowych. Dzięki tym badaniom możliwa była optymalizacja geometrii sondy termooanemometrycznej.

Drugim polem działalności naukowej Pani Profesor jest akustyka a ściślej - tłumienie hałasu pochodzenia aerodynamicznego w maszynach przepływowych. Jej prace prowadzone w tej dziedzinie od 1971 roku spotkały się z tak dużym uznaniem, że w 1980 roku stworzone zostało Centrum Akustyki ECL, na czele którego stanęła Pani Profesor.

W Centrum zbudowano tunel aerodynamiczny o wielkiej prędkości z wylotem w komorze bezdechowej. Umożliwiło to wykonywanie szeregu prac dla gospodarki francuskiej, szczególnie w dziedzinie transportu (badania hałasu łodzi podwodnych, samochodów, pociągów TGV helikopterów, samolotów).

Profesor Geneviève Comte – Bellot jest członkiem korespondentem Francuskiej Akademii Nauk, jest odznaczona orderem Legii Honorowej. Jest ekspertem wielu renomowanych czasopism jak Journal of Fluid Mechanics, Journal of Sound and Vibration, Acta Acoustica. Wykładała na 22 zagranicznych uniwersytetach.

Na szczególne podkreślenie zasługują kontakty Pani Profesor z Polską, a zwłaszcza z Politechniką Łódzką.

Już w 1982 przybyła Ona do Warszawy na zaproszenia Polskiej Akademii Nauk, aby przeprowadzić kurs szkoleniowy z dziedziny pomiarów turbulencji.

Od 1992 roku datują się Jej kontakty z Łodzią, w których Jej osoba odgrywa kluczową rolę w rozwijaniu współpracy Ecole Centrale de Lyon i Politechniki Łódzkiej. Wtedy Politechnika Łódzka podpisała umowy o współpracy z uczelniami technicznymi Lyonu, w tym także z ECL.

Profesor Comte-Bellot objęła wówczas funkcję pełnomocnika ds. współpracy z PŁ wykazując niezwykle aktywność, wspartą serdecznym stosunkiem do wszystkich spraw związanych z tą współpracą.

Uroczystość nadania tytułu Doktora Honoris Causa Politechniki Łódzkiej Pani Profesor Comte-Bellot była uhonorowaniem jej zasług dla naszej Uczelni.

Zachęcamy do lektury Jej artykułu, który prezentuje możliwości wykorzystania analizy obrazów do obserwacji chwilowego pola prędkości przy wykorzystaniu różnych przykładów wzajemnego oddziaływania przepływów.

Następnym artykułem, jest przeglądowa praca autorstwa prof. Władysława Gundlacha i dr. Aleksandra Olczyka. W artykule p.t. „Droga od cieplnych maszyn objętościowych do przepływowych, do ich symbiozy i dalej...” zaprezentowany został szkic rozwoju cieplnych maszyn energetycznych i ich obiegów termodynamicznych, począwszy od „współzawodnictwa” maszyn objętościowych ze spalaniem zewnętrznym: powietrznych i parowych, poprzez maszyny objętościowe ze spalaniem wewnętrznym, do początków ich symbiozy z maszynami przepływowymi wirnikowymi i pojawienia się wreszcie sprawnej turbiny spalinowej. To otworzyło drogę układom i procesom gazowo-parowym kombinowanym ze wspianiem równolegle rozwijającymi się i zbliżającymi do granic swych możliwości turbinami parowymi, aż do w pełni skojarzonej, optyimizowanej, sieciowej i rozproszonej produkcji i gospodarki potrzebnymi postaciami energii stanowiących wyzwania XXI wieku.

Ostatni artykuł stanowi kontynuację szeroko pojętej problematyki ochrony środowiska, której poświęcony był poprzedni numer naszego czasopisma. Znaczącą rolę odgrywają tu oczyszczalnie ścieków. W artykule zespołu Autorów – pracowników Instytutu Maszyn Przepływowych opisana została koncepcja i własności instalacji zbudowanej dla potrzeb łódzkiej oczyszczalni ścieków, której zadaniem jest podnoszenie ciśnienia biogazu przeznaczonego do spalania w kotłach. Autorzy prezentują zasady doboru dmuchaw biogazu, ideę układu regulacji oraz związane z tym doświadczenia eksploatacyjne.

SPIS TREŚCI - CONTENTS

Od Redakcji Letter from Editors	3
--	---

Tytuł Doktora Honoris Causa Politechniki Łódzkiej
dla Pani Profesor Geneviève Comte – Bellot
Honoris Causa Title of the Technical University of Lodz
conferred upon Professor Geneviève Comte – Bellot

COMTE-BELLOT G. - Wzajemne oddziaływania przepływów: wizualizacja poprzez analizę obrazów Interaction of Flows: Visualization by Means of an Image Analysis	7
---	---

COMTE-BELLOT G. - Interactions entre écoulements: visualisations par analyse d'images Interaction of Flows: Visualization by Means of an Image Analysis	21
---	----

Szkic rozwoju ciepłych maszyn energetycznych
i ich obiegów termodynamicznych
Overview of the Development of Heat Fluid-Flow Machines
and their Thermodynamic Cycles

GUNDLACH W.R., OLCZYK A. - Droga od ciepłych maszyn objętościowych do przepływowych, do ich symbiozy i dalej ... From Heat Volumetric Fluid-Flow Machines to Turbomachines, their Symbiosis and Further on	35
--	----

Maszyny i urządzenia do procesów oczyszczania ścieków
Machines and Installations for Sewage Treatment Plants

KRYŁOWICZ W., WERNER A., JANCZAK S., HANAUSEK P. – Układ pod- noszenia ciśnienia biogazu w łódzkiej grupowej oczyszczalni ścieków System for Increasing Pressure of Biogas in the Lodz Municipal Sewage Treatment Plant	55
--	----

Geneviève COMTE-BELLOT
LMFA UMR CNRS 5509 - Centre Acoustique
Ecole Centrale de Lyon
69134 Ecully Cedex, France

Wykład zaprezentowany przez Panią Profesor Comte - Bellot podczas uroczystości nadania Jej tytułu Doktora Honoris Causa Politechniki Łódzkiej
Łódź, 22 czerwca 2001

WZAJEMNE ODDZIAŁYWANIA PRZEPLYWÓW WIZUALIZACJA POPRZEZ ANALIZĘ OBRAZÓW

Pomiar prędkości z wykorzystaniem analizy obrazów umożliwia obserwację chwilowego pola prędkości. Tego typu podejście ogólne, nie będące wszakże pomiarem dokładnym, takim jak uzyskiwany przy stosowaniu anemometru z gorącym włóknem czy prędkościomierza Dopplera, umożliwia dobrą obserwację elementów pojawiających się podczas przepływu, a także utworzonych wskutek wzajemnego oddziaływania przepływów. Możliwe jest również powtarzanie obserwacji w ustalonym czasie, np. pomiarów o sprecyzowanych warunkach, co pozwala na lepsze wychwycenie zachodzących zjawisk oraz związanych z nimi mechanizmów fizycznych.

INTERACTION OF FLOWS VISUALIZATION BY MEANS OF AN IMAGE ANALYSIS

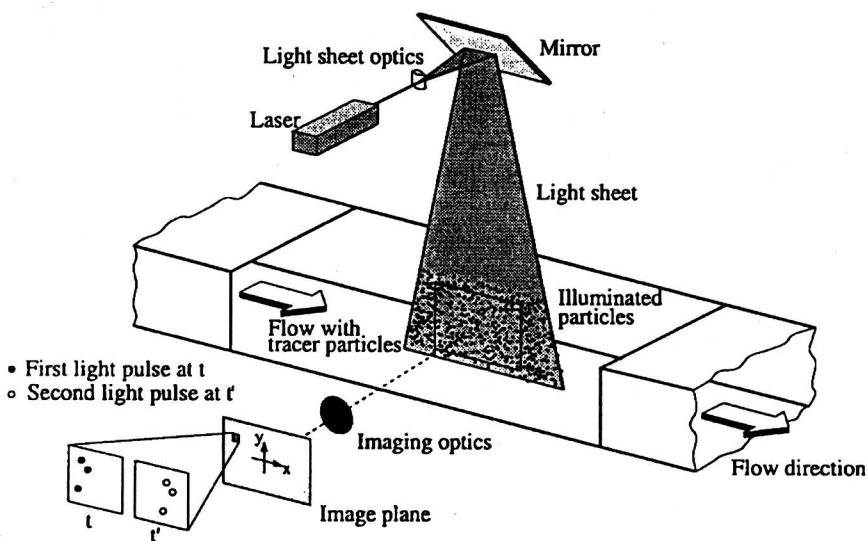
The velocity measurement in which an image analysis is employed allows for observing an instantaneous velocity field. This general attitude, which is not a precise measurement that can be made with a hot-wire anemometer or a Doppler velocity meter, makes it possible to observe phenomena that appear during a flow and those due to the interaction of flows. It is also possible to repeat observations at a fixed time: e.g. to carry out measurements under specified conditions, which allows one to identify the phenomena occurring and the physical mechanisms connected to them.

1. ZALETY ANALIZY OBRAZÓW

Interakcje pomiędzy przepływami pojawiają się w licznych sytuacjach, jak np.:

- aktywna kontrola śladów aerodynamicznych w celu modyfikacji ich odchylenia a co za tym idzie możliwe określenie siły nośnej profili, które są ich źródłem; w lotnictwie można oczekiwać wtedy lepszej zdolności manewrowej samolotów,
- kontrola aktywna strumieni dysz silników samolotów odrzutowych celem zwiększenie ich rozprężenia na boki, przez co przyspiesza się ich mieszanie z czynnikiem otoczenia a to może prowadzić do modyfikacji emitowanego hałasu,
- interakcja pomiędzy falami akustycznymi i warstwami przyściennymi w rurze rezonansowej, umożliwiającą pojawianie się efektów cieplnych, które są podstawą nowej koncepcji lodówek, nie zanieczyszczających otoczenia w przypadku awarii.

W dalszym ciągu zostaną przedstawione rozmaite przykłady wzajemnego oddziaływania przepływów.



Rys. 1. Schemat zasady działania analizy obrazów (ang. *Particle Image Velocimetry, PIV*) z podstawowymi urządzeniami: laser impulsowy, optyka odbioru i kamera CCD, według Raffel'a, 1998.

Najpierw jednak odwołajmy się do rysunku 1, który przedstawia realizację analizy obrazów poprzez: laser o podwójnym impulsie, dwa błyski w przedziale czasowym regulowanym Δt - rzędu $10 \div 50 \mu s$, soczewkę cylindryczną, która przetwarza wiązkę lasera w płaski strumień o grubości rzędu $1 \div 2 \text{ mm}$, system optyczny do obserwacji, którego stopień powiększenia musi być wcześniej znany, aby powiązać wymiary obiektu i obrazu, na koniec kamerę CCD obrazu do jego szybkiego przekazu.

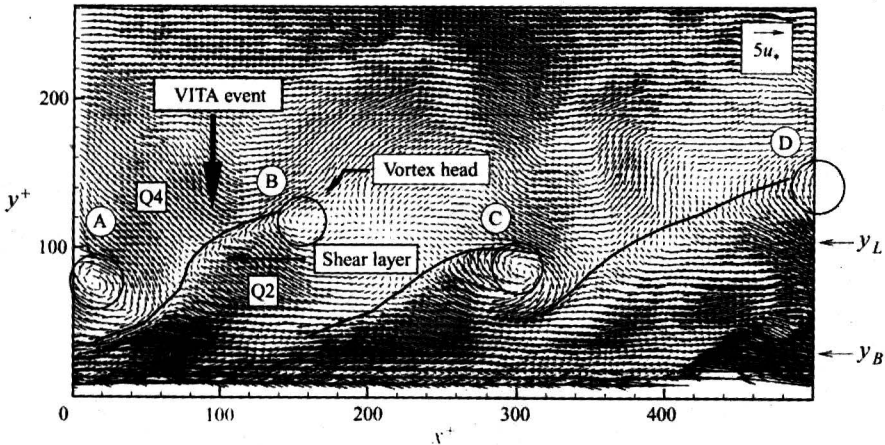
Odpowiednio małe cząsteczki, o średnicach rzędu $1 \div 2 \mu\text{m}$ są wprowadzane od góry do przepływającego strumienia, w sposób jak najbardziej jednorodny. Pozwala to na śledzenie przepływu oraz jego zmian poprzez dokonanie pomiaru wielkości ich przemieszczenia pomiędzy kolejnymi błyskami światła. Na tej podstawie określa się składowe prędkości przemieszczenia U_x, U_y (1):

$$U_x = \frac{\text{przemieszczenie } D_x}{\Delta t} \quad U_y = \frac{\text{przemieszczenie } D_y}{\Delta t} \quad (1)$$

Dzięki kamerze CCD, składowe przemieszczenia D_x i D_y są określone poprzez współzależność pomiędzy wartościami w chwilach t i t' dla $t' - t = \Delta t$, co pozwala na uniknięcie niejasności dotyczących kierunku przemieszczania się.

Dla takiej korelacji obraz składa się z małych stref, zwanych oknami kontrolnymi, dla których zakłada się jednorodną prędkość. Ponadto zmiana pomiędzy dwoma oknami jest uwzględniana w celu poprawy stosunku sygnał/poziom zakłóceń. Obraz ten z reguły ma rozmiar 1000×1000 pixeli a okna kontrolne są rzędu 32×32 pixeli. Pokrycie 50% pomiędzy oknami zabezpiecza ostatecznie rozdzielczość 16×16 pixeli.

Dobrym przykładem ilustrującym tę sytuację jest rysunek 2, który przedstawia niedawno uzyskane wyniki Adriana i innych, 2000, dla turbulენტnej warstwy przyściennej przy bardzo dokładnej analizie obrazów. Uwidocznione są tutaj wyraźnie szczyty zawirowań w kształcie włosów nawiniętych na wałki i ich rozmieszczenie w różnych odległościach podłużnych i poprzecznych, zgodnie z czasem i cyklem powstawania.



Rys. 2. Pole prędkości otrzymane z analizy obrazów dla 1320×1035 punktów w turbulენტnej warstwie przyściennej, dla której liczba Reynoldsa określona z miary liniowej straty pędu wynosi $Re_\theta = 930$. Rzędne i odcięte zredukowane x^+ i y^+ są zdefiniowane przez: $x^+ = x u_f / \nu$ $y^+ = y u_f / \nu$, gdzie $u_f = \sqrt{\tau_0 / \rho}$ jest prędkością tarcia a τ_0 jest naprężeniem na ścianie. Obserwuje się tutaj w szczególności przekrój w płaszczyźnie szczytów zawirowań, wg. Adrian R.J., Meinhart CD & Tomkins CD., 2000.

Rysunek ten dobrze przedstawia zaletę posiadania obrazu pełnego. Można z niego wyodrębnić odległości pomiędzy elementami (strukturami) oraz prędkościami stowarzyszonych konwekcji. Pojęcie zawirowań może być również przedstawione w sposób anegdotyczny jako niepokój Van Gogha sprzed ponad 100 lat, co można zobaczyć na rys. 3.



Rys. 3. Gwiaździsta noc Van Gogh'a, 1889, gdzie odnaleźć można struktury turbulენტne. Muzeum Sztuki Nowoczesnej, Nowy Jork.

2. ŚLAD AERODYNAMICZNY CYLINDRA REGULOWANY POPRZEZ STRUMIEŃ PULSUJĄCY

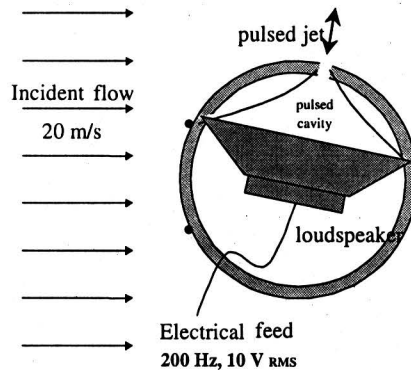
Układ pomiarowy dla tego przypadku przedstawia rys. 4. Przekrój przepływowy strumienia jest kwadratem o boku 40cm . Cylinder ma średnicę 10cm a prędkość przepływu wynosi 20 m/s , co daje wartość liczby Reynoldsa rzędu $1.3 \cdot 10^5$.

Dwa druty umocowane wzdłuż tworzącej cylindra pod kątem $\Theta = \pm 28^\circ$ w stosunku do kierunku napływającego strumienia wytwarzają turbulენტne warstwy przyścienne, których praktyczne zalety są dobrze znane. Szczelina dwuwymiarowa o szerokości 1 mm i długości 20 cm jest umieszczona w pobliżu punktu oderwania się strumienia, który znajduje się przy kącie około $\Theta = 110^\circ$. Szczelina połączona jest z głośnikiem poprzez szczelną gardziel wlotową. Strumień pulsujący wypływający ze szczeliny nazwany jest syntetycznym, a jego średni przepływ masowy jest zerowy.

Dla każdego okresu działania głośnika najpierw mamy do czynienia z półokresem wydmuchu a następnie z półokresem zasysania. Próba wstępna pozwoliła zoptymalizować wartości użyteczne częstotliwości głośnika na 200 Hz , wtedy prędkość wypływu strumienia jest bliska prędkości strumienia głównego. Przekrój cylindra jak i strumienia są tak dobrane, aby była możliwość przeprowadzenia analizy obrazu.

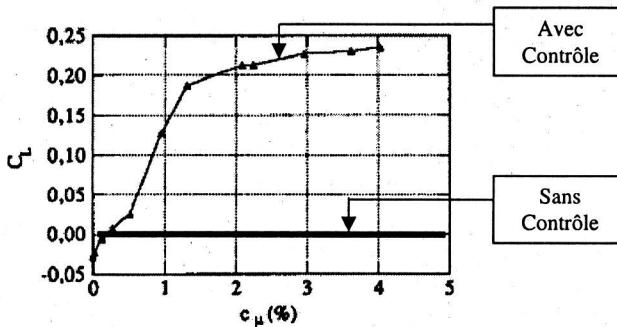
Na swoim obwodzie cylinder posiada otwory pomiarowe ciśnienia umożliwiające określenie zmian siły nośnej cylindra pod wpływem efektu wywołanego przez stru-

mień pulsujący. Cylinder może być także zamontowany na wadze aerodynamicznej o jednej składowej w celu kontrolowania wartości oraz znaku zmian siły nośnej.



Rys. 4. Zestaw pomiarowy do kontroli śladów aerodynamicznych cylindra oraz schemat działania pobudzania elektrodynamycznego strumieniem syntetycznym, wg. Béra J.C., Sunyach M. & Comte-Bellot G., 1998

Rezultatem najbardziej spektakularnym tego eksperymentu jest to, że siła nośna cylindra wzrasta wraz z amplitudą strumienia pulsacyjnego, jak to przedstawia rys.5.



Rys. 5. Zmiany siły nośnej cylindra pod wpływem efektu strumienia pulsującego w funkcji współczynnika wydmuchu wg. Béra J.C., Sunyach M. & Comte-Bellot G., 1998.

Współczynnik C_μ wyraża stosunek pomiędzy ilością ruchu wprowadzoną przez pulsujący strumień do tej ilości ruchu, która powoduje blokadę cylindra:

$$C_\mu = \frac{\rho U_j^2 e}{\rho D U_{ext}^2} \quad (2)$$

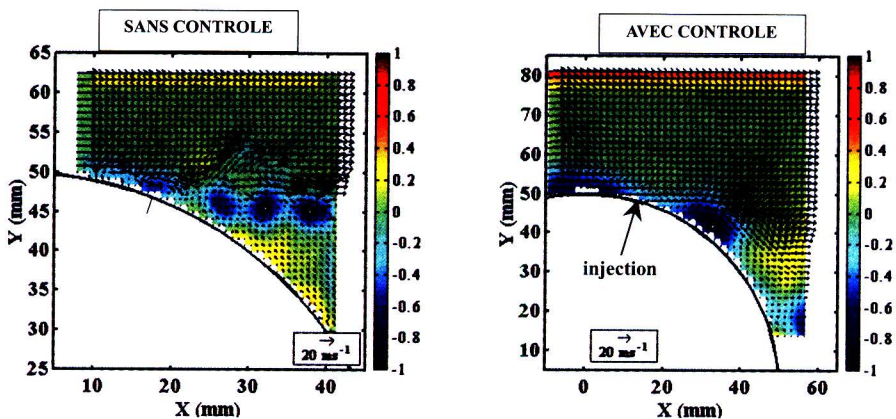
D - średnica cylindra, U_{ext} - prędkość zewnętrzna przepływu, U_j - prędkość skuteczna strumienia podczas wydmuchu, e - szerokość szczeliny, ρ - masa właściwa płynącego czynnika.

Przy braku oddziaływania strumienia pulsującego mierzona siła nośna nie jest całkowicie zerowa, tak jak to powinno być, bowiem istnieje lekka asymetria związana z montażem badanego układu, szczególnie po wprowadzeniu dwóch drutów.

Szczegóły dotyczące rozkładu ciśnień na powierzchni cylindra przedstawione są w pracy Béra'y i in., 1998.

Analiza obrazów daje w tym przypadku bardzo kompletny widok zmian, które są wprowadzone do przepływu. Ponadto, wektory prędkości strefy silnej turbulencji zostały określone poprzez kryterium momentu kąтового znormalizowanego, w skrócie *MAN*.

W tym przypadku dane pól prędkości są analizowane poprzez obliczenia dla każdego punktu P obrazu iloczynu wektorów $\vec{PM} \otimes U(\vec{M})$, gdzie M są współrzędnymi 24 bliskich sąsiednich punktów P w kwadracie 5×5 otaczających punkt centralny P . Konwencjonalnie otrzymany kolory to czerwień dla zawirowań w kierunku umownie przyjętym jako dodatni (przeciwny do ruchu wskazówek zegara) i niebieski dla zawirowań w kierunku umownie przyjętym jako ujemny (zgodny z ruchem wskazówek zegara).



Rys. 6. Oddziaływanie strumienia syntetycznego na przepływ wokół cylindra. Pole prędkości chwilowych, wskazane przez strzałki oraz zawirowania negatywne, niebieskie w kierunku zgodnym ze wskazówkami zegara, czerwone w kierunku przeciwnym. Bez oddziaływania zauważalne są małe zawirowania niestabilności warstwy ścinania oraz szeroka warstwa przepływu powrotnego w dole cylindra. Efekt oddziaływania - przepływ odchyłony w stronę cylindra. Wg Béra J.C., Michard M., Sunyach M. & Comte-Bellot G., 2000.

Część pierwsza rysunku 6 odnosi się do przypadku bez oddziaływania na przepływ. Dotyczy on chwilowego widoku wyższej, tylnej połowy cylindra. Widać tutaj dobrze strefę mieszania się strumienia, która rozwija się prawie podłużnie z drobnymi zawirowaniami na granicy. Zawirowania te stanowią pozostałości niestabilności strefy mieszania i wszystkie one posiadają znak ujemny, bowiem kierunek obrotów

wymuszony jest przez przepływ zewnętrzny, który jest szybszy niż przepływ w tylnej części cylindra. W tej strefie istnieje też znaczny przepływ wsteczny, charakterystyczny dla strefy oderwania.

Część druga rysunku 6 przedstawia efekt oddziaływania strumienia pulsującego. Przedstawiony jest typowy widok średni odniesiony do napięcia przemiennego zasilania głośnika i odpowiadający końcowi fazy wydmuchu strumienia pulsacyjnego. Należy odnotować jednocześnie pewne odchylenie przepływu skierowane do dołu i zbliżenie się przepływu w stronę powierzchni cylindra oraz intensywne zawirowania w kierunku ujemnym, które w tym przypadku są teraz bardzo blisko ścianki. Poza tym, to zbliżenie przepływu do ścianki może być także wykrywane poprzez przesuwanie się śladów czasowych sygnału ciśnienia na ściance w stronę $\Theta \approx 140^\circ$ (patrz Béra i inni, 2000). Dla efektu z oddziaływaniem, ślad ten posiada amplitudy znacznie większe niż dla przypadku bez oddziaływania a widmo odpowiadającej im mocy posiada poziom wysoki szerokopasmowy, za wyjątkiem pików związanych z pulsacją, co dobrze tłumaczy fakt, że fluktuacja prędkości w pobliżu przegrody istnieje i tworzy silne pole ciśnienia przyściennego.

Mechanizm kontrolowania strefy zawirowań można teraz przedstawić następująco:

I etap: podczas wydmuchiwania, strumień pochodzący ze szczeliny, prostopadły do cylindra, daje początkowo, pod nieobecność przepływu zewnętrznego, dwa zawirowania, jedno o kierunku dodatnim po stronie lewej i drugie o kierunku ujemnym po stronie prawej. Pomiar dokonany anemometrem z gorącym włóknem oraz analiza obrazów (Bera i inni 2001) opisują precyzyjniej zachowanie pojedynczego strumienia pulsującego, wypływającego z płaskiej płytki. Przepływ zewnętrzny modyfikuje takie zachowanie, bo zawirowanie w kierunku dodatnim nie wytrzymuje przeciwnych rotacji strefy mieszania.

II etap: pojedyncze zawirowanie w kierunku ujemnym, wzmocnione średnim gradientem o tym samym kierunku, ma tendencje do oddalania się w kierunku przepływu podczas końca fazy wydmuchu i początku fazy zasysania.

III etap: faza zasysania, jest powiązana z polem prędkości własnej. Przeciwnie do fazy wydmuchu, kiedy strumień ma kierunek normalny ściśle zdefiniowany, zasysanie płynu przez szparę jest wielokierunkowe. W szczególności, stycznie do ścianki cylindra, poniżej szczeliny, ujawnia się powrotna prędkość w stronę szczeliny. Prędkość ta ma tendencję do przyciągania zawirowań w kierunku ścianki, działając także w kierunku wzmocnienia swojej intensywności negatywnej, co umacnia organizację przepływu oraz jej wielkość.

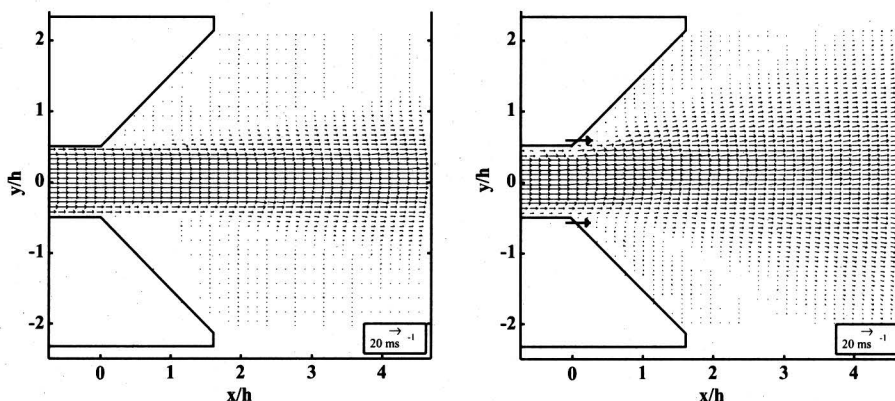
W następnego wydmuchu, proces się powtarza. Można zatem ocenić rząd kilku podstawowych wielkości. Amplituda strumienia pulsującego powinna być odpowiednio duża aby osiągnąć strefę mieszania możliwą do regulowania ale bez jej przekraczania, co mogłoby ją zniszczyć. Odnośnie częstotliwości zastosowanej przy pulsacji, to wynika z niej, że powinna być ona tak zoptymalizowana, aby droga niezbędna do jej przebycia przez zawirowania i do nadrobienia strat oraz wzmocnienia nie była zbyt duża. Inaczej mówiąc, należy starać się zadziałać na zawirowania zanim one zanikną. Tytułem realnego przybliżenia wartości należy zaznaczyć, że przemiesz-

czenie jest równe 2.5 cm przy prędkości konwekcyjnej $U_{ext}/2$ czyli 10 m/s , częstotliwości 200 Hz i czasie bliskim połowie cyklu, pomiędzy wydmuchem a zasysaniem. To właśnie tę wartość można zaobserwować na rysunku 6 dla przypadku kontrolowanego. Średnica cylindra w tym eksperymencie wynosiła 5 cm . Strefa zawirowań musi zostać całkowicie zredukowana podczas cyklu wymuszonego przez strumień pulsacyjny. Ten stosunkowo prosty punkt widzenia został rozwinięty i wykorzystany przez Seifert'a (i innych), 1986, w pracach dotyczących profili skrzydeł oraz zwiększenia ich siły nośnej i możliwości manewrowej samolotów.

3. STRUMIEŃ DWUWYMIAROWY KONTROLOWANY PRZEZ ZEWNĘTRZNĄ PULSACJĘ

Podczas pierwszych prac nad dyfuzorami płaskimi o dużym kącie otwarcia $2 \times 45^\circ$, Ben Chiekh (i inni), 2000, wykazali, że strumień centralny jako wydzielony i jednocześnie niestabilny, przyklejający się w sposób przypadkowy do jednej ze ścian bocznych, może być regulowany przez strumienie pulsujące przyłożone na wlocie do dyfuzora prostopadle do ścianki wejściowej. Przykładowo, powrót czynnika do ścianki dolnej jest możliwy począwszy od momentu, gdy strumień przyklei się do ścianki górnej. Ponadto może się to tworzyć na całej szerokości dyfuzora co poprawia rozkład boczny prędkości.

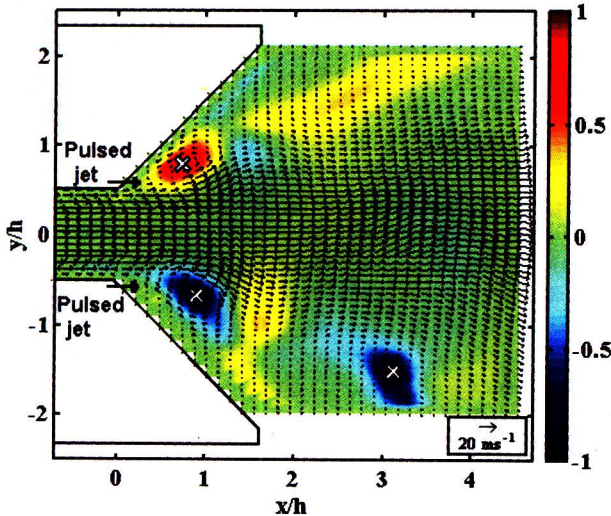
Przypadek strumienia swobodnego, dwuwymiarowego był rozpatrywany jako cel rozprawy Ben Chiekh, 2003. W obecnie prowadzonych badaniach liczba Reynoldsa jest równa $3.4 \cdot 10^4$, strumień centralny ma prędkość 18 m/s i wydostaje się z dyszy o wysokości 28 mm . Strumienie pulsujące, typu syntetycznego, działają stycznie do strefy pierwotnej mieszania, szczególnie w kierunku normalnym. Zastosowana częstotliwość to 100 Hz a prędkość maksymalna wydmuchu wynosi 32 m/s .



Rys. 7. Oddziaływania na strumień płaski przy pomocy dwóch małych strug syntetycznych działających w fazie w krótkim dyfuzorze powiązany z dyszą. Pole średnich prędkości jest otrzymany przez analizę obrazów i zauważyć należy poszerzenie strumienia wg. Béra J.C., Ben Chiekh M., Michard M., Comte-Bellot G. & Sunyach M., 2002.

Rysunek 7 przedstawia dla średnich prędkości, istotny wzrost szerokości strugi pod wpływem strumienia pulsacyjnego oraz odpowiednie obniżenie prędkości wzdłuż wszystkich przekrojów poprzecznych.

W warunkach średnich, dla okresu końca wydmuchu rysunek 8 pokazuje, że zawirowania pochodzące od strumienia pulsacyjnego powstają w znacznych odległościach od osi.



Rys. 8. Pole prędkości oraz lokalizacja centrów zawirowań, podczas kontroli strumienia płaskiego przy pomocy dwóch strumieni syntetycznych działających w fazie. Rezultaty odpowiadają końcowi wydmuchu strumienia syntetycznego i są otrzymane dla warunków średnich, wg Béra J.C., Ben Chiekh M., Michard M., Comte-Bellot G. & Sunyach M., 2002.

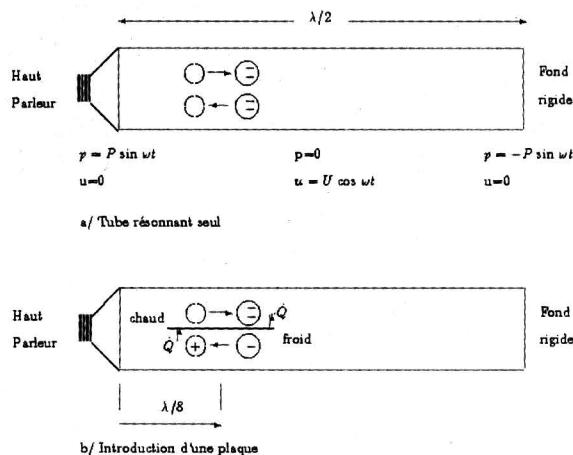
Intensywność mieszania z czynnikiem zewnętrznym w tym przypadku rośnie, co może być łatwo wykorzystane w przemyśle chemicznym do przyspieszania reakcji bez konieczności stosowania mieszadeł mechanicznych. Pomiar i dodatkowo sprawdzania są obecnie prowadzone i w trakcie badań. Koncentruje się one szczególnie na intensywności turbulencji i ich widmie, a także na roli małych dyfuzorów umieszczonych na wyjściu ze strugi centralnej, wprowadzonych już z pewnym sukcesem przez Parekh i in., 1996. Można więc oczekiwać również ewentualnych modyfikacji poziomu hałasu dysz odrzutowych w nadziei, że przyniesie to korzyści.

4. WZAJEMNE ODDZIAŁYWANIA POMIĘDZY FALAMI AKUSTYCZNYMI I PŁYTKAMI W CHŁODZIARCE AKUSTYCZNEJ

Rysunek 9 ilustruje uproszczoną zasadę chłodziarki akustycznej. Podstawą jej jest rura rezonansowa, której długość wynosi $\lambda/2$ oraz pakiet cienkich płytek z materiału o niskich właściwościach przewodnictwa cieplnego, który jest umieszczony równoległe do rury, w odległości około $\lambda/8$. Płytki rozdzielone są drobnymi przeszczerzeniami.

Rysunek 9 przedstawia jedną płytkę z zaznaczonym rozkładem ciśnienia, jest ono maksymalne przy głośniku i na sztywnym zakończeniu rury, z przesunięciem fazowym π . Na powierzchni głośnika i na sztywnym końcu prędkość jest zerowa. W połowie odległości pomiędzy głośnikiem a sztywnym zakończeniem powstaje węzeł ciśnienia $p=0$ oraz strzałka prędkości. Podczas połowy cyklu głośnik wytwarza takie ciśnienie, że jego membrana przemieszcza się w prawo i cząsteczki czynnika przemieszczają się również w prawo. Podczas drugiej połowy okresu głośnik powoduje ruch membrany w lewo, cząsteczki przemieszczają się wówczas w lewo.

Podczas ruchu cząsteczka napotyka na zmiany ciśnień. Te zmiany ciśnień powodują rozprężanie i sprężanie czynnika, a w efekcie ochłodzenie i ogrzanie ośrodka. Wykorzystując ten efekt wystarczy umieścić płytki w miejscu, gdzie zmiany ciśnień są znaczące i gdzie czynnik ma dostateczną prędkość, aby zabezpieczyć ich przemieszczenia. Prowadzi to do umieszczenia płytek interakcyjnych w połowie odległości pomiędzy strzałką i węzłem ciśnień, tzn. w odległości równej $x_c \approx \lambda/8$ lub $7\lambda/8$ od głośnika.



Rys. 9. Uproszczony schemat chłodziarki akustycznej w formie rury rezonansowej, z płaską płytką umieszczoną w odległości $x_c = \lambda/8$ od głośnika. Dla uproszczenia - droga przejścia oraz droga powrotna zostały od siebie oddzielone - zagęszczono strefę działania a temperatury przedstawiono w sposób względny.

Bez płytek, rys.9a, w fazie przemieszczania się czynnika w prawo cząsteczka napotyka na ciśnienie malejące, rozpręża się i jej temperatura maleje. W dalszej kolejności, przemieszcza się ona w lewo, gdzie napotyka ciśnienie, które wzrasta, a więc ogrzewa się w adiabaticznie, a następnie powraca do swojej temperatury początkowej.

Rozważmy parametry charakteryzujące zjawisko dla częstotliwości 200 Hz , tzn. dla rury rezonansowej o długości 85 cm wypełnionej powietrzem w warunkach ciśnienia i temperatury: $P_m \approx 10^5 \text{ Pa}$ i $T_m \approx 300 \text{ K}$, przy masie właściwej $\rho \approx 1.20 \text{ kg/m}^3$, prędkości dźwięku $c \approx 340 \text{ m/s}$ oraz stosunku ciepła właściwego $\kappa = 1.3$:

Głośnik emituje poziom dźwięku równy 154dB , co odpowiada zakresowi ciśnienia rzędu 1000Pa . W pobliżu $x_c = \lambda/8$, wartość ta zmniejsza się i wynosi $p' = 700\text{Pa}$. Zmiany temperatury związane z p' w przemianie adiabatycznej opisuje zależność

$$T' = T_m p'(\kappa - 1) / \kappa P_m \quad \text{tzn. } T' \approx 0.5K \quad (3)$$

Prędkość cząsteczek w rurze rezonansowej wyraża wzór:

$$u(x) = -i \frac{p(x)}{\rho c} \text{tg} \frac{2\pi x}{\lambda} \quad (4)$$

dla ich przemieszczenia $\xi = u / i\omega$ i przy $\omega = 2\pi f$, otrzymuje się ostatecznie wartość skuteczną przy $x \approx \lambda/8$ $u' \approx 1.7\text{ m/s}$ i $\xi' \approx 1.4\text{ mm}$.

W obecności płytki, rys 9b, w fazie przemieszczania się cząsteczki w prawo, ulega ona zawsze rozprężeniu i ochłodzeniu, natomiast płytka w pobliżu ulega lekkiemu ogrzaniu. Oznacza to, że podczas ruchu powrotnego cząsteczka będzie mogła osiągnąć temperaturę wyższą niż w przemianie adiabatycznej. Przekaze więc ona część ciepła bliskiej przegrodzie, zanim cykl rozpocznie się od początku. Zastosowane płytki mają długość rzędu 30 mm , tak więc są dłuższe niż przemieszczanie cząsteczek fali ξ . W ten sposób wszystkie cząsteczki, które są w pobliżu płytki włączają się do działania, tworząc pewnego rodzaju reakcję łańcuchową. Koniec płytki od strony głośnika staje się w ten sposób punktem ciepłym, podczas gdy jego koniec od strony węzła ciśnień staje się punktem zimnym.

Takie uproszczone podejście do zagadnienia winno być uzupełnione kinematyczną i termiczną wymianę ciepła poprzez warstwy przyscienne, które się rozwijają wzdłuż płytki w reżimie oscylacji. Ich grubości wynoszą odpowiednio:

$$\delta_\mu = \sqrt{2\mu / \rho\omega} \quad \delta_k = \sqrt{2k / \rho c_p \omega} \quad (5)$$

gdzie μ jest lepkością dynamiczną czynnika, k jego przewodnością cieplną a c_p jego ciepłem właściwym przy stałym ciśnieniu. Przykładowo dla powietrza:

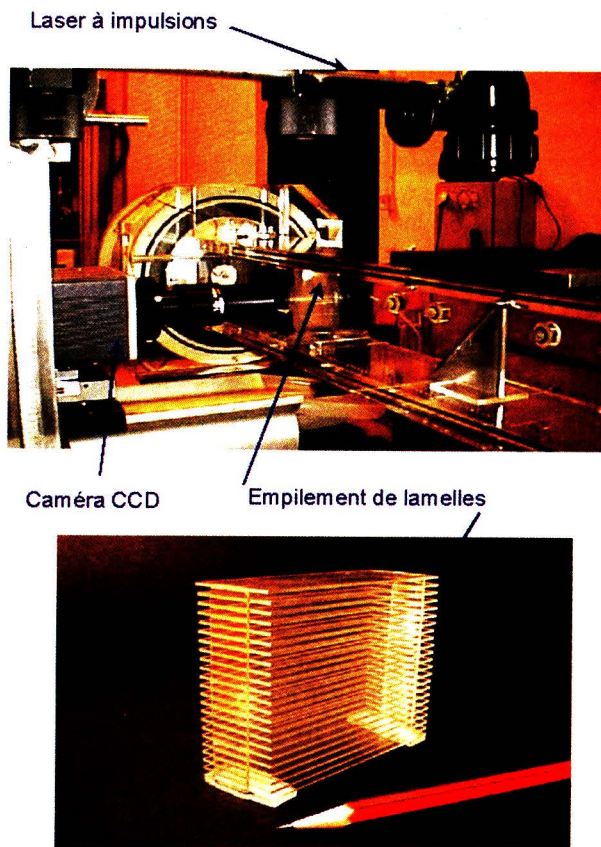
$$\mu = 1.9 \cdot 10^{-5} \text{ kg m}^{-1} \text{ s}^{-1}, \quad k = 2.55 \cdot 10^{-2} \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}, \quad c_p = 1004 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$$

Ponadto, mamy $(\delta_\nu / \delta_\mu)^2 = \mu c_p / k = \sigma$, liczba Prandtl'a wynosi $\sigma = 0.72$. Przy częstotliwości 200Hz prowadzi to do uzyskania $\delta_\mu = 0.15\text{ mm}$ i $\delta_k = 0.18\text{ mm}$.

Dla stosu, odległość h pomiędzy płytkami nie musi powodować interferencji warstw granicznych, co pociąga za sobą $h \geq \delta_k$. Czynniki może być też zoptymalizowany i aktualnie jest rozważana mieszanina argonu i helu. Ciśnienie w rurze rezonansowej może także przewyższać wielokrotnie ciśnienie atmosferyczne, aby oddziaływać na właściwości fizyczne ośrodka. Grubość d płytki i jej przewodność cieplna wpływa też na gradient temperatury na długości płytki. Synteza Swift'a, 1988, artykuł Lighthill, 1978, pozostają tutaj podstawowymi wytycznymi dla oceny ruchów akustycznych strumienia blisko ścianek.

Na rysunku 10 przedstawiono fotografię stanowiska pomiarowego wykonanego w ECL przez Duffourd'a, 2001. Rura wykonana jest z bardzo grubego pleksiglasu, o przekroju $8\text{ cm} \times 8\text{ cm}$. Stanowisko pomiarowe wyposażone jest w głośnik, laser impulsowy, kamerę CCD oraz stos płytek, które tutaj wykonane są z pleksiglasu o grubości 1 mm i długości 30 mm . Odległości pomiędzy płytkami wynoszą 2 mm .

Miniaturowe termopary są przyklejone do powierzchni w celu określenia stałych czasowych systemu, a szczególnie czasu niezbędnego do osiągnięcia równowagi oraz zjawiska występowania różnych poziomów dźwięku.

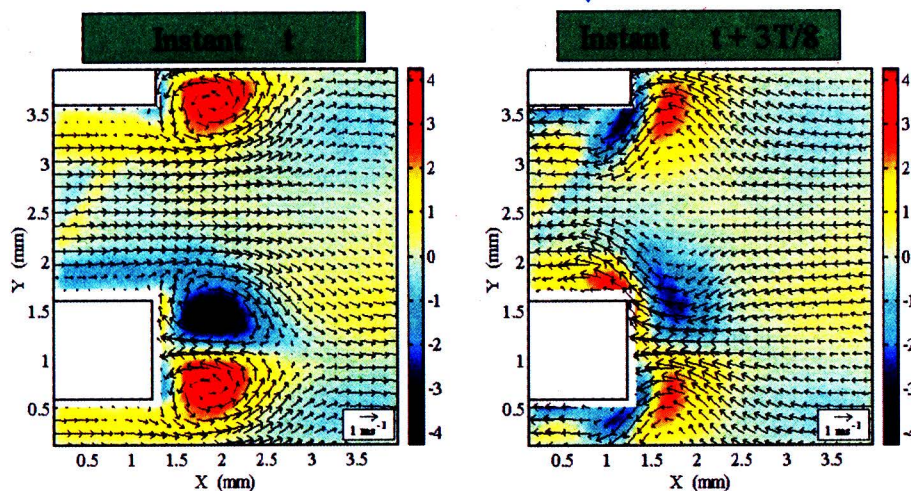


Rys. 10. Stanowisko badawcze modelu chłodziarki akustycznej z powiększonym widokiem stosu utworzonego z cienkich płytek o grubości 1.0 mm i odległościami pomiędzy nimi 2.0 mm, wg Blanc-Benon Ph., 2000 et Duffourd S., 2001.

W praktycznej realizacji chłodziarki jeden wymiennik ciepła należy umieścić przy końcu zimnym oraz drugi przy końcu ciepłym. Ich zoptymalizowanie jest jeszcze w trakcie badań, dotyczy to przede wszystkim ich geometrii a także usytuowania w stosunku do płytek. Podobnie jak grubość płytek są to parametry niezwykle istotne. Badania numeryczne były prowadzone między innymi przez Worlikar i Knio, 1999.

W 2000 Ph.Blanc-Benon i w 2001 Duffourd i Blanc-Benon & Duffourd, 2001, przeprowadzili badania nad analizą obrazów pola prędkości w zimnej strefie końca płytki. Dla tej czułej strefy niezbędny jest odpowiedni zoom.

Na rysunku 11, obserwowane pole ma wymiary $4\text{mm} \times 4\text{mm}$. Ponadto wektory prędkości są przedstawione jako kolorowe izowiry.



Rys. 11. Mapy rozkładu prędkości i wirowości otrzymane z analizy obrazów w pobliżu wylotu stosu, dla dwóch chwil odpowiadających wyjściu i powrotowi fali akustycznej, $P = 1000\text{Pa}$, $f = 210\text{Hz}$, $x_c = \lambda/8$, płytki grubości $d = 1\text{mm}$, odległość pomiędzy płytkami $h = 2\text{mm}$, wg Blanc-Benon Ph. 2000 i Duffourd S., 2001.

Pole prędkości jest tutaj wyznaczone ze wzoru:

$$\Omega = \partial V / \partial x - \partial U / \partial y \quad (6)$$

Dla rozpatrywanych płytek, względnie grubych, obserwuje się zawirowania dobrze widoczne. Są one zlokalizowane w pobliżu ściany i to zarówno przy wejściu cząstek czynnika jak i ich wyjściu. Dla płytek cieńszych zaobserwowano zanik zawirowań na korzyść warstw ścinania bardzo rozciągniętych gdzie dominują silne gradienty prędkości. Tego typu obrazy mogą dostarczać wskaźników dotyczących rejonów, które mogłyby być bardziej wydajne dla zwiększenia mieszania i ostatecznej lokalizacji wymienników.

Podziękowania

Składam serdeczne podziękowania Profesorowi Janowi Krysińskiemu za zaproponowanie mojej osoby do tytułu Doktora Honoris Causa, przyznanego mi przez Politechnikę Łódzką.

Dziękuję dr Barbarze Lebedowskiej za przetłumaczenie na język polski tekstu mojego wykładu wygłoszonego podczas uroczystości nadania mi tytułu Doktora Honoris Causa.

Kolegom z Lionu, w szczególności Philippe Blanc-Benon, Christophe Bailly, Jean-Christophe Béra, et Maher Ben Chiekh dziękuję za pomoc w przygotowaniu rysunków do niniejszego artykułu.

Literatura

- Adrian R.J., Meinhart C.D. & Tomkins C.D., 2000, Vortex organization in the outer region of the turbulent boundary layer, *J. Fluid Mech.*, 422, 1-54.
- Ben Chiekh M., 2003, Contrôle des jets libres par des jets synthétiques pulsés, Thèse en cours, coopération Ecole Nationale d'Ingénieurs de Monastir, Tunisie + Ecole Centrale de Lyon.
- Ben Chiekh M., Béra J.C., Michard M. & Sunyach M., 2000, Contrôle par jet pulsé de l'écoulement dans un divergent court à grand angle, *C. R. Acad. Sci. Paris*, 328, série II b, 749-756.
- Béra J.C, Comte-Bellot G, Sunyach M., 1998, Contrôle par jet pulsé du décollement d'une couche limite turbulente, *C. R. Acad. Sci. Paris*, 326, série II b, 859-865.
- Béra J.C, Michard M, Sunyach M, Comte-Bellot G., 2000, Changing lift and drag by jet oscillation, *Eur. J. Mech, B/Fluids*, 19, 575-595.
- Béra J.C., Michard M., Grosjean N & Comte-Bellot G., 2001, Flow analysis of 2D pulsed jet by particle image velocimetry, *Experiments in Fluids*, 31 (5), 519-532.
- Béra J.C, Ben Chiekh M., Michard M. & Sunyach M., 2002, Control of a plane jet by fluidic wall pulsing, rapport ECL, soumis à publication.
- Blanc-Benon Ph., 2000, Particle image velocimetry and temperature measurements in thermoacoustic stacks, Invited Paper, 1st International Workshop on Thermoacoustics, April 22-25, Hertogenbosch, The Netherlands.
- Blanc-Benon Ph. & Duffourd S., 2001, Flow and temperature fields in thermoacoustic stacks, Invited Paper, 142nd ASA Meeting, Fort Lauderdale FL, 3-7 Dec., *J. Acoustic. Soc. Am.* , 110, N° 5, Pt 2, 2651.
- Duffourd S., 2001, Réfrigérateur thermoacoustique : étude analytique et expérimentale en vue d'une miniaturisation, Thèse Ecole Centrale de Lyon N° 2037.
- Lighthill J., 1978, Acoustic streaming, *J. Sound and Vibration*, 61 (3), 391-418.
- Parekh D.E., Kibens V., Glezer A., Wiltse J.M. & Smith D.M., 1996, Innovative jet flow control: mixing enhancement experiments, AIAA Paper 96-0308, 34th Aerospace Sciences Meeting & Exhibit, Jan. 15-18, Reno, NV.
- Raffel M., Willert C & Kompenhans J., 1998, Particle Image Velocimetry, A Practical guide, Springer.
- Seifert A., Darabi A. & Wygnanski I, 1986, Delay of airfoil stall by periodic excitation, *J. of Aircraft*, 33 (4), 691-698.
- Swift G.W., 1988, Thermoacoustic engines, *J. Acoust. Soc. Am.*, 84 (4), 1145-1180.
- Worlikar A.S. & Knio O.M., 1999, Numerical study of oscillatory flow and heat transfer in a loaded thermoacoustic stack, *Numerical Heat Transfer, Part A*, 35, 49-65.

Geneviève COMTE-BELLOT
LMFA UMR CNRS 5509 - Centre Acoustique
Ecole Centrale de Lyon
69134 Ecully Cedex, France

Conférence présentée lors de la cérémonie de Docteur Honoris Causa
Université Polytechnique de Lodz
le 22 juin 2001

INTERACTIONS ENTRE ÉCOULEMENTS VISUALISATIONS PAR ANALYSE D'IMAGES

La mesure des vitesses par la technique de l'analyse d'images fournit une vue instantanée des champs de vitesse apparaissant dans un plan. En outre, grâce à une optique convenable, la zone d'observation peut être ajustée au phénomène à étudier. Cette approche globale, et non plus ponctuelle comme avec un anémomètre à fil chaud ou un vélocimètre Doppler, fournit alors une bonne observation d'ensemble pour les structures qui apparaissent dans un écoulement ou qui sont créées lors d'interactions entre écoulements. On peut aussi répéter les prises de vue suivant un timing précis, conduisant à des mesures conditionnelles, ce qui permet de mieux appréhender les événements qui interviennent et les mécanismes physiques associés.

INTERACTION OF FLOWS VISUALIZATION BY MEANS OF AN IMAGE ANALYSIS

The velocity measurement in which an image analysis is employed allows for observing an instantaneous velocity field. This general attitude, which is not a precise measurement that can be made with a hot-wire anemometer or a Doppler velocity meter, makes it possible to observe phenomena that appear during a flow and those due to the interaction of flows. It is also possible to repeat observations at a fixed time: e.g. to carry out measurements under specified conditions, which allows one to identify the phenomena occurring and the physical mechanisms connected to them.

1. INTÉRÊT DE L'ANALYSE D'IMAGES

Les interactions entre écoulements apparaissent dans de nombreuses situations, comme par exemple :

- le contrôle actif des sillages, pour modifier leur déviation et par suite la portance des profils dont ils sont issus; à terme, en aéronautique, on peut espérer une meilleure manœuvrabilité des avions,
- le contrôle actif des jets pour augmenter leur expansion latérale, et par suite accélérer leur mélange avec le fluide ambiant, ce qui peut entraîner des modifications du bruit émis,
- l'interaction entre des ondes acoustiques et des couches limites dans un tube résonnant, faisant apparaître des effets thermiques qui sont à la base d'une nouvelle conception de réfrigérateurs, non polluants en cas d'accident.

Dans la suite de cet exposé, nous allons illustrer ces trois exemples.

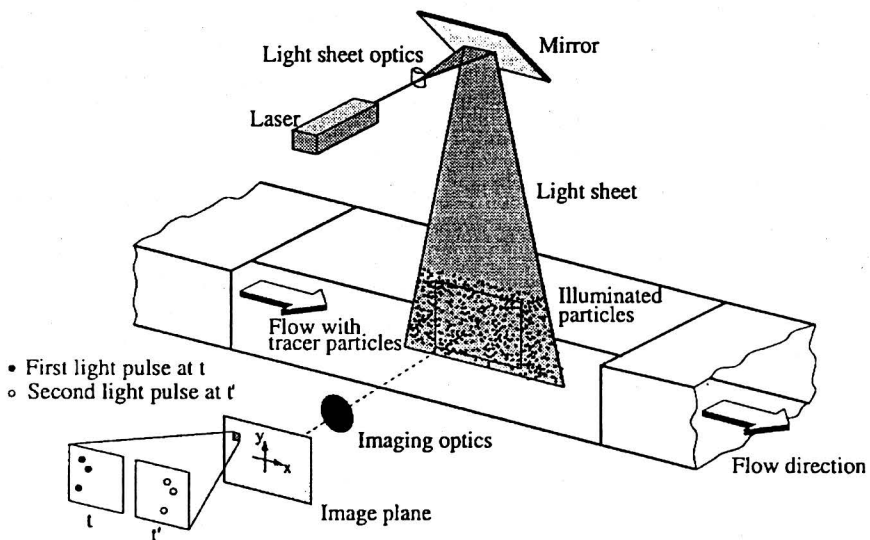


Fig. 1. Schéma de principe de l'analyse d'images, en anglais *Particle Image Velocimetry*, soit PIV en abrégé, avec les principaux constituants : laser à impulsions, optique de réception, et caméra CCD, d'après Raffel M., Willert C. & Kompenhans J., 1998.

Auparavant, nous rappelons sur la figure 1 la mise en œuvre de l'analyse d'images, qui comprend: un laser à double impulsion, les deux éclairs étant séparés d'un petit intervalle de temps Δt réglable, de l'ordre de $10 \div 50 \mu\text{s}$, une lentille cylindrique qui transforme le faisceau laser en un plan assez fin, d'épaisseur $1 \div 2 \text{mm}$, une optique d'observation dont le grandissement doit être connu pour relier les dimension de l'objet et de l'image, enfin une caméra CCD à transfert de charges pour permettre la saisie rapide des deux images. Des particules suffisamment fines, de diamètre $1 \div 2 \mu\text{m}$, pour suivre l'écoulement et ses fluctuations, sont introduites de la façon la plus uniforme possible, en amont de l'écoulement à étudier: c'est de la mesure de leurs

déplacements entre les deux vues prises successivement à chacun des éclairs que l'on déduit les deux composantes de la vitesse des particules dans le plan d'illumination en utilisant la définition même d'une vitesse U_x, U_y (1):

$$U_x = \frac{\text{déplacement } D_x}{\Delta t} \quad U_y = \frac{\text{déplacement } D_y}{\Delta t} \quad (1)$$

Grâce à la caméra CCD, les composantes D_x et D_y du déplacement dans le plan sont déterminées par une corrélation croisée entre les vues prises aux instant t et t' avec, $t' - t = \Delta t$ ce qui évite toute ambiguïté sur le sens des déplacements. Pour cette corrélation, la vue est décomposée en petites zones, appelées fenêtres d'interrogation, sur lesquelles la vitesse est supposée uniforme. Un décalage ou *offset* est en outre appliqué entre les deux fenêtres pour prendre en compte la vitesse moyenne locale et améliorer le rapport signal/bruit. Une vue possède couramment 1000×1000 pixels. et une fenêtre d'interrogation est de l'ordre de 32×32 pixels. Un recouvrement, généralement de 50% entre les fenêtres, assure finalement une résolution spatiale de 16×16 pixels.

A titre d'illustration, la figure 2 montre les magnifiques résultats récemment obtenus par Adrian *et al.*, 2000, pour une couche limite turbulente, avec une analyse d'images très fine. Sont particulièrement visibles, les sommets des tourbillons en épingle à cheveux, ou *hairpins* en anglais, et leurs emplacements à diverses distances longitudinales et transversales, chacun selon son âge et son cycle de vie.

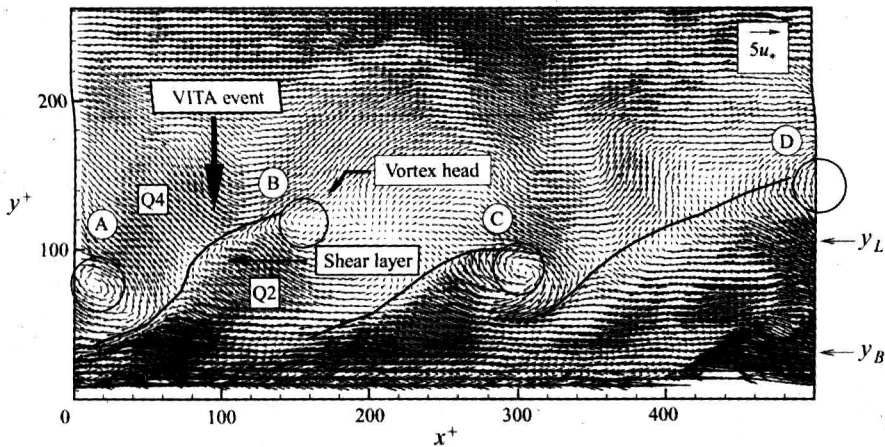


Fig. 2. Champ de vitesses obtenu par analyse d'images 1320×1035 points dans une couche limite turbulente dont le nombre de Reynolds construit sur l'épaisseur de quantité de mouvement est $Re_\delta = 930$. Les abscisses et ordonnées réduites x^+ et y^+ sont définies par $x^+ = x u_f / \nu$ $y^+ = y u_f / \nu$, où $u_f = \sqrt{\tau_0 / \rho}$ est la vitesse de frottement et τ_0 la tension pariétale. On observe en particulier la coupe des sommets des *hairpins* par le plan laser, d'après Adrian R. J., Meinhardt C.D. & Tomkins C.D., 2000.

Cette figure montre bien l'avantage d'avoir une vue complète. On peut en extraire les distances entre structures et les vitesses de convection associées. La notion de tourbillons est clairement apparente, et à titre anecdotique, soulignons que de telles structures avaient déjà frappé l'imagination de Van Gogh, il y a plus d'un siècle, comme on peut le voir sur la figure 3.



Fig. 3. La Nuit Etoilée de Vincent van Gogh, 1889, où les structures tourbillonnaires sont déjà imaginées. Musée d'Art Moderne de New York.

2. SILLAGE D'UN CYLINDRE MANIPULÉ PAR UN JET PULSÉ

Le montage expérimental est représenté sur la figure 4. La veine d'essais est un carré de 40cm de côté. Le cylindre a 10cm de diamètre et la vitesse incidente est de 20 m/s , d'où un nombre de Reynolds de $1.3 \cdot 10^5$.

Deux fils de transition, à $\Theta = \pm 28^\circ$ du bord d'attaque, permettent de travailler sur des couches limites turbulentes dont l'intérêt pratique est bien connu. Une fente bidimensionnelle de largeur 1 mm et de longueur 20 cm est placée au voisinage du point de décollement qui se situe vers $\Theta = 110^\circ$.

La fente est alimentée par un haut-parleur et un convergent étanche. Le jet pulsé issu de la fente est dit *synthétique*, son débit masse est nulle en moyenne, et à chaque période du haut-parleur, on a d'abord une demi-période de soufflage puis une demi-période d'aspiration. Un examen préalable a permis d'optimiser les valeurs à utiliser, soit une fréquence de 200 Hz , et une vitesse d'éjection voisine de la vitesse incidente. Le plan médian à la fois au cylindre et à la veine est retenu pour la visualisation par analyse d'images.

A sa périphérie, et toujours dans sa section médiane, le cylindre est équipé de prises de pression pour déterminer les variations de portance du cylindre sous

l'effet du jet pulsé. Le cylindre peut aussi être monté sur une balance à une composante pour contrôler la valeur et le signe de cette variation de portance.

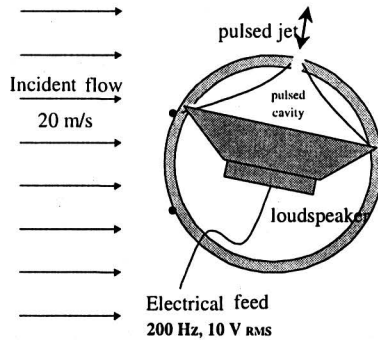


Fig. 4. Dispositif expérimental pour le contrôle du sillage d'un cylindre, et schéma de principe de l'actionneur électrodynamique à jet synthétique, d'après Béra J.C., Sunyach M. & Comte-Bellot G., 1998.

Le résultat le plus spectaculaire est que le cylindre se voit doté d'une portance, comme illustré par la figure 5.

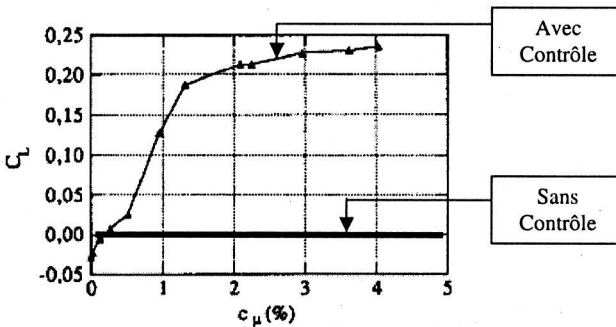


Fig. 5. Création d'une portance pour le cylindre sous l'effet d'un jet pulsé, en fonction du coefficient de soufflage, d'après Béra J.C., Sunyach M. & Comte-Bellot G., 1998.

Celle-ci augmente avec l'amplitude du jet pulsé. Le coefficient C_μ , exprime le rapport entre la quantité de mouvement introduite par le jet pulsé et celle qui représente l'effet de blocage du cylindre, soit par unité d'envergure:

$$C_\mu = \frac{\rho U_j^2 e}{\rho D U_{ext}^2} \quad (2)$$

D - le diamètre du cylindre, U_{ext} - la vitesse extérieure dans la veine, U_j - la vitesse efficace du jet lors du soufflage, e la largeur de la fente, et ρ la masse spécifique du fluide utilisé.

Sans contrôle, la portance mesurée n'est pas tout à fait nulle comme elle devrait l'être en toute rigueur, car une légère dissymétrie existe dans le montage expérimental, notamment sur le positionnement des deux fils de transition. Pour le détail de la répartition des pressions à la surface du cylindre, on pourra se reporter à Béra *et al.*, 1998.

L'analyse d'images apporte ici une vue très complète des modifications qui sont apportées à l'écoulement. En plus des vecteurs vitesses, les zones tourbillonnaires intenses ont été déterminées par un critère de *moment angulaire normalisé*, en abrégé *MAN*. Les données des champs de vitesse sont ainsi analysées en calculant pour chaque point P de l'image le produit vectoriel $\vec{PM} \otimes \vec{U}(M)$ où M sont les 24 proches voisins de P sur un carré de 5×5 points entourant le point central P . La convention de couleur retenue, est rouge pour un tourbillon positif (sens inverse des aiguilles d'une montre) et bleu pour un tourbillon négatif (sens des aiguilles d'un montre).

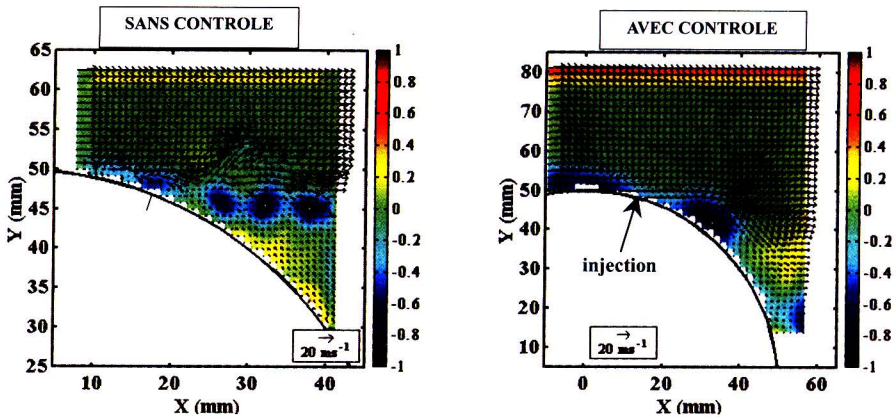


Fig. 6. Contrôle par jet synthétique de l'écoulement sur un cylindre : champs de vitesses instantanées (flèches) et localisation des tourbillons, en bleu dans le sens des aiguilles d'une montre, en rouge en sens inverse. Sans contrôle, on note les petits tourbillons d'instabilité de la couche de cisaillement, et la vaste zone d'écoulement de retour en aval du cylindre. Avec contrôle, l'écoulement est dévié et ramené près du cylindre, d'après Béra J.C., Michard M., Sunyach M. & Comte-Bellot G., 2000.

La première partie de la figure 6 correspond au cas sans contrôle. Il s'agit d'une vue instantanée de la moitié supérieure arrière du cylindre. On voit nettement la zone de mélange qui se développe quasi longitudinalement, avec de petits tourbillons sur sa frontière – ce sont des restes d'instabilité de la zone de mélange, et ils possèdent tous le signe négatif qui est le sens de rotation imposé par l'écoulement extérieur qui est plus rapide que l'écoulement derrière le cylindre. Dans cette zone arrière, il existe un important écoulement de retour, caractéristique d'une zone décollée.

La seconde partie de la figure 6 illustre l'effet du contrôle. Il s'agit d'une vue de type moyenne conditionnelle à une phase repérée par rapport à la tension alternative d'alimentation du haut-parleur, et correspondant ici à la fin du soufflage du jet pulsé. On note à la fois une déviation de l'écoulement vers le bas, un rapprochement de l'écoulement vers la surface du cylindre, et des tourbillons intenses de sens négatif qui sont maintenant très près de la paroi. D'ailleurs, ce rapprochement de l'écoulement de la paroi peut aussi être détecté par le relevé de la trace temporelle d'un signal de pression en paroi, vers $\Theta \approx 140^\circ$, cf Béra *et al.*, 2000: avec le contrôle, cette trace possède des amplitudes bien plus grandes que sans contrôle, et le spectre de puissance correspondant possède un niveau large bande élevé, hors les pics associés à la pulsation, ce qui traduit bien le fait que des fluctuations de vitesse proches de la paroi existent et créent un fort champ de pression pariétal.

Le mécanisme du contrôle du sillage peut être maintenant détaillé:

1^{ère} étape : lors du soufflage, le jet issu de la fente jaillit perpendiculairement au cylindre et présenterait initialement, en l'absence d'écoulement extérieur, deux tourbillons, l'un de sens positif du côté gauche, et l'autre de sens négatif du côté droit. Les mesures par anémométrie à fil chaud et analyse d'image de Béra *et al.*, 2001, décrivent plus précisément le comportement d'un jet pulsé seul, issu d'une plaque plane. L'écoulement extérieur va modifier ce comportement, un tourbillon positif ne pouvant résister à la rotation inverse apportée par la zone de mélange.

2^{ème} étape : le seul tourbillon négatif qui subsiste, déjà renforcé par le gradient moyen de même sens, tend à s'éloigner vers l'aval pendant la fin de la phase de soufflage et le début de l'aspiration.

3^{ème} étape : la phase d'aspiration arrive, elle est associée à un champ de vitesse particulier. Contrairement à la phase d'éjection où le jet a une direction normale bien définie, l'attraction du fluide par la fente est omnidirectionnelle. En particulier, tangentiellement à la paroi du cylindre, en aval de la fente, il se manifeste une vitesse de retour vers la fente. Cette vitesse tend à attirer le tourbillon vers la paroi, tout en agissant aussi dans le sens d'une augmentation de son intensité négative, ce qui renforce son organisation et sa force.

A la phase de soufflage suivante le processus recommence. On peut alors estimer quelques ordres de grandeur essentiels. L'amplitude du jet pulsé doit être suffisamment forte pour atteindre la zone de mélange à manipuler, et non la traverser - ce qui la détruirait. Quant à la fréquence utilisée pour la pulsation, on voit bien également qu'elle doit être optimisée pour que le chemin parcouru par le tourbillon à rattraper et à fortifier ne soit pas trop grand. En d'autres termes, il faut pouvoir agir sur le tourbillon avant qu'il ne s'échappe. A titre d'ordre de grandeur, le déplacement est de 2.5 cm pour une vitesse de convection prise égale à $U_{ext}/2$, soit 10 m/s, une fréquence de 200Hz, et un temps d'action voisin d'une demi-période, entre soufflage et aspiration. C'est bien la valeur que l'on peut observer sur la figure 6, pour le cas avec contrôle, le rayon du cylindre étant de 5 cm.

A terme, le sillage doit pouvoir être complètement rabattu pendant une période du jet pulsé. Cette vue assez simple a été développée et mise à profit par Seifert *et al*, 1986, dans des travaux concernant les profils d'aile et l'augmentation de la portance et de la manœuvrabilité des avions.

3. JET BIDIMENSIONNEL CONTRÔLÉ PAR UNE PULSATION EXTÉRIEURE

Lors de premiers travaux sur des diffuseurs plans à grand angle d'ouverture $2 \times 45^\circ$, Ben Chiekh *et al*, 2000, ont pu montrer que le jet central, détaché, instable, et adhérent de façon aléatoire à l'une ou l'autre des parois latérales, peut être manipulé par des jets pulsés placés juste en amont du diffuseur et normaux à la paroi d'entrée. Par exemple, un retour vers la paroi inférieure est possible à partir d'un jet collé sur la paroi supérieure. De plus, des modes peuvent se constituer sur tout la largeur du diffuseur, ce qui améliore la distribution latérale des vitesses.

Le cas d'un jet libre bidimensionnel a donc été considéré comme objectif de la thèse de Ben Chiekh, 2003. Dans les essais actuels, le nombre de Reynolds est égal à $3.4 \cdot 10^4$, le jet central à 18 m/s étant issu d'une buse de hauteur 28 mm . Des jets pulsés, de type synthétique, agissent tangentiellement à la zone de mélange initiale, plutôt que dans la direction normale. La fréquence utilisée est de 100 Hz et la vitesse maximale de sortie est de 32 m/s .

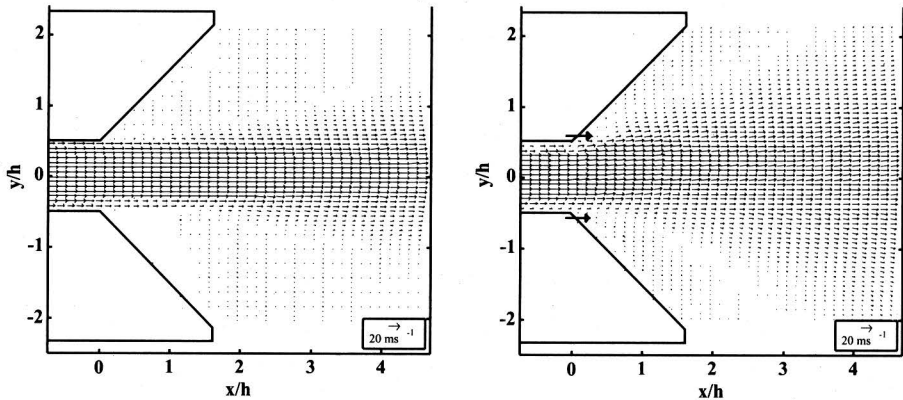


Fig. 7. Contrôle d'un jet plan à l'aide de deux petits jets synthétiques agissant en phase dans le court diffuseur associé à la buse. Le champ des vitesses moyennes est obtenu par analyse d'images, et on note l'important élargissement du jet, d'après Béra J.C., Ben Chiekh M., Michard M., Comte-Bellot G. & Sunyach M., 2002.

La figures 7 met en évidence, sur les vitesses moyennes, l'augmentation substantielle de la largeur du jet sous l'effet des jets pulsés, et corrélativement la diminution des vitesses à travers toute la section droite.

Sur les moyennes conditionnelles, prises en fin de soufflage, la figure 8 montre que les tourbillons issus des jets pulsés se situent loin de l'axe. Le mélange avec le fluide extérieur est donc augmenté, ce qui peut être favorablement utilisé dans

l'industrie chimique pour accélérer les réactions sans avoir recours à des agitateurs mécaniques.

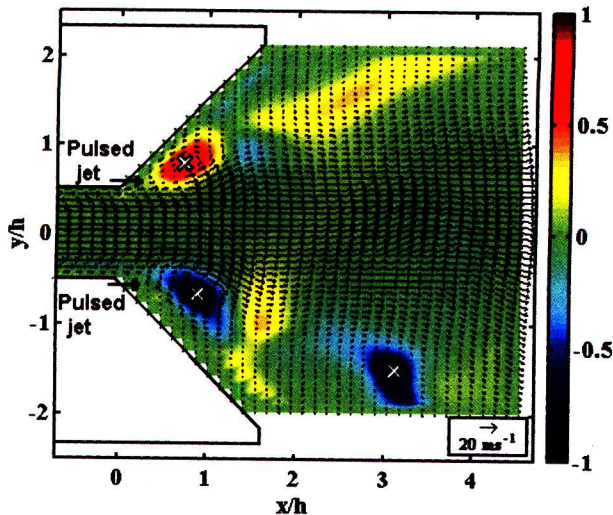


Fig. 8. Champ des vitesses et localisation des centres tourbillonnaires, lors du contrôle d'un jet plan à l'aide de deux jets synthétiques agissant en phase. Les résultats correspondent à la fin du soufflage des jets synthétiques, et sont obtenus par moyenne conditionnelle, d'après Béra J.C., Ben Chiekh M., Michard M., Comte-Bellot G. & Sunyach M., 2002.

Des mesures et des dépouillements complémentaires sont en cours, notamment sur des cartes d'intensité de turbulence et leurs spectres, ainsi que sur le rôle du petit diffuseur de sortie à la sortie du jet central, déjà introduit avec succès par Parekh *et al* 1996. On pourra alors considérer avec plus de recul les éventuelles modifications de bruit, espérons bénéfiques, qui peuvent en résulter.

4. INTERACTION ENTRE ONDES ACOUSTIQUES ET PLAQUES DANS UN RÉFRIGÉRATEUR ACOUSTIQUE.

La figure 9 illustre le principe simplifié d'un réfrigérateur acoustique. La base est un tube résonnant, donc de longueur $\lambda/2$, et un empilement de plaques fines en matériau peu conducteur de la chaleur, placées parallèlement au tube, vers $\lambda/4$ et séparées les une des autres par un petit espace. La figure 9 représente une de ces plaques et rappelle la distribution de la pression, maximale à la face avant du haut-parleur et au fond rigide du tube avec un déphasage de π , et la vitesse nulle à surface du haut-parleur et sur le fond rigide. A mi-distance entre le haut-parleur et le fond rigide, il y a le nœud de pression, $p=0$, et le ventre de vitesse. Pendant une demi-période, le haut-parleur crée une pression positive, sa membrane se déplace vers la droite, et les particules de fluide se déplacent aussi vers la droite. Pendant l'autre demi-période, le haut-parleur crée un mouvement de sa membrane vers

gauche et le déplacement des particules s'effectue vers la gauche. Au cours de ses mouvements une particule rencontre des variations de pression. Ces variations de pression entraînent des détentes et des compressions, donc des refroidissements et des échauffements du fluide. Pour en tirer parti, il convient de placer les plaques à une abscisse où les variations de pression sont importantes et où le fluide possède aussi une vitesse pour assurer les déplacements. Cela conduit à placer l'empilement des plaques d'interaction à mi-distance entre les ventres et le nœud de pression, soit à une distance $x_c \approx \lambda/8$, ou $7\lambda/8$ du haut-parleur.

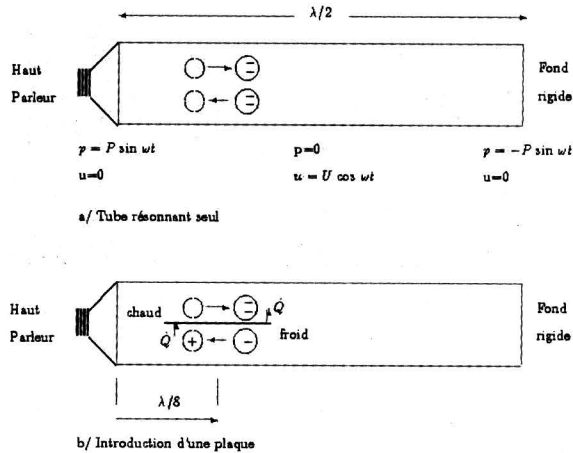


Fig. 9. Représentation simplifiée d'un réfrigérateur acoustique en tube résonnant, avec une plaque plane placée à la distance $x_c = \lambda/8$ du haut-parleur. Pour la clarté, on a séparé les chemins aller et retour, épaissi les zones de pénétration, et marqué les température de façon relative.

En l'absence de plaques, figure 9a, dans la phase de déplacement à droite, une particule fluide voit une pression qui décroît, elle se détend et sa température diminue. A l'alternance suivante, elle revient à gauche, voit une pression qui augmente, se réchauffe, et en régime adiabatique, la particule retrouve sa température initiale.

Indiquons quelques ordres de grandeur pour une fréquence f de 200 Hz, et un tube résonnant de longueur 85cm, rempli d'air à des conditions de pression et de température voisines de $P_m \approx 10^5 Pa$ et de $T_m \approx 300K$, , soit donc pour la masse spécifique $\rho \approx 1.20 kg/m^3$, la vitesse du son $c \approx 340 m/s$, et le rapport des chaleurs spécifiques $\kappa = 1.3$. Sur la membrane du haut-parleur, supposons une valeur efficace de pression acoustique P' de 1000Pa, soit un niveau de pression sonore de 154dB. Au voisinage de $x_c = \lambda/8$, cette valeur est réduite, devenant de l'ordre de $p' = 700Pa$. La valeur efficace des fluctuations de température associées à p' en régime adiabatique est donnée par:

$$T' = T_m p'(\kappa - 1) / \kappa P_m \quad \text{soit} \quad T' \approx 0.5K \quad (3)$$

Pour la vitesse des particules dans le tube résonnant on a en général

$$u(x) = -i \frac{p(x)}{\rho c} i g \frac{2\pi x}{\lambda} \quad (4)$$

et pour leur déplacement $\xi = u / i\omega$ avec $\omega = 2\pi f$, ce qui fournit en valeur efficace pour $x \approx \lambda/8$, $u' \approx 1.7 \text{ m/s}$ et $\xi' \approx 1.4 \text{ mm}$,

En présence d'une plaque, figure 9b, dans la phase de déplacement à droite, la particule se détend toujours, et se refroidit, mais la plaque voisine va la réchauffer un peu. Il en résulte que pendant le mouvement de retour, la particule va pouvoir atteindre une température plus élevée qu'en régime adiabatique. Elle va alors céder une partie de sa chaleur à la paroi proche, avant que le cycle recommence. Les plaques utilisées ont une longueur de l'ordre de 30 mm , donc supérieure au déplacement ξ des particules de l'onde, mais toutes les particules au voisinage de la plaque vont intervenir de proche en proche, créant une sorte d'action en chaîne. L'extrémité de la plaque côté haut-parleur devient ainsi un point chaud, tandis que l'extrémité côté nœud de pression devient un point froid.

Cette vue simplifiée doit être complétée par de nombreux éléments, tels que les échanges thermiques à travers les couches limites cinématique et thermique qui se développent le long de la plaque, en régime oscillant.

Leurs épaisseurs respectives sont:

$$\delta_\mu = \sqrt{2\mu / \rho\omega} \quad \delta_k = \sqrt{2k / \rho c_p \omega} \quad (5)$$

avec μ la viscosité dynamique du fluide, k sa conductibilité thermique, c_p sa chaleur spécifique à pression constante.

Par exemple, pour l'air considéré ci-dessus:

$$\mu = 1.9 \cdot 10^{-5} \text{ kg m}^{-1} \text{ s}^{-1}, \quad k = 2.55 \cdot 10^{-2} \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}, \quad c_p = 1004 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$$

En outre, on a $(\delta_\mu / \delta_k)^2 = \mu c_p / k = \sigma$, le nombre de Prandtl, qui vaut ici $\sigma = 0.72$.

A la fréquence de 200 Hz cela conduit à $\delta_\mu = 0.15 \text{ mm}$ et $\delta_k = 0.18 \text{ mm}$.

Pour un empilement, la distance h entre plaques ne doit pas créer d'interférences des couches limites, ce qui implique $h \geq \delta_k$. Le fluide utilisé peut aussi être optimisé, des mélanges d'argon et d'hélium sont actuellement à l'étude. La pression du fluide dans le tube résonnant peut aussi être portée à plusieurs fois la pression atmosphérique pour agir sur les caractéristiques physiques du fluide. L'épaisseur d de la plaque et sa conductibilité thermique interviennent également dans le gradient de température qui s'instaure le long de la plaque. La synthèse de Swift, 1988, permet d'approfondir ces questions, l'article de Lighthill, 1978, restant une référence de base pour les mouvements acoustiques près des parois.

La figure 10 est une photographie du montage expérimental réalisé à l'ECL par Duffourd, 2001. Le tube est en plexiglass très épais, sa section est $8 \text{ cm} \times 8 \text{ cm}$, et on reconnaît le haut parleur, le laser à impulsions, la caméra CCD et l'empilement de plaques, qui sont des lamelles de plexiglass, d'épaisseur 1 mm et de longueur 30 mm . La distance inter-plaque est de 2 mm .

Des thermocouples miniatures, sont collés à la paroi pour étudier les constantes de temps du système, notamment le temps nécessaire pour atteindre un équilibre et l'effet de différents niveaux sonores.

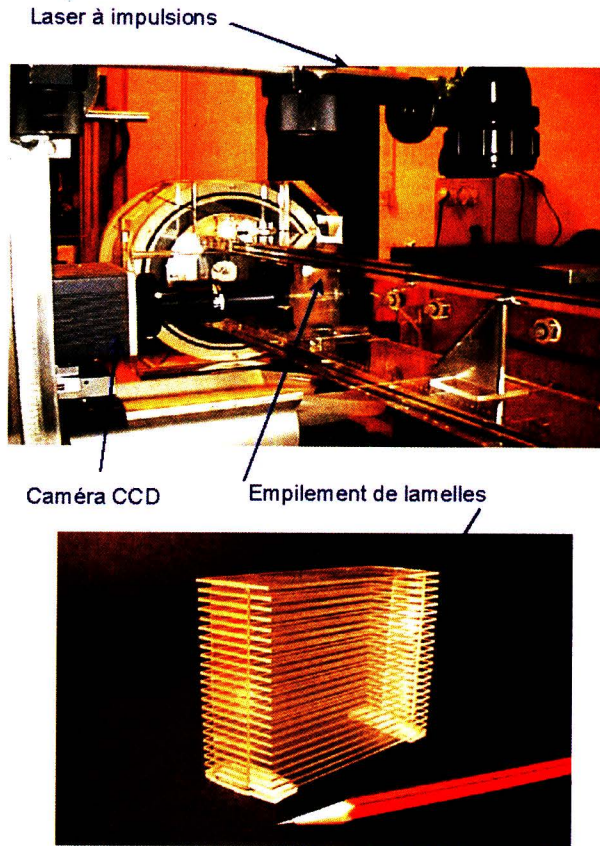


Fig. 10. Montage expérimental d'un modèle de réfrigérateur acoustique, et vue agrandie de l'empilement ou *stack* d'interaction constitué par de fines lamelles d'épaisseur 1.0 mm, et d'espacement 2.0 mm, d'après Blanc-Benon Ph., 2000 et Duffourd S., 2001.

Dans une réalisation pratique de réfrigérant, il convient de placer un échangeur thermique près de l'extrémité froide et un autre échangeur près de l'extrémité chaude. Leur optimisation est encore en cours d'étude, qu'il s'agisse de leur géométrie ou de leur position par rapport aux plaques. L'épaisseur même des plaques reste un paramètre important et des prédictions numériques sont conduites sur ce problème par Worlikar et O. Knio, 1999.

Dans ce contexte, Blanc-Benon, 2000, Duffourd, 2001, et Blanc-Benon & Duffourd, 2001, ont examiné par analyse d'images les champs de vitesse dans la zone froide d'une extrémité de plaque. Un zoom est évidemment utilisé pour cette zone sensible.

Sur la figure 11, le champ observé est de $4\text{mm} \times 4\text{mm}$. En plus des vecteurs vitesse, sont tracés en couleurs les contours d'isovorticité, ici simplement déduits du champ des vitesses à partir de la définition:

$$\Omega = \partial V / \partial x - \partial U / \partial y \quad (6)$$

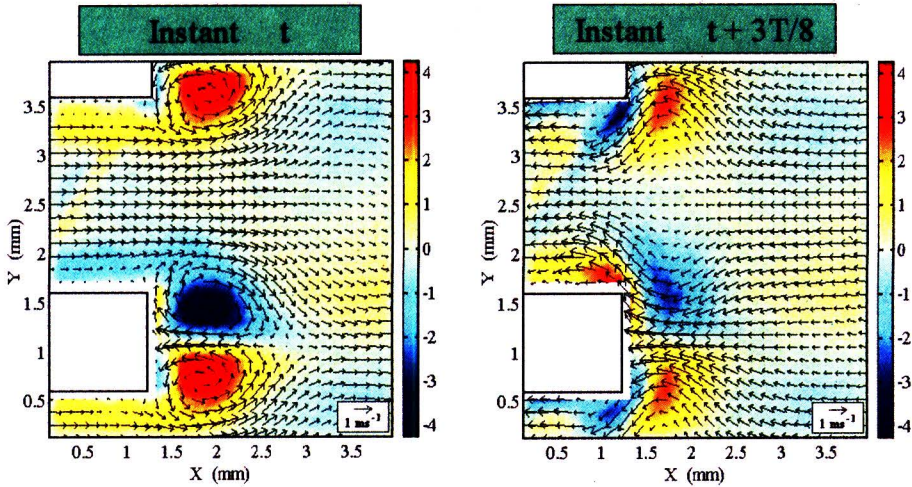


Fig. 11. Cartes de vitesse et de vorticité obtenues par analyse d'images au voisinage de la sortie de l'empilement, pour deux instants qui correspondent approximativement à la sortie et à la rentrée de l'onde acoustique, $P = 1000\text{Pa}$, $f = 210\text{Hz}$, $x_c = \lambda/8$, épaisseur de plaques $d = 1\text{mm}$, distance entre plaque $h = 2\text{mm}$, d'après Blanc-Benon Ph., 2000 et Duffourd S., 2001.

Pour les plaques utilisées, relativement épaisses, on observe des tourbillons bien définis, localisés près des parois, aussi bien lors de l'entrée des particules fluides que lors de leur sortie. Pour des plaques plus minces, on note une disparition des tourbillons au profit de couches de cisaillement très étirées ou règnent de forts gradients de vitesse. De telles cartes fournissent des indications sur les régions qui pourraient être les plus efficaces pour augmenter les mélanges et finalement positionner les échangeurs.

Remerciements

J'adresse ma profonde gratitude au Professeur Jan Kryszinski qui a bien voulu me proposer à la distinction de Doctor Honoris Causa attribuée par l'Université Polytechnique de Lodz.

Dr. Barbara Lebidowska a assuré avec patience la traduction du texte écrit de cette conférence et je lui adresse mes très vifs remerciements.

Mes collègues de Lyon sont aussi associés à mes remerciements, notamment Philippe Blanc-Benon, Christophe Bailly, Jean-Christophe Béra, et Maher Ben Chiekh, pour l'aide apportée dans la préparation des figures.

RÉFÉRENCES

- Adrian R.J., Meinhart C.D. & Tomkins C.D., 2000, Vortex organization in the outer region of the turbulent boundary layer, *J. Fluid Mech.*, 422, 1-54.
- Ben Chiekh M., 2003, Contrôle des jets libres par des jets synthétiques pulsés, Thèse en cours, coopération Ecole Nationale d'Ingénieurs de Monastir, Tunisie + Ecole Centrale de Lyon.
- Ben Chiekh M., Béra J.C., Michard M. & Sunyach M., 2000, Contrôle par jet pulsé de l'écoulement dans un divergent court à grand angle, *C. R. Acad. Sci. Paris*, 328, série II b, 749-756.
- Béra J.C, Comte-Bellot G, Sunyach M., 1998, Contrôle par jet pulsé du décollement d'une couche limite turbulente, *C. R. Acad. Sci. Paris*, 326, série II b, 859-865.
- Béra J.C, Michard M, Sunyach M, Comte-Bellot G., 2000, Changing lift and drag by jet oscillation, *Eur. J. Mech, B/Fluids*, 19, 575-595.
- Béra J.C., Michard M., Grosjean N & Comte-Bellot G., 2001, Flow analysis of 2D pulsed jet by particle image velocimetry, *Experiments in Fluids*, 31 (5), 519-532.
- Béra J.C, Ben Chiekh M., Michard M. & Sunyach M., 2002, Control of a plane jet by fluidic wall pulsing, rapport ECL, soumis à publication.
- Blanc-Benon Ph., 2000, Particle image velocimetry and temperature measurements in thermoacoustic stacks, Invited Paper, 1st International Workshop on Thermoacoustics, April 22-25, Hertogenbosch, The Netherlands.
- Blanc-Benon Ph. & Duffourd S., 2001, Flow and temperature fields in thermoacoustic stacks, Invited Paper, 142nd ASA Meeting, Fort Lauderdale FL, 3-7 Dec., *J. Acoustic. Soc. Am.*, 110, N° 5, Pt 2, 2651.
- Duffourd S., 2001, Réfrigérateur thermoacoustique : étude analytique et expérimentale en vue d'une miniaturisation, Thèse Ecole Centrale de Lyon N° 2037.
- Lighthill J., 1978, Acoustic streaming, *J. Sound and Vibration*, 61 (3), 391-418.
- Parekh D.E., Kibens V., Glezer A., Wiltse J.M. & Smith D.M., 1996, Innovative jet flow control: mixing enhancement experiments, *AIAA Paper 96-0308*, 34th Aerospace Sciences Meeting & Exhibit, Jan. 15-18, Reno, NV.
- Raffel M., Willert C & Kompenhans J., 1998, *Particle Image Velocimetry, A Practical guide*, Springer.
- Seifert A., Darabi A. & Wagnanski I, 1986, Delay of airfoil stall by periodic excitation, *J. of Aircraft*, 33 (4), 691-698.
- Swift G.W., 1988, Thermoacoustic engines, *J. Acoust. Soc. Am.*, 84 (4), 1145-1180.
- Worlikar A.S. & Knio O.M., 1999, Numerical study of oscillatory flow and heat transfer in a loaded thermoacoustic stack, *Numerical Heat Transfer, Part A*, 35, 49-65.

Władysław GUNDLACH, Aleksander OLCZYK
Politechnika Łódzka
Instytut Maszyn Przepływowych

DROGA OD CIEPLNYCH MASZYN OBJĘTOŚCIOWYCH DO PRZEPLYWOWYCH, DO ICH SYMBIOZY I DALEJ...

Szkic rozwoju ciepłych maszyn energetycznych i ich obiegów termodynamicznych począwszy od współzawodnictwa maszyn objętościowych ze spalaniem zewnętrznym: powietrznych (Stirling, Ericson) i parowych (Sankey, Watt), poprzez maszyny objętościowe ze spalaniem wewnętrznym (Otto, Diesel), do początków ich symbiozy z maszynami przepływowymi wirnikowymi (1905r) i pojawienia się wreszcie sprawnej turbiny spalinowej (1939r), otwierającej następnie drogę układom i procesom gazowo-parowym kombinowanym ze wspianiem równolegle rozwijającymi się i zbliżającymi do granic swych możliwości turbinami parowymi, aż do w pełni skojarzonej, optymizowanej, sieciowej i rozproszonej produkcji i gospodarki potrzebnymi postaciami energii stanowiących wyzwania XXI wieku.

FROM HEAT VOLUMETRIC FLUID-FLOW MACHINES TO TURBOMACHINES, THEIR SYMBIOSIS AND FURTHER ON...

An overview of the development in the field of heat fluid-flow machines and their thermodynamic cycles is provided. It starts with a presentation of the competition between volumetric machines with external combustion: air (Stirling, Ericson) and steam (Sankey, Watt) cycles, goes through volumetric machines with internal combustion (Otto, Diesel) to the beginnings of their symbiosis with turbomachines (1905) and an introduction of the sufficiently efficient gas turbine (1939), which then gave rise to combined steam and gas systems and processes, and which was simultaneously accompanied by a great progress in steam turbines approaching their upper performance limits, and finally led to fully coupled, optimized power and energy generation and distribution systems of all energy forms needed, both within the frames of huge networks and small, customized power plants that are considered to be challenges of the 21st century.

Rok 2000 zamknął wiek XX,

XX-ty WIEK CIEPLNEJ TURBINY

której moc umożliwiła

przetwarzanie idei w realia

w tym pięknym wieku radia,

jazzu i aspiryny

Na wstępie pojawia się dość zasadnicze pytanie: co było przyczyną tego, że *tłokowy silnik parowy* w XIX wieku, a *turbina parowa* w XX wieku była głównym źródłem energii przetwarzanej na energię elektryczną i że *parowy blok energetyczny* był praktycznie jedynym zasilającym wielkie sieci elektryczne? Dopiero w drugiej połowie minionego XX wieku pojawił się znakomity konkurent w postaci *turbiny gazowej*, a dokładniej *spalinowej*, która zdominowała transport powietrzny wypierając silniki tłokowe tylko do zakresu mniejszych mocy, ale udział jej w produkcji energii elektrycznej zaczął wyraźniej wzrastać dopiero w ostatnich dwóch dekadach jako współprzetwórcy energii w *kombinowanych blokach gazowo-parowych*.

Retrospekcja, a więc spojrzenie wstecz z dzisiejszą wiedzą i doświadczeniem, szczególnie w tym tak ważnym i dotychczas podstawowym dla rozwoju cywilizacji

i podnoszenia standardu życia obszarze, może w efekcie pomóc nam w tworzeniu własnej wizji przyszłości.

Próbowano inicjować tę wspaniałą drogę nie tylko od realizowania prymitywnych i z założenia niskosprawnych maszyn ciepłych, ale także od niezwykle ambitnych zamierzeń.

1. ETAP PIERWSZY (STIRLING, ERICSON KONTRA SANKEY, WATT)

Na początku XIX wieku pojawiła się w Anglii w czasach Kongresu Wiedeńskiego jako konkurent pierwszych tłokowych maszyn parowych bardzo skomplikowana, powietrzna maszyna tłokowa Anglika Roberta Stirlinga o obiegu izotermiczno-izochorycznym, pracująca podobnie jak parowe ze *spalaniem zewnętrznym* w zamkniętym obwodzie przepływu. Odpowiedni doskonały obieg cieplny przy *zewnętrznym ogrzewaniu i chłodzeniu* i dzięki izochorycznej rekuperacji ciepła jest pod względem sprawności równoważny obiegowi izotermiczno-izentropowemu, który dopiero kilkanaście lat później (1824) opisał Sadi Carnot (rys. 1a).

Ambitny obieg powietrzny Stirlinga przy porównaniu z obiegiem już wówczas realizowanego silnika parowego (rys. 1b) na wówczas jeszcze obcym wykresie temperatura absolutna-entropia T-s pary i powietrza ujawnia zarówno genialność koncepcji

Stirlinga jak i jej w owych czasach nierealność.

Obie pierwotne koncepcje realizacji obiegów termodynamicznych parowego Sankeya i powietrznego Stirlinga wykorzystują:

- ogrzewanie zewnętrzne ciepłem spalania drewna lub węgla,

- możliwość łatwego w technicznej realizacji izochorycznego sprężania termicznego porcji czynnika roboczego,
- przetwarzanie w cylindrze z tłokiem energii cieplnej na mechaniczną,
- możliwość realizowania zamkniętego obiegu termodynamicznego w obwodzie zamkniętym jak i w wersji uproszczonej obwodzie otwartym do atmosfery,
- oba obiegi i obwody przepływu czynnika można rozpocząć od ciśnienia (i temperatury) atmosferycznego.

Atrakcyjność obiegu Stirlinga wynika z możliwości rekuperacji ciepła wylotowego: możliwości przekazywania ciepła powietrza, które oddało energię rozprężając się izotermicznie w cylindrze gorącym aż do ciśnienia wynikającego z dojścia do „dolnej” izochory powietrza sprężanemu termicznie wzdłuż „górnej” izochory. Ta procedura rekuperacji między izochorami nie jest łatwa do zrealizowania. Uprościłoby ją rozprężenie powietrza (zdławianiem) do izobary ciśnienia początkowego i przekazanie ciepła przez strugę omywaniem w przeciwnym kierunku cylindra, w którym czynnik jest izochorycznie sprężany termicznie.

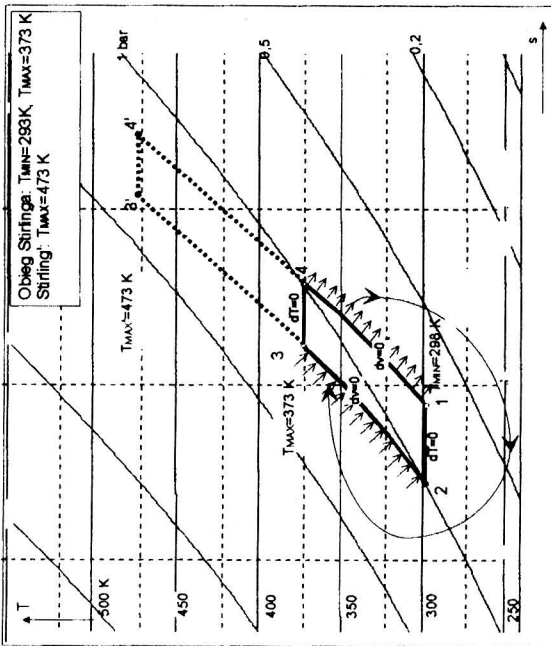
Wynikiem rekuperacyjnego podgrzewania wzdłuż „górnej” izochory jest uzyskanie zbliżania sprawności obiegu do granic wykorzystywalności systemu przy danej górnej i dolnej temperaturze ograniczającej, a więc do sprawności obiegu Carnota.

Silniki Stirlinga znalazły swego czasu zastosowanie w zakładach rzemieślniczych, ale i w napędzie kół łopatkowych statków. Realizowany obieg cieplny był w rzeczywistości znacznie odległy od założonego izochorycznie-izotermicznego ideału. Współzawodnictwo z teoretycznie znacznie mniej sprawną, ale technicznie doskonałą maszyną parową było trudne. Obliczenie tego złożonego procesu Stirlinga z akceptowalną niepewnością było wówczas nierealne. Do pomyślnej realizacji obiegu Sankeya w wersji obwodu Watta wystarczała empiria.

Ważnym ewenementem było wodowanie 12 stycznia 1853 roku i wypłynięcie w rejs przebudowanego parowca Ericson wyposażonego w nowy zmodyfikowany silnik Stirlinga o niezwykłych na ówczesne czasy wymiarach. Średnica tłoka tej 4-cylindrowej maszyny wynosiła 4,27 m. Zapowiedziana moc 330 KM została osiągnięta zaledwie w 2/3, co zredukowało przewidywaną rekordową prędkość statku do nieco powyżej 20 km/h.

Silnik, w który wyposażono dawny parowiec Ericson pracował w zamkniętym obwodzie przepływu powietrza, ale według uproszczonego obiegu cieplnego i łatwiejszego nie tylko do technicznej realizacji, ale i próby obliczenia. Zrezygnowano mianowicie ze sprężania izochorycznego ogrzewaniem jak i z łączenia schładzania z izochorycznym rozprężaniem, któremu towarzyszyło oczywiście oddanie na wał napędowy pewnej mocy użytecznej.

Znany pod nazwą „obieg Ericsona” (lub Eriksona) składa się z dwóch izobar w miejsce izochor, między którymi następuje wymiana ciepła i dwóch izoterm: sprężania z chłodzeniem i rozprężania z ogrzewaniem. W tym obiegu nie występuje tak trudne do prawidłowego zaprojektowania i zrealizowania przemieszczanie izochoryczne połączone z rekuperacyjną wymianą ciepła i oddawaniem energii połączonym z rozprężaniem na dolnej i sprężaniem na górnej izochorze.

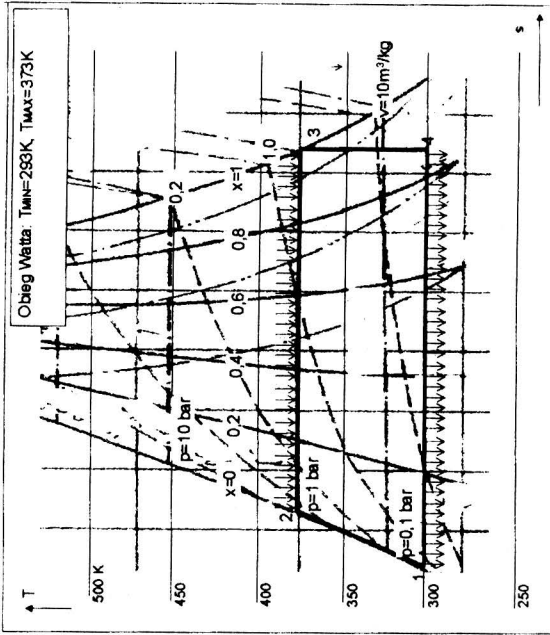


Rys. 1.a. Obieg Stirlinga dla przedziału temperatur

$$T_{\min}-T_{\max}=\langle 273-373\text{K}\rangle.$$

Linia punktową zaznaczono przebieg izochor do $T_{\max}'=473\text{K}$
 Fig. 1.a. Stirling cycle for the temperature range $T_{\min}-T_{\max}=\langle 273-373\text{K}\rangle$

Isochoric change up to $T_{\max}'=473\text{K}$ is marked with a dot line.



Rys. 1.b. Obieg Watta dla przedziału temperatur

$$T_{\min}-T_{\max}=\langle 273-373\text{K}\rangle.$$

Fig. 1.b. Watt cycle for the temperature range

$$T_{\min}-T_{\max}=\langle 273-373\text{K}\rangle.$$

Na rys. 2 zestawiono oba obiegi „S” i „E” z obiegiem Carnota przy założeniu wstępnego naładowania, tj. napełnienia obwodu przepływu powietrzem do takiego nadciśnienia, aby w normalnej pracy uzyskać górne ciśnienie 400 kPa, dolne 100 kPa.

Wkrótce po Wojnie Secesyjnej, w której odegrał podobno jakąś rolę, silnik Stirlinga, także w wersji obiegu Ericsona nie wytrzymał konkurencji silników tłokowych pracujących według teoretycznie mniej sprawnego marnotrawiącego ciepło obiegu Sankeya, które rozwijały się dalej.

2. ETAP DRUGI (OTTO, DIESEL)

Ogrzewanie zewnętrzne miało tak w obiegu parowym jak i gazowym tą wielką zaletę, że spalać można było w tym celu węgiel, torf, drewno itd. Dopiero zainicjowane przez Łukasiewicza uszlachetnianie ropy naftowej jej destylowaniem, wytwarzanie nafty, benzyn itp. otworzyło możliwość realizowania spalania wewnętrznego w silniku tłokowym.

Dopiero więc przejście do koncepcji ogrzewania wewnętrznym spalaniem przy pewnym wstępnym, pochłaniającym część mocy sprężaniu powietrza lub mieszanki palnej doprowadziło do stworzenia dwóch rodzin silników tłokowych, które przetrwały do obecnych czasów i nadal są doskonałe.

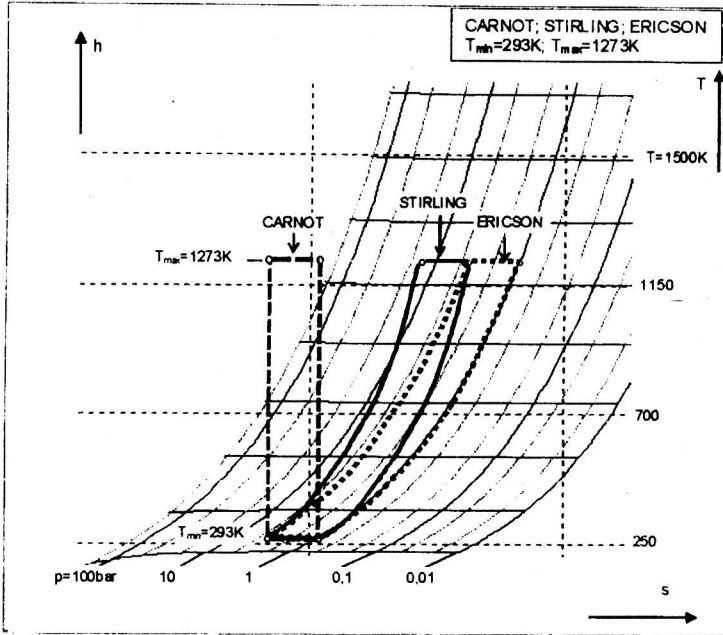
W obszarze tłokowych silników spalinowych (tzn. silników objętościowych o spalaniu wewnętrznym) widzimy w sensie termodynamicznym, obiegowym, dwie podstawowe koncepcje będące kontynuacjami obu omawianych wyżej i zrealizowanych obiegów Stirlinga z dominującym sprężaniem i ogrzewaniem izochorycznym (oznaczymy go „S”) i Ericsona z dominującym ogrzewaniem izobarycznym (oznaczymy „E”).

Kontynuatorem pierwotnej koncepcji Stirlinga „S”) był w dziedzinie silników spalinowych tłokowych Otto „O”) wykorzystując w obiegu termodynamicznym po wstępnym sprężeniu, inicjowane iskrą zasadnicze sprężanie *izochoryczne* wybuchowym spalaniem mieszanki powietrza z parą tzw. lekkiego paliwa lub gazu.

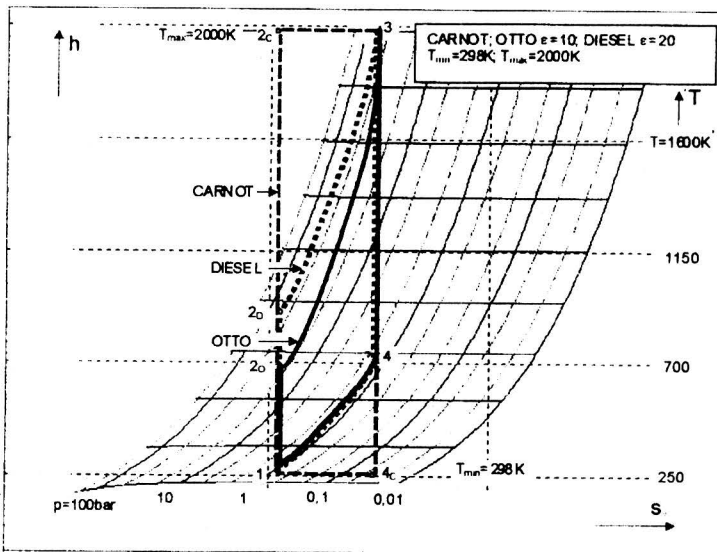
Kontynuatorem koncepcji izobarycznej Ericsona „E”) był Rudolf Diesel patentując i realizując obieg silnika tłokowego „D”) ze stosunkowo wysokim sprężaniem zasysanego powietrza i następnie wtryskiem paliwa do gorącego sprężonego powietrza i samozapłonu mieszanki spalającej się (z założenia twórcy) *izobarycznie*.

Na rys. 3 przedstawiono zestawienie tych dwóch obiegów termodynamicznych (Otto „O”, Diesel „D”) z obiegiem izentropowo-izotermicznym Sadi Carnota w tle (oznacz. „C”). To porównanie ma ujawnić – podobieństwa i różnice, dlatego też przyjęto nie tylko taki sam stan początkowy procesu: ciśnienie i temperaturę, ale także taką samą temperaturę najwyższą.

Diesel zapoczątkował równocześnie działania, które dopiero u schyłku XX wieku zostały szerzej wznowione i w ramach pro-ekologicznych poczynań nabrały krasę. Diesel bazował na spalaniu „ciężkiego” paliwa, którym był początkowo olej rzepakowy, a więc paliwo odnawialne w cyklu rocznym. Niestety trzeba było blisko wieku, aby uszlachetnić rzepak i destylację i preparację oleju do postaci rzeczywiście spełniającej wymagania ekologiczne, a w tym także zgubienie zapachów.



Rys. 2. Porównanie obiegów Stirlinga i Ericsona z obiegiem Carnota
Fig. 2. Comparison of the Stirling and Ericson cycles with the Carnot cycle



Rys. 3. Porównanie obiegów Otto ($\epsilon=10$) i Diesla ($\epsilon=20$) z obiegiem Carnota
Fig. 3. Comparison of the Otto ($\epsilon=10$) and Diesel ($\epsilon=20$) cycles with the Carnot cycle.

Oczywiście poza wytwarzaniem CO₂ – ale w tym przypadku regeneracja do postaci O₂ + C w substancji zielonej chlorofilu zamyka się dzięki energii słońca „samoczynnie” w cyklu rocznym.

Obieg „O” otwierał drogę silnikom wysokoobrotowym „lekkim”, które stały się przede wszystkim realną podstawą rozwoju trakcji samochodowej. Obieg „D” natomiast otwierał drogę silnikom wolnobieżnym, a więc „ciężkim” ale o mniejszych dynamicznych obciążeniach układu korbowego i wielu dalszych zaletach ale i pewnych wadach.

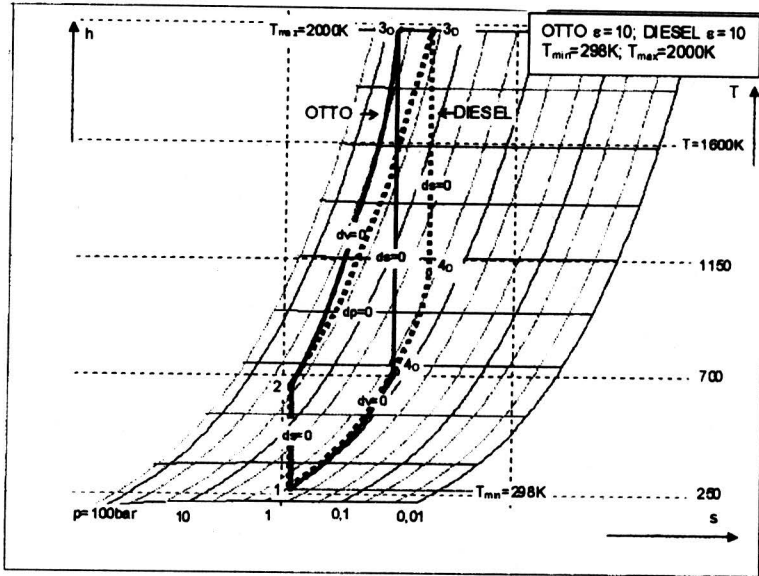
Interesujące jest porównanie obiegu „O” i „D” pod względem możliwej do osiągnięcia sprawności termicznej (rys. 4 a i b). W silnikach benzynowych, pracujących wg obiegu Otto, na skutek ograniczenia stopnia wstępnego zgęszczania ϵ sprężaniem do wartości ok. 10 (rys. 4a), wynikającego z pojawiania się spalania detonacyjnego benzyn (nazywanego popularnie stukowym) zamknięta została droga do zwiększania teoretycznej sprawności obiegu poprzez podnoszenie ϵ . Z uwagi na brak takiego ograniczenia w silnikach Diesla spalających cięższy olej napędowy realnie osiągane stopnie wstępnego zgęszczania sprężaniem oscylują wokół 20 (rys. 4b), co daje im realną przewagę sprawności już na etapie obiegu teoretycznego.

Modelując oba technicznie realizowane obiegi silników „O” i „D” w oparciu o rzeczywiste tzw. wykresy indykatorowe przebiegu ciśnienia i równoczesny pomiar temperatury i aproksymując obrys odcinkami podstawowych przemian stwierdza się, że tak obieg „O” jak i „D” składa się kolejno z odcinka sprężania mechanicznego aproksymowalnego izentropą i dalej termicznie izochorą inicjowaną początkiem spalania i następnie odcinków dopalania aproksymowalnych izobarą i izotermą inicjującą rozprężanie, którego kontynuację można aproksymować izentropą (rys. 5).

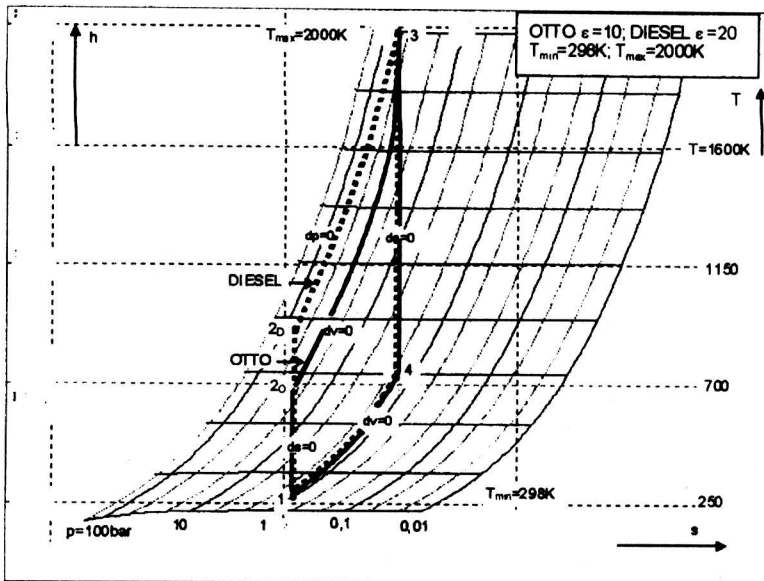
Cały obieg jest diabatyyczny nie tylko z powodu procesu spalania, ale również transportu ciepła między czynnikiem roboczym i ściankami w obu kierunkach. Różnica między „O” i „D” polega jedynie na różnym udziale poszczególnych kolejnych odcinków w tym aproksymowanym obiegu termodynamicznym nie ujawniającym „pryncypialnych” (zasadniczych) inności, a jedynie różne proporcje.

Na dzieło Roberta Diesla warto spojrzeć retrospektywnie szerzej – Diesel widział swój twórczy techniczny wkład w szerszym aspekcie *solidarności w sensie światowym ogólnoludzkim*. Podobnie Henry Ford wykorzystując silnik Otto i doskonaląc jego wytwarzanie chciał „zmienić świat” tak jak zmienił Amerykę swym modelem Forda T. W 1929 roku sądził, że zdoła „ucywilizować” *Związek Sowiecki* rozpoczynając w Niżnym Nowogrodzie (Gorkim) budowę pierwszej na tym kontynencie wielkoseryjnej fabryki samochodów, która pierwotnie miała powstać w Polsce*).

*) Latem 1929 roku Henry Ford wycofał się z daleko zaawansowanych, omal finalizowanych, pertraktacji z rządem polskim dotyczących budowy wytwórni samochodów osobowych Ford i traktorów Fordson (współkonstruktor Ferguson) i równoczesnego budowania w kooperacji z polskim rządem krajowego systemu szybkich dróg. Ten program o niezwykłej wadze strategicznej miał przyczynić się do tworzenia ochronnego antysowieckiego bastionu. Wyparła go nowa idea Forda wewnętrznego rozkruszenia Sowietów.



Rys.4a. Porównanie obiegów Otto ($\epsilon=10$) i Diesla ($\epsilon=10$)
 Fig. 4a. Comparison of the Otto ($\epsilon=10$) and Diesel ($\epsilon=10$) cycles.



Rys. 4b. Porównanie obiegów Otto ($\epsilon=10$) i Diesla ($\epsilon=20$)
 Fig. 4b. Comparison of the Otto ($\epsilon=10$) and Diesel ($\epsilon=20$) cycles.

3. ETAP TRZECI (HOLZWARTH, BÜCHI) POCZĄTKI SYMBIOZY

Ten politycznie i poznawczo niezwykle rok 1905 – rok znamienny pierwszą wojną zmierzającą ku opanowaniu globu oraz rewolucyjnymi wrznięciami politycznymi i z drugiej strony rok pamiętny zasadniczym rozszerzeniem widzenia fizyki przez Alberta Einsteina przyniósł również w Systemach Energetycznych w tych dwóch kierunkach „S” i „E” dwie nowe udokumentowane patentami koncepcje – nawiązujące do obiegów „O” i „D”.

Obieg Stirlinga poprzez realizację Otto inspirował w pewnym sensie także pierwszą dającą moc użyteczną turbinę spalinową koncepcji Holzwartha (patent 1905 rok) ze spalaniem wewnętrznym i izochorycznym sprężaniem termicznym (rys. 6), a więc z objętościową komorą spalania jak w „O” i cyklicznym zasilaniem pulsacyjnym ułotkowania turbiny gazowej, a więc był to obieg termodynamiczny „O” realizowany z ograniczeniem sprężania wstępnego do przedmuchiwanie komory spalania zamykanej zaworem wlotowym i wylotowym i rozprężający do ciśnienia otoczenia a nie tylko do ciśnienia wynikającego z izochorycznego ograniczenia objętością skokową cylindra silnika spalinowego. Na rys. 6 przedstawiono obieg Holzwartha „H”, dla dopuszczalnej wówczas temperatury 1100°C (ułotkowanie), oraz linią przerywaną obieg „H’ ” dla temperatury osiągalnej w obiegu Otto.

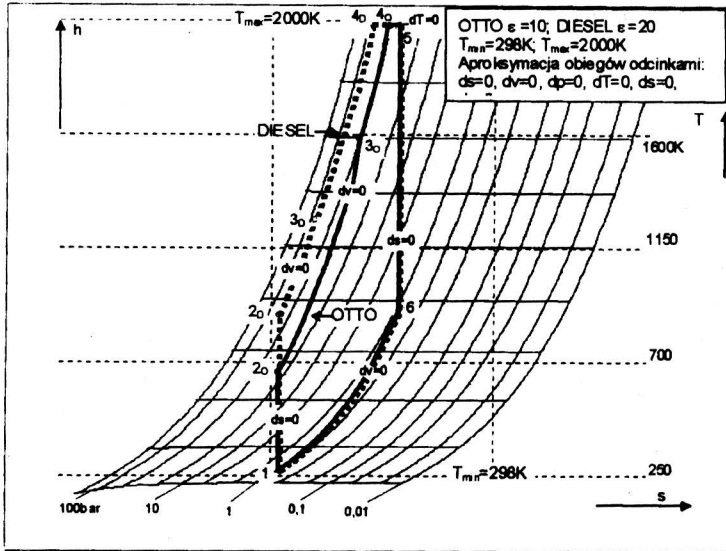
Rozpaczliwe**⁾ sięgnięcie Holzwartha do koncepcji procesu pulsacyjnego dla umożliwienia rozprężania do ciśnienia otoczenia, mimo że jego silnik turbospalinowy nie zdążył dojrzeć technicznie przed klasyczną turbiną gazową, wniosło kolosalny wkład koncepcji, modeli i doświadczenia wykorzystany m.in. w systemie Compres, pociskach V1 i wielu innych także w inżynierii procesowej*⁾.

Równocześnie i w tej samej okolicy w Szwajcarii idea „D” znalazła dzięki Alfredowi Büchi, wychowankowi Aurela Stodoli, ciąg dalszy i to niezwykle owocny (patent 1905 r.). Podobieństwo obu opartych na powietrzu i spalaniu idei trzeciej generacji kształtowania procesów energetycznych polegało na tym, że w obu występowały elementy maszyny objętościowej i przepływowej.

Büchi różnił się od Holzwartha tym, że nie próbował doskonalenia łąčeniem w obiegu i obwodzie przepływu współpracy elementów wywodzących się z dwóch różnych koncepcji, tj. „S” i „E”, które znalazły realizacje w „O” i „D”, ale znalazł sposób na zrealizowanie współpracy obiegu i silnika „D” z obiegiem ciepłym turbiny gazowej i tą turbiną, której moc wówczas jeszcze zaledwie wystarczała do napędu zasilającej ją sprężarki w układzie szeregowym (rys. 7). Turbina osiowa wykorzystująca energię odpadową czterosuwowego silnika D, rozprężając gazy wylotowe silnika od izochory

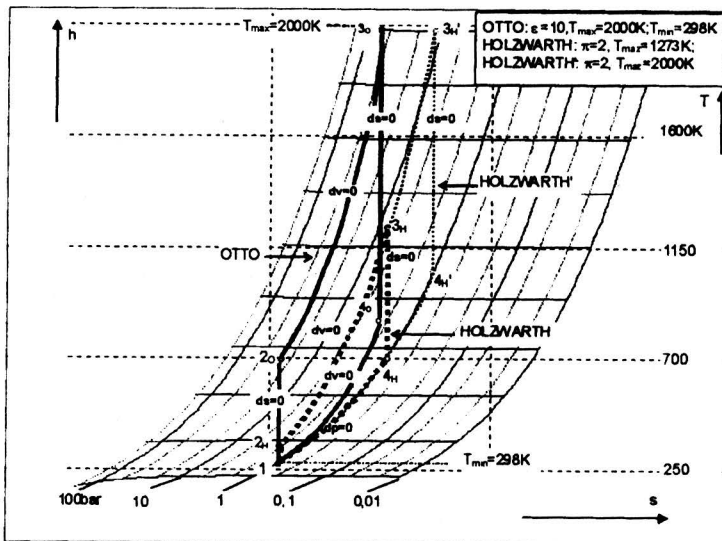
**⁾ to jest moja ocena retrospektywna, zapewne on i finansująca dalsze prace firma Brown Boveri widzieli wówczas jeszcze szansę urealnienia i przyspieszenia wkroczenia w tej postaci turbiny spalinowej na rynek.

*⁾ Najprostszym wykorzystaniem idei Holzwartha byłoby umieszczenie turbiny za wylotem zaworów wydmuchowych silnika tłokowego dla przedłużenia rozprężania gazów spalinowych między dolną izochorą i izobarą otoczenia, ale to wiąże się już ze sprawą następną.



Rys. 5. Obiegi Otto ($\epsilon=10$) i Diesla ($\epsilon=20$) przedstawione jako aproksymacja kolejnymi odcinkami przemian czynnika.

Fig. 5. Otto ($\epsilon=10$) and Diesel ($\epsilon=20$) cycles represented as an approximation by successive changes in the medium.



Rys. 6. Porównanie obiegów Otto ($\epsilon=10$, $T_{max}=2000K$) i Holzwartha ($\pi=2$, $T_{max}=1273K$). Linia punktową przedstawiono obieg Holzwartha (H') dla temperatury $T_{max}=2000K$.

Fig. 6. Comparison of the Otto ($\epsilon=10$, $T_{max}=2000K$) and Holzwarth ($\pi=2$, $T_{max}=1273K$) cycles. Holzwarth cycle (H') for $T_{max}=2000K$ is presented with a dot line.

zamykającej ten obieg cieplny do izobary otoczenia, dostarczała moc wystarczającą do napędu sprężarki promieniowej zasilającej ten silnik powietrzem o zwiększonej gęstości.

Przy schłodzeniu sprężonego powietrza do temperatury otoczenia silnik byłby zasilany powietrzem o tej samej temperaturze, ale o większej gęstości, np. o 20% i mógłby dostarczyć o tyle większą moc. Ponieważ turbina była zasilana większą o 20% gęstością energii uzyskiwalny był odpowiednio większy spręż i moc silnika. Okazało się przy tym, że większą moc może przekazać dobrze skonstruowany ówczesny silnik tłokowy bez wprowadzania istotnych zmian zwiększających wytrzymałość mechaniczną elementów i węzłów (temperatury czynnika były w przybliżeniu takie same) nie tylko w wyniku wykorzystania przewidywanych przez konstruktora „zapasów bezpieczeństwa”, ale dzięki łagodniejszemu przebiegowi procesu spalania itd.

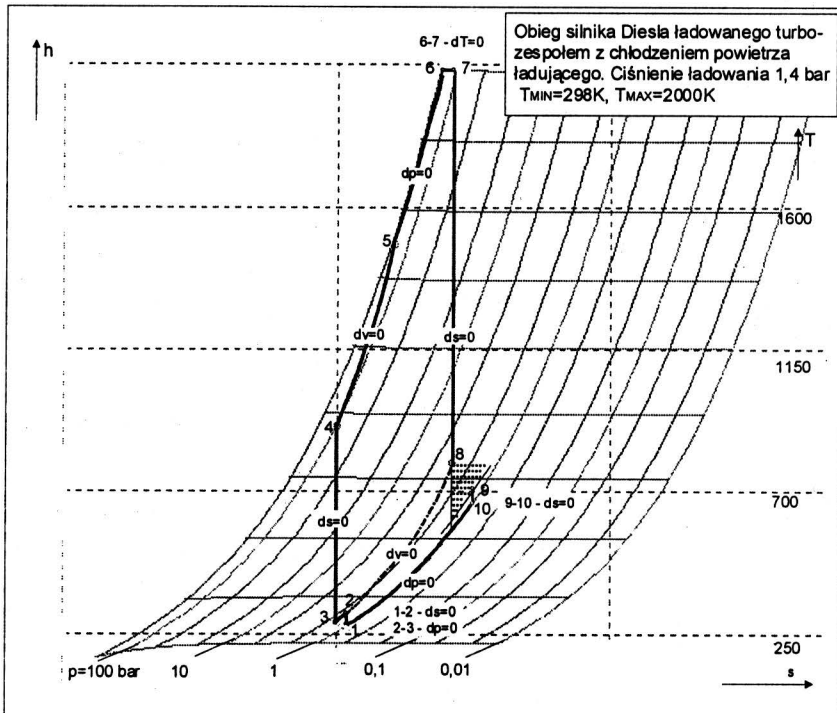
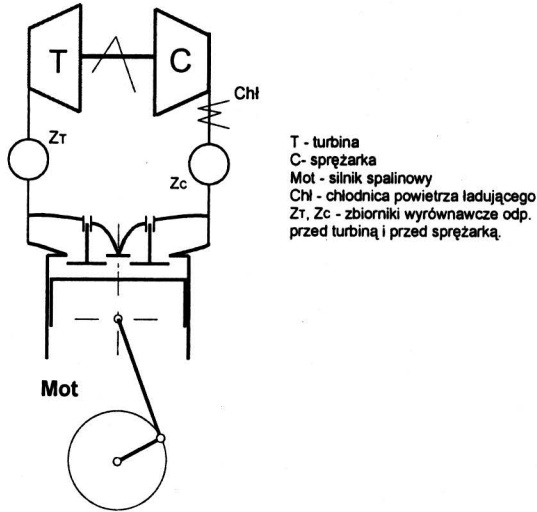
Turbozespół ładujący, który opatentował Büchi w 1905 r. umacniał w drugim półwieczu XX pozycję silnika tłokowego rozwijającego się w symbiozie z turbozespołem w transporcie lądowym i morskim i w zastosowaniach stacjonarnych.

W końcu drugiej dekady niezwykle aktywnych działań Alfreda Büchi i po osiągnięciu zwiększania mocy silników ładowaniem o 50% i więcej zawiązał on wraz z BBC w Baden – wytwórcą turbozespołów i SLM w Winterthurze, wytwórcą silników – Syndykat Büchi, który zainicjował ten „życiodajny marsz” triumfalny ładowanych silników Diesla 4-suwów. Rozpoczął się on dopiero w latach 30-tych XX wieku, a objął i 2-suw w latach 50-tych, a ostateczne sukcesy były wynikiem tak aktywnego włączenie się firmy Brown Boveri w Baden i doprowadzenie konstrukcji zespołów ładujących i techniki ich wytwarzania do perfekcji. Dzięki realizacji koncepcji ładowania, silniki Diesla zaczęły systematycznie zarysowywać swą przewagę w coraz większej ilości zastosowań, zdobywając pod koniec XX wieku mocną pozycję także w lekkiej trakcji drogowej, tradycyjnie zdominowanej przez silnik benzynowy.

Zastosowanie Diesla po raz pierwszy w czołgach w Polsce w drugiej połowie lat 30-tych i prace nad ich doskonaleniem do tych potrzeb we współpracy BBT w Warszawie przy ul. Suchej^{*)} ze szwajcarską firmą Saurer w Arbon nad Jeziorem Bodeńskim zainspirowały konstruktora i wytwórcę silników do podjęcia badań nad wysokim ładowaniem tych w tak trudnych czołgowych warunkach pracujących silników turbozespołami. Wyniki zakończonych badań firmy Saurer ujawniono i opublikowano dopiero w 1945 roku po zakończeniu wojny.

Prace nad wysokim ładowaniem silników Diesla do celów militarnych były zresztą kontynuowane, dając efekt w postaci bardzo ciekawych rozwiązań, do których należą francuskie układy BTC (Bass Taux de Compression o stopniu sprężania $\varepsilon = 8,3!$ i gęstości mocy $P_e = 32,5$ bara) oraz Hyperbar ($\varepsilon = 6,5$, $P_e = 45,5$ bara), gdzie zastosowano dodatkową komorę spalania jako pomocnicze zasilanie dwóch turbin w układzie szeregowym, wspomagające strumień spalin z obwodu silnika podczas jego rozruchu i przy małych obciążeniach.

^{*)} Szefem był płk. O'Brien de Lacy, kierownikiem technicznym mjr inż. R. Gundlach



Rys. 7. Schemat oraz obieg silnika ładowanego turbopozespołem.
Fig. 7. Schematic diagram and the cycle of the turbocharged engine.

Zabieg ten, mimo znacznej komplikacji układu, zaowocował niezwykle korzystnymi własnościami trakcyjnymi napędzanego pojazdu (w tym przypadku czołgu) w postaci gigantycznego momentu silnika przy najmniejszych obciążeniach. Już w roku 1916 w czasie wojny światowej zanim ładowanie silników Diesla zdołało się rozpowszechnić koncepcja Alfreda Büchi zainspirowała współtwórcę turbiny parowej i sprężarek prof. Augusta Rateau do przywracania właściwej gęstości powietrza zasilającego lotniczy silnik benzynowy (a więc z linii „S” przez „O”) na dużych wysokościach sprężarką napędzaną z wału silnika. Na licencji Rateau wspaniały inżynier dr Sanford Moss przejął tę koncepcję i idąc dalej śladem Alfreda Büchi skonstruował napędzane spalinami turbozespoły ładujące budowane przez GEC zasilające silniki „O” amerykańskich samolotów na wysokości i dające szansę lotnikom na zwalczanie wrogich samolotów pikowaniem z nieosiągalnej przez nich wysokości. To był wielki sukces idei Büchiego, ale dopiero w końcowym etapie 2-giej wojny światowej znalazła ona uwieńczenie w słynnych superfortecach amerykańskich wyposażonych w silniki Wrighta ze szczególnej konstrukcji dynamicznie bezpośrednio za zaworami wylotowymi zasilanymi turbozespołami ładującymi – była to ostatnia generacja wielkich silników tłokowych w lotnictwie.

Dr Adolf Meyer, dyr. działu turbin w BBC znalazł dalsze owocne zastosowania idei ładowania procesów turbozespołami gazowymi. Była to słynna wytwornica pary Velox z wysokoładowanym paleniskiem. „Kotły Velox” znalazły szerokie zastosowania i naśladownictwa. Pierwszym ciekawym zastosowaniem w wielkiej chemii było ładowanie procesów krakowania ropy naftowej systemem Houdry turbozespołem wypalającym odpady tego procesu. Były także już wówczas udane próby zastosowania turbin gazowych do ładowania procesów hutniczych, stalowniczych i innych.

4. CZWARTY ETAP – WRESZCIE TURBINA GAZOWA

Pierwsza siłownia z turbiną spalinową o prostym obiegu termodynamicznym Joule’a, konstrukcji Brown-Boveri ze sprężarką osiową uruchomiona została tuż przed wojną w 1939 roku dla szczytowej i awaryjnej siłowni w wykutym w skale bunkrze w Neuchâtel w Szwajcarii (rys.8 – schemat oraz rys.10b. – obieg). W tym czasie intensywnie już pracowano nad napędem lotniczym turbinami spalinowymi ze sprężarką promieniową w Anglii (Whittle) i ze sprężarką osiową w Niemczech (Ohein).

Drugi eksperymentalny silnik turbospalinowy został uruchomiony w Zurychu w Maschinenfabrik Oerlikon z trzystopniową sprężarką promieniową z dwukrotnym chłodzeniem międzystopniowym i rekuperacją ciepła (konstruktor W. Karrer) i parę lat później wykonano tamże pierwszy w świecie zespół gazowo-parowy z odzyskową wytwornicą pary.

Już u schyłku wojny w połowie lat czterdziestych uruchomiona została przez wytwórnię Escher Wyss w Zurychu, inspirowaną obiegiem Ericsona, przygotowywana wielkim wysiłkiem w gospodarzo i materiałowo trudnej sytuacji Szwajcarii w czasie wojny (podobnie jak w przypadku BBC i MF Oerlikon), bazująca na koncepcji Ackereta i Kellera pierwsza siłownia eksperymentalna oparta na turbinie gazowej o zamkniętym

naładowanym (tzn. o ciśnieniu wyższym od otoczenia) obwodzie przepływu gazu (powietrza lub np. gazów szlachetnych jak hel) i obiegu termodynamicznym stanowiącym technicznie perfekcyjne zbliżenie do obiegu Ericsona. Na rys. 9. przedstawiono ten obieg, odwzorowany przez następujące przemiany:

- quasi-izotermiczne sprężanie przybliżone sprężaniem w trzech grupach stopni z dwukrotnym międzystopniowym chłodzeniem,
- izobaryczne rekuperacyjne ogrzewanie sprężonego powietrza ciepłem wylotowym turbiny oddawanym przy stałym ciśnieniu,
- quasi-izotermiczne rozprężanie w trzech turbinach gazu wstępnie rekuperacyjnie ogrzanego i dogrzewanego w nagrzewnicy wstępnej i dwóch nagrzewnicach międzysekcyjnych turbiny,
- dochładzanie gazu wzdłuż dolnej izobary do temperatury dolnej quasi-izotermi sprężarek zamykających obieg i obwód,
- ciepło chłodzenia przekazywano w wymiennikach ogrzewających wodę do różnych celów użytkowych (ewentualnie w gospodarce skojarzonej).

Projekt wykorzystania tej koncepcji do specjalnych napędów okrętów o szczególnie trudnych wymaganiach technicznych opisano już w 1945 roku^{*)}, a szczególnie atrakcyjna okazała się możliwość wykorzystania siłowni AK ogrzewanej ciepłem chłodzenia reaktorów jądrowych, np. helem – jest to proces jakby właśnie do tego celu stworzony.

Brak bliższych informacji na temat wykorzystania tej koncepcji do napędu nuklearnego łodzi podwodnych przez Admirała Rickovera^{*)} i do napędu i obsługi specjalnych podwodnych, kosmicznych i innych stacji badawczych.

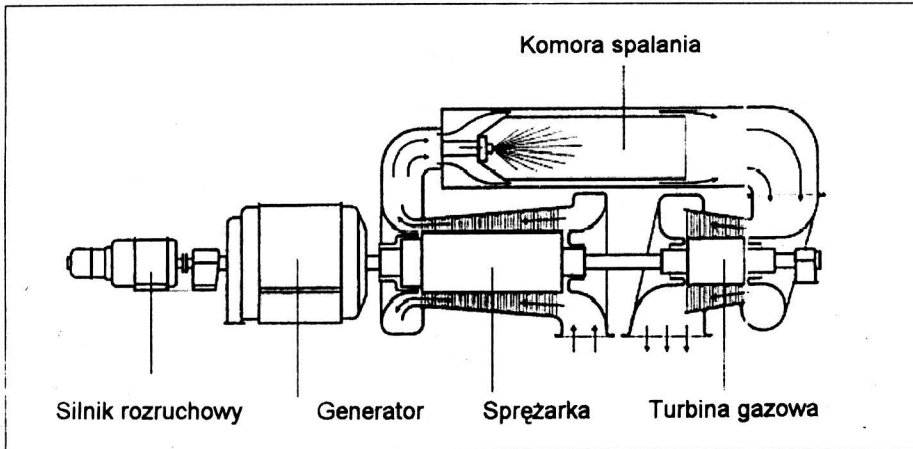
Podobny obieg cieplny Ericsona ale ze spalaniem wewnętrznym w obwodzie otwartym zrealizowała wytwórnia Brown Boveri turbinami gazowymi 7 MW i 14 MW w słynnej pierwszej na świecie siłowni turbo-spalinowej Beznau w Szwajcarii (rys. 10) już w latach 1947 i 1949 osiągając rewelacyjne na owe czasy sprawności. Są one nadal czynne jako rezerwa szczytowa.

Oczywiście i czwarty partner tej około-zurychskiej grupy: Sulzer w pobliskim Winterthurze, szczególnie zasłużony w doskonaleniu ładowanych turbozespołami silników Diesla dużych mocy rozpowszechnionymi już wówczas w napędach okrętowych, pracował w tym czasie nad turbiną gazową, która miała w zamiśle zastępować, a może i wypierać silniki tłokowe, mimo nie osiągnięcia wyższej od nich sprawności. Spalała bowiem znacznie tańsze od paliw dieslowskich odpady procesów rafinacji i krakowania, np. paliwo zwane wówczas bunker C. Koncepcja silnika pracującego w obwodzie nazwanym półzamkniętym nawiązywała właściwie do procesu parowego.

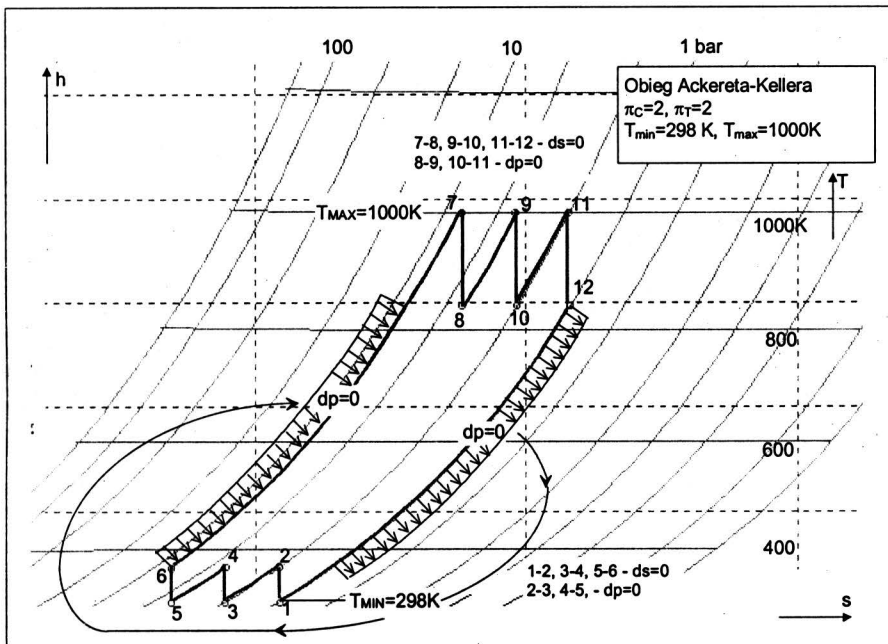
W komorze spalania starano się uzyskać również niską nadwyżkę tlenu (niskie λ), spaliny chłodzono w trakcie spalania ogrzewaniem sprężonego wstępnie podgrzanego w rekuperatorze powietrza, którym zasilana była powietrzna turbina wysokoprężna.

^{*)} W.R. Gundlach, 1945, „Siłownia aerodynamiczna na tle rozwoju turbomaszyn”, Biul. Inż. Z.O.U. Winterthur, Nr 2/3

^{*)} Rickover twórca atomowych łodzi podwodnych, uważany m.in. przez prezydenta USA Regana za „inżyniera wszechczasów”, towarzysząc prezydentowi Nixonowi w podróży odwiedził Ryki, skąd wywedrowali do USA jego przodkowie



Rys. 8. Schemat pierwszej turbiny gazowej uruchomionej w Neuchatel w Szwajcarii w 1939 r.
 Fig. 8. Scheme of the first gas turbine set working at Neuchatel (Switzerland) in 1939.



Rys. 9. Obieg Ackereta-Kellera realizowany w przedziale temperatur 298-1000K.
 Fig. 9. Ackeret-Keller cycle for the range of temperatures 298-1000K.

Temperaturę powietrza TWP ograniczała przede wszystkim wytrzymałość materiału przekazującego ciepło w nagrzewnicy. Gazy spalinowe o temperaturze ograniczonej wytrzymałością łopatek wirujących zasilają niskoprężną turbinę TNP. Pokonano poważne problemy rozdziału mocy i najpoważniejszy niezawodnej regulacji minimalizującej zużycie paliwa i ograniczającej cieplne zużycie materiału.

Turbozespół został zmontowany i uruchomiony w siłowni w Weinfelden w Szwajcarii i uznany za wypierający silnik Diesla sukces Sulzera, którego głównym współtwórcą był dr Walter Traupel po stronie procesowej i maszynowej, a Jenny i Profos po stronie bardzo skomplikowanej automatyki^{**}). Niestety po niedługim okresie eksploatacji turbozespół zaczął wyraźnie tracić moc i pojawił się trudny do opanowania nie przewidywany spadek mocy turbiny w części NP procesu. Po otwarciu okazało się, że łopatki tej turbiny niszczy dziwna korozjo-erozja. Doprowadziło to z punktu widzenia naukowego do ważnego odkrycia zżerania materiału łopatkowego przez stężony w procesach rafinacyjnych wanad w obecności sodu. Ponieważ nie wynaleziono wówczas jeszcze skutecznej ochrony antykorozyjnej materiału lub sposobu na usunięcie przyczyn korozyjnego działania tego paliwa przy wysokich temperaturach, początkowy wielki sukces okazał się niezwykle kosztowną klęską. Dokonana zamiana taniego paliwa pre- parowego na bazie odpadów procesu rafinacji na droższe, przekreślała konkurencyjność tego przedsięwzięcia.

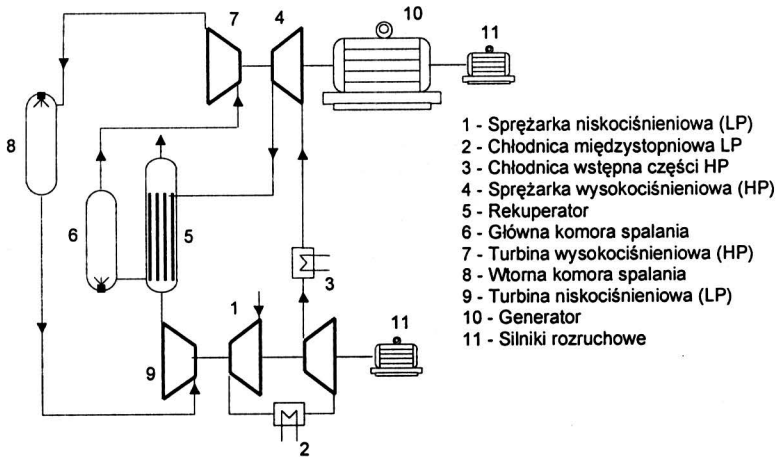
Wyparcie ładowanego Diesla w okrętownictwie i trakcji szynowej nie powiodło się. Sulzer i inni wytwórcy napędów dieslowskich w okrętownictwie, kolejnictwie itp. intensywnie kontynuowali dalsze ich doskonalenie. Walter Traupel opuścił firmę Sulzer i powołany został na stanowisko profesora ETH i opracował tam wydany przez Springera 2-tomowy podręcznik *Thermische Strömungsmaschinen*, a Sulzer stał się po latach pionierem w dziedzinie powłok ochronnych nie tylko na łopatki turbin.

U schyłku XX wieku, omal dwa wieki po narodzeniu się obiegu Stirlinga realizowanego w zamkniętym obwodzie przepływu, okazuje się, że idea „S” przeżywa renesans i jest podstawą niezliczonych przedsięwzięć tworzących małej mocy zespoły tłokowe dla potrzeb drobnej, rozproszonej energetyki, wykorzystywania energii odpadowej i skojarzonej gospodarki energetycznej grzewczej i chłodniczej.

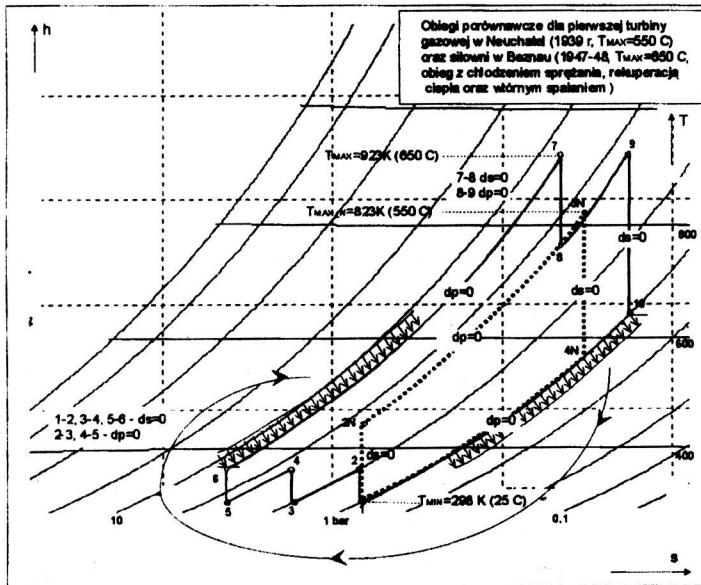
Szczególną cechą obiegu Stirlinga o sprawności teoretycznej zbliżającej się do granic wykorzystywalności systemu, tzn. sprawności Carnota jest możliwość wykorzystywania wszelkiego ciepła o stosunkowo niskich temperaturach, nawet niższych od 100°C. W tym zakresie temperatur współzawodniczyłyby z maszynami parowymi na czynniki niskowrzące.

Wiele inspirowanych ideą Stirlinga procesów znacznie oddaliło się od obiegu „S”. Można tu wymienić także polski twórczy akcent w postaci obiegu i urządzenia, koncep-

^{**}) Napisane przez pierwszego i drugiego podręczniki i prowadzone przez pierwszego i trzeciego wykłady na wydziale budowy maszyn na ETH w Zürichu wnosily nowe spojrzenie na tę dziedzinę wiedzy.

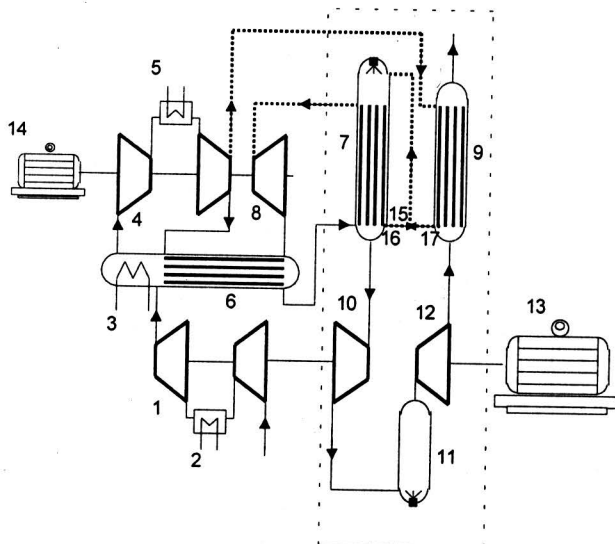


Rys. 10.a. Schemat siłowni w Beznau (Szwajcaria, lata 1947-49)
 Fig. 10.a. Scheme of the power-plant in Beznau (Switzerland, 1947-49)



Rys. 10.b. Obieg siłowni w Beznau. Przerywana linia przedstawiono obieg turbiny gazowej z Neuchatel

Fig. 10.b. The cycle of Beznau power plant. The Neuchatel gas turbine cycle is presented with a dot line.



- 1 - Sprężarka niskociśnieniowa (LP)
- 2 - Chłodnica międzystopniowa LP
- 3 - Chłodnica wstępna części HP
- 4 - Sprężarka wysokociśnieniowa (HP)
- 5 - Chłodnica międzystopniowa HP
- 6 - Wymiennik ciepła obiegu powietrznego
- 7 - Główna komora spalania z rekuperatorem
- 8 - Turbina powietrzna obiegu HP
- 9 - Rekuperator dla gazów wydechowych
- 10 - Turbina gazowa obiegu HP
- 11 - Wtórna komora spalania
- 12 - Turbina gazowa niskociśnieniowa (LP)
- 13 - Generator
- 14 - Silnik rozruchowy
- 15 - Króciec łączący z zaworami 16 i 17.

Rys. 11. Schemat siłowni w Weinfelden zrealizowanej przez firmę Sulzer.
 Fig. 11. The scheme of Weinfelden power plant built by Sulzer.

cji i konstrukcji zespołu realizującego eksperymentalny silnik w Łodzi pod kierunkiem Z. Brzeskiego i Z. Kazimierskiego^{*)}.

Zrodzona w trzecim etapie, mająca swe korzenie w realizacji koncepcji Stirlinga-Ericsona, idea A. Büchi wywarła poprzez skuteczną, systematyczną jego osobiście i Syndykatu działalność niezwykle rozległy wpływ na intensyfikację ładowaniem rozlicznych procesów w różnych także pozornie odległych dziedzinach techniki. Idea Alfreda Büchi, zapładniająca umysły innych, idea symbiozy zasłużyła w retrospekcji zapewne nie tylko na nadany mu doktorat honoris causa ETH-Z – Politechniki Federalnej w Zurichu, ale na najwyższe istniejące wyróżnienie (Nobel!).

^{*)} Z. Kazimierski, L. Brzeski, J. Wojewoda – „*Thermodynamical Cycle of a New Type of the Externally Heated Engine*” – Archives of Thermodynamics Vol. 16 (1995) 3-4.

5. REFLEKSJA KOŃCOWA

Dostawcą energii zapewniającej w XIX wieku nie tylko napęd bezpośredni maszyn roboczych, lokomotyw, ale i zasilanie sieci energetycznych intensyfikujących rozwój gospodarki była maszyna parowa. Jej obieg cieplny oraz termodynamicznie i technicznie doskonalony obwód przepływu z wytwornicą pary, skraplaniem, pompami itd. przejmowała na przełomie wieków i skutecznie ją w XX wieku wypierała dynamizująca rozwój energetyki i przemysłu turbina parowa mimo jej niekorzystnego wraz ze wzrostem temperatury obiegu termodynamicznego i mimo jej złożonego wielopętlowego obwodu przepływu i zmniejszania gęstości czynnika roboczego w trakcie przepływu o kilka rzędów wielkości.

Drogę do sukcesu otworzył i utrzymywał turbinie parowej właśnie jej dwufazowy obieg oraz obwód przepływu z wykorzystaniem pompy wody w miejsce energochłonnego sprężania i wykorzystywanie najtańszego wówczas paliwa węglowego. Z kolei w obszarze zastosowań trakcyjnych w ciągu całego XX wieku (a szczególnie w jego drugiej połowie) zarysowało się systematyczne wzmocnienie pozycji silnika Diesla, który dzięki symbiozie z turbospołem nie tylko przetrwał, ale i zyskał zupełnie nowe, korzystne własności, stając się jednym z najbardziej sprawnych i dopracowanych technicznie i technologicznie źródeł energii, wskazywanym jednoznacznie jako jedno z perspektywicznych źródeł napędu, również dzięki możliwości stosowania paliw odnawialnych (np. olej rzepakowy, od którego stosowania rozpoczynał swe badania Diesel) oraz łatwości wykorzystania także w hybrydowych układach napędowych.

Przyszłość to dalsza *symbioza obiegu gazowego i parowego* oraz symbioza maszyny objętościowej i przepływowej w ramach rozbudowanego *skojarzonego gospodarowania energią* wszelkich źródeł i rodzajów oraz wytwarzanie użytkowych postaci energii w coraz większym stopniu w rozproszeniu, blisko odbiorcy, czemu pomoże sięgnięcie nie tylko do energetyki wiatrowej, wodnej, słonecznej i geotermalnej, do udziału turbospołóm w makro-, mini- i mikroprocesach przetwórczych, do symbiozy turbiny gazowej i ogniwa paliwowego, ale także i przede wszystkim do *symbiozy procesów zaopatrzywania* w potrzebne postaci energii oraz w produkty przemysłowe i rolnicze w *zgodzie z Naturą*.

To chyba jest już dziś szeroko wyczuwane

*wyzwanie XXI wieku
zaspakajania potrzeb energetycznych
w imię bezpieczeństwa indywidualnego i zbiorowego
oraz w imię solidarności narodów i rozwoju w symbiozie z Naturą*

Władysław KRYŁŁOWICZ, Andrzej WERNER,
Sławomir JANCZAK, Paweł HANAUSEK
Politechnika Łódzka
Instytut Maszyn Przepływowych
tel. 631-23-83

UKŁAD PODNOSZENIA CIŚNIENIA BIOGAZU W ŁÓDZKIEJ GRUPOWEJ OCZYSZCZALNI ŚCIEKÓW

Biogaz jest wysokowartościowym paliwem odnawialnym. Jednym z jego źródeł są ścieki komunalne i przemysłowe. W niniejszym artykule opisano koncepcję i własności instalacji podnoszenia ciśnienia biogazu przeznaczonego do spalania w kotłach. Instalacja ta została zbudowana dla potrzeb łódzkiej oczyszczalni ścieków. Omówiono zasady doboru dmuchaw biogazu, ideę układu regulacji opartego na przetwornicach częstości oraz niektóre doświadczenia eksploatacyjne.

SYSTEM FOR INCREASING PRESSURE OF BIOGAS IN THE LODZ MUNICIPAL SEWAGE TREATMENT PLANT

Biogas is a highly valuable renewable fuel. One of its sources are industrial and municipal wastes. A concept and characteristic features of the installation for increasing the pressure of biogas to be burnt in boilers are presented in this paper. The installation has been built for the municipal sewage treatment plant in Lodz. Principles of the selection of blowers, a general idea of the control system based on frequency converters and some experience gathered during its operation are discussed.

1. WSTĘP

Wykorzystanie biogazu jako paliwa stało się już standardem w gospodarce komunalnej. Biogaz powstaje w wyniku procesów beztlenowego (inaczej anaerobowego) rozkładu substancji organicznych zawierających węglowodany, białka, tłuszcze oraz inne złożone związki. Skład otrzymywanego biogazu zależy zarówno od rodzaju biomasy jak i od warunków w jakich przeprowadzana jest fermentacja. W związku z tym wartość

opałowa biogazu, zależna od zawartości metanu będącego praktycznie jedynym składnikiem palnym waha się w dość dużych granicach. Wg Buraczewskiego [1] dla zawartości metanu w granicach 56 do 70% wartość opałowa biogazu wynosi od 20 do 25 MJ/m³. Biogaz jest zatem paliwem dość wydajnym co tłumaczy jego rosnące rozpowszechnienie (dla porównania wartość opałowa gazu ziemnego zaazotowanego z polskich złóż równa jest średnio 19,5 - 19,7 MJ/m³).

Spośród trzech głównych źródeł pozyskiwania biogazu:

- komunalne wysypiska odpadów,
 - organiczne odpady powstające w przemyśle rolno – spożywczym, drzewnym, gnojowica i obornik, itp.,
 - osady pościekowe w komunalnych i przemysłowych oczyszczalniach ścieków,
- największe znaczenie w warunkach polskich mają wg Nowakowskiego [2] te pierwsze. Jednak coraz większą rolę zaczynają odgrywać instalacje wykorzystujące biogaz powstały w wyniku fermentacji osadów w oczyszczalniach ścieków. Ciepło powstałe w wyniku spalania metanu wykorzystywane jest jako ciepło technologiczne, a jego nadmiar służy do ogrzewania pomieszczeń. Dobrym przykładem tak pomyślanej instalacji jest układ utylizacji biogazu zainstalowany w łódzkiej Grupowej Oczyszczalni Ścieków przedstawiony schematycznie na rys. 1.

Doświadczenia z pierwszego okresu eksploatacji wykazały, że dla osiągnięcia pełnej mocy zainstalowanych kotłów niezbędne jest podwyższenie poziomu ciśnienia z 1,6 do 5kPa. Zarządzająca oczyszczalnią firma POL-INWEST udzieliła Instytutowi Maszyn Przepływowych PŁ zlecenia na wykonanie wielobranżowego projektu budowlano – wykonawczego układu podnoszenia ciśnienia biogazu (por. [3]). W związku z tym powołany został specjalny zespół składający się ze specjalistów z dziedzin niezbędnych do wykonania zadania.

2. KONCEPCJA PROJEKTOWA

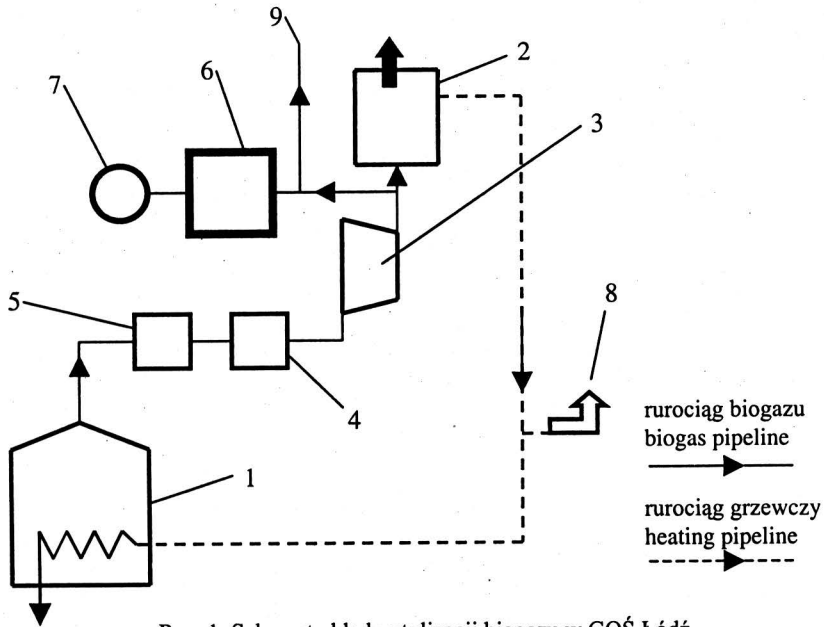
Podstawowe założenia projektowe ustalone ze zleceniodawcą zostały sformułowane następująco:

1. docelowe zapotrzebowanie biogazu do zasilania kotłowni oraz przyszłościowo elektrociepłowni opartej na silnikach gazowych wynosi $\dot{V} = 1200 \text{ Nm}^3/\text{h}$ (0,305 Nm³/s),
2. przewiduje się zabudowę trzech dmuchaw połączonych równolegle, z tym, że trzecia z nich stanowić będzie rezerwę,
3. dmuchawy zainstalowane zostaną w istniejącym budynku kotłowni

Po rozważeniu kilku wariantów przyjęto dla projektowanej stacji dmuchaw (patrz. Rys. 2) układ kolektorowy w postaci dwu kolektorów o średnicy 300 mm: ssącego i tłoczego, połączonych dodatkowym obejściem. Obejście to ma umożliwić grawitacyjne zasilanie kotłowni w przypadku awarii stacji dmuchaw bądź braku napięcia.

Z kolektora tłoczego wyprowadzono dwa rurociągi:

- doprowadzający gaz do istniejącej kotłowni,
- zasilający planowaną elektrociepłownię (silniki gazowe).



Rys. 1. Schemat układu utylizacji biogazu w GOŚ Łódź

1 – zamknięta komora fermentacyjna, 2 – kocioł grzewczy, 3 – dmuchawa biogazu,
 4 – odwadniacz, 5 – układ odsiarczania biogazu, 6 – silnik gazowy, 7 – generator,
 8 – wyprowadzenie ciepła do ogrzewania pomieszczeń

Fig. 1. Schematic diagram of the biogas utilisation system in the Municipal Sewage Treatment Plant in Lodz

1 - closed sludge digestion chamber, 2 - boiler, 3 - biogas blower, 4 - dewaterer, 5 - system for the sulphur removal from biogas, 6 - gas engine, 7 - generator, 8 - heat output for the heating system

Instalacja zaopatrzona jest w dwa rurociągi wydmuchowe wyprowadzone na dach pomieszczenia.

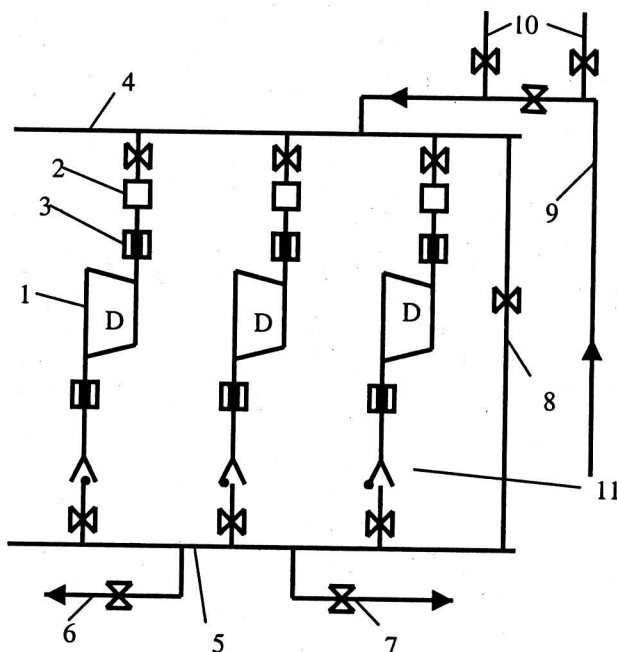
Przyjęto, że każda z dmuchaw będzie wyposażona fabrycznie w odwadniacz zainstalowany po stronie ssawnej oraz w przerywacze płomienia (po stronie ssawnej i tłocznej). Armatura każdej z dmuchaw obejmuje przepustnice na rurociągach ssawnym i tłocznym oraz zawór zwrotny konieczny dla równoległej pracy tych maszyn. Założono dodatkowo, że wszystkie elementy rurociągów oraz armatura będą w wykonaniu kwasoodpornym ze względu na obecność siarkowodoru w sprężanym gazie (maksymalnie 0,04% objętościowo).

Niezmiernie istotnym zagadnieniem rzutującym na kształt projektu okazało się zagadnienie zagrożenia wybuchem. Granice wybuchowości metanu leżą w zakresie 4,9 do 15,4 % , podczas gdy dla biogazu (o zawartości metanu rzędu 60-70% objętościowo) wynoszą one 7-22%. Źródłami zagrożenia w pomieszczeniu dmuchaw (potencjalnymi miejscami wydzielania się biogazu) są:

- nieuszczelności na wałach dmuchaw,
- zasuwki odcinające biogaz (przed i za dmuchawami),
- króćce spustów odwadniających, otwierane i zamykane ręcznie.

Obliczenia przeprowadzone zgodnie z obowiązującymi procedurami (por. Rozporządzenie [4]) wykazały, że już ilość metanu wynosząca $m = 1,35\text{kg}$ może stanowić zagrożenie. Odpowiada to objętości $2,9 - 3,4\text{m}^3$ biogazu.

Dlatego też ustanowiono miejscowe strefy zagrożenia wybuchem kategorii ZI o objętości równej 16% całej kubatury pomieszczenia. W związku z tym oprócz wentylacji grawitacyjnej przewidziano mechaniczną awaryjną wentylację wyciągową, uruchamianą samoczynnie po osiągnięciu stężenia metanu odpowiadających 10% dolnej granicy wybuchowości (DGW). Czujniki stężenia metanu typu DEX umieszczono na wysokości 3m ponad posadzką w rejonie posadowienia maszyn. Przekroczenie progu 25% DGW powoduje awaryjne odcięcie dopływu biogazu.



Rys. 2. Schemat technologiczno – instalacyjny stacji dmuchaw

1 - dmuchawa, 2 - odwadniacz, 3 - przerywacz płomienia, 4 - kolektor ssawy, 5 - kolektor tłoczny, 6 - zasilanie silników gazowych (planowane), 7 - zasilanie kotłowni, 8 - obejście, 9 - rurociąg dostarczający biogaz z komory fermentacyjnej, 10 - rurociągi wydmuchowe, 11 - zawór zwrotny.

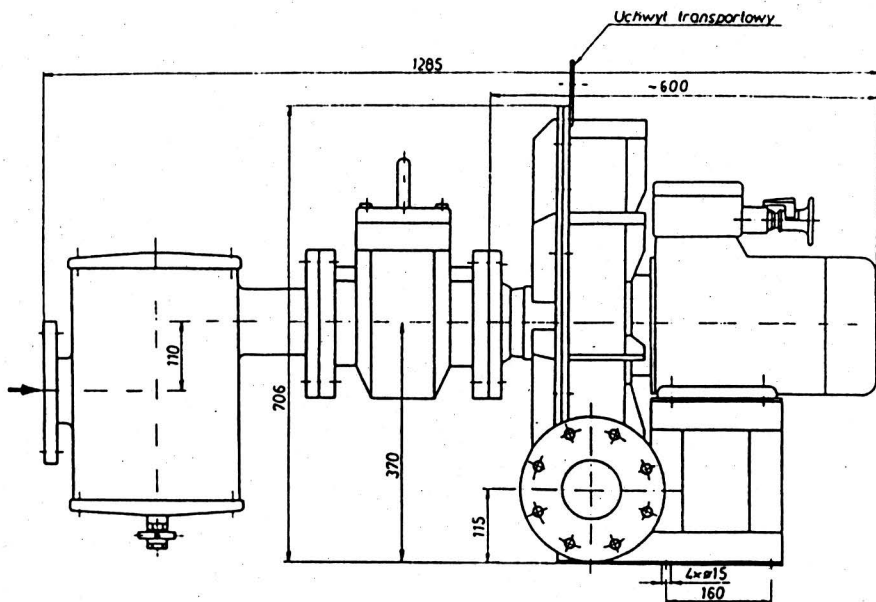
Fig. 2. Schematic diagram of the blower station

1 - blower, 2 - dewaterer, 3 - flame breaker, 4 - suction collector, 5 - discharge collector, 6 - gas engine admission (scheduled), 7 - boiler house admission, 8 - by-pass, 9 - pipeline supplying biogas from the sludge digestion chamber, 10 - blow-off pipelines, 11 - return valve.

3. DOBÓR DMUCHAW

W wyniku przeprowadzonej analizy ofert zdecydowano się na instalację dmuchaw typu DP1-50/28B (II) produkcji Instytutu Techniki Ciepłej w Łodzi. Maszyna ta (patrz Rys. 3) została skonstruowana do celów przetłaczania biogazu i posiada odpowiednie certyfikaty (orzeczenie Kopalni Doświadczalnej Barbara).

Maszyny te dostarczane są jako zespół składający się z kompletnej dmuchawy, odwadniacza wlotowego oraz przerywaczy płomienia. Wyróżniają się one nowoczesną i zwartą budową – koło wirnikowe osadzone jest bezpośrednio na wale szybkoobrotowego silnika zasilanego z przemiennika częstości (falownika), co umożliwi efektywną regulację.



Rys. 3. Dmuchawa typu DP1-50/28B (II)
Fig. 3. DP1-50/28B(II) blower

Wymagane parametry nominalnego punktu pracy każdej z dmuchaw są następujące:

- ciśnienie biogazu na ssaniu $\Delta p_A = 1,6 \text{ kPa}$
- spiętrzenie statyczne $\Delta p_{A-Z} = 3,4 \text{ kPa}$
- temperatura gazu na ssaniu $T_A = 293,15 \text{ K}$ (20°C)
- strumień objętości gazu $\dot{V} = 0,1667 \text{ Nm}^3/\text{s}$ ($600 \text{ Nm}^3/\text{h}$)

Skład biogazu ustalono na podstawie analizy chemicznej, przyjmując dla celów obliczeniowych następujący uśredniony skład objętościowy: metan 65%, azot 0,25%, wodór 0,25%, tlen 0,3%, reszta tj. 34,2% dwutlenek węgla (pominięto obecność siarkowodoru). Dla gazu o powyższym składzie masa molowa wynosi $M = 25,65 \text{ kg/kmol}$, molowe ciepło właściwe $MC_p/20^\circ\text{C} = 34,15 \text{ kJ/kmol}$, wykładnik izentropy $\kappa = 1,304$.

Charakterystyka przepływowa dmuchawy DP1-50/28 B (II) zamieszczona w Dokumentacji Techniczno – Ruchowej [5] została sporządzona dla powietrza, czyli gazu o gęstości $\rho_A = 1,2 \text{ kg/m}^3$. Ze względu na inne własności termodynamiczne biogazu należy teraz znaleźć nowy punkt pracy na charakterystyce.

Izentropowy przyrost entalpii konieczny do sprężenia biogazu, wyznaczony z elementarnego wzoru wynosi:

$$(h_s)_b = \frac{\kappa}{\kappa - 1} z \cdot R \cdot T_A \left(\Pi^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right) = 3096 \text{ J/kg}$$

gdzie: $R = 324,41 \text{ J/kg}$ – stała gazowa biogazu
 $z = 0,9998$ – współczynnik ściśliwości
 $\Pi = 1,033$ – spręż dmuchawy

Analogiczne obliczenie dla powietrza atmosferycznego dało wynik $(h_s)_p = 2774 \text{ J/kg}$. A więc sprężenie jednostki masy biogazu wymaga o 11,6% energii więcej niż sprężenie powietrza.

Spiżnienie całkowite dmuchawy wyraża się zależnością:

$$\Delta p_c = \Delta p_{st} + \frac{\rho_A \cdot c_A^2}{2} + \frac{\rho_Z \cdot c_Z^2}{2}$$

gdzie dwa ostatnie wyrażenia oznaczają ciśnienia dynamiczne na ssaniu i tłoczeniu.

Ponieważ prędkości gazu w króćcach ssącym i tłocznym wynoszą odpowiednio 26,2 i 25,8 m/s, a różnica gęstości jest bardzo mała ($\rho_A = 1,09 \text{ kg/m}^3$ i $\rho_Z = 1,11$), to różnicę ciśnień dynamicznych można zaniedbać. Wobec tego, aby wytworzyć wymaganą różnicę ciśnień przy wymaganym strumieniu objętości dmuchawa musi pracować z częstością obrotów $n = 52,5 \text{ Hz}$ (3150 obr/min, patrz punkt A na rys. 4).

Aby znaleźć teraz punkt pracy dla biogazu należy skorzystać z następującej zależności:

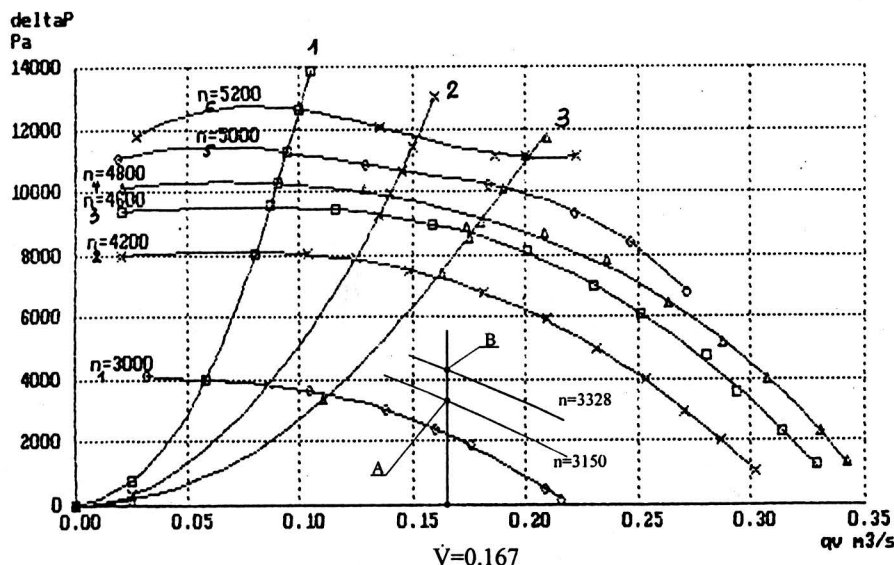
$$n_b = n_p \sqrt{\frac{h_{cb}}{h_{cp}}}$$

gdzie h_{cb} i h_{cp} oznaczają przyrosty entalpii całkowitych dla biogazu i powietrza. Wychodząc z izentropowych przyrostów entalpii przyrost entalpii całkowitej można zapisać następująco:

$$h_c = \frac{h_s}{\eta_s} + \frac{c_z^2}{2} - \frac{c_A^2}{2}$$

Zmiana sprawności dmuchawy spowodowana sprężaniem gazu o innych własnościach jest funkcją liczby Reynoldsa, zdefiniowanej w poniższy sposób:

$$Re = \frac{u_2 \cdot b_2}{\nu}$$



Rys. 4. Charakterystyka dmuchawy DP1-50 /28B (II)

Fig. 4. DP1-50/28B(II) blower characteristics

Ponieważ lepkości kinematyczne biogazu i powietrza dla warunków ssania są bardzo do siebie zbliżone ($\nu_b = 12,86 \text{ m}^2/\text{s}$ i $\nu_p = 13,3$), to możemy przyjąć, że sprawność dmuchawy dla obu gazów jest ta sama. Wobec tego (i wobec faktu równości energii kinetycznych gazu na wlocie i wylocie) zależność na wymaganą częstość obrotów przyjmuje ostateczną postać:

$$n_b = n_p \sqrt{\frac{h_{sb}}{h_{sp}}}$$

Aby zapewnić wymagane spiętrzenie statyczne 3,4 kPa dla biogazu dmuchawa pracować musi z częstością obrotów $n = 55,47 \text{ Hz}$ (3328 obr/min, patrz punkt B na rys. 4). Pobór mocy dmuchawy będzie wówczas równy:

$$P = \frac{\rho_A \cdot \dot{V}_A \cdot h_{sb}}{\eta_c} = 1,2 \text{ kW}$$

gdzie η_c jest sprawnością zespołu z uwzględnieniem strat w przerywaczach płomieni: zgodnie z charakterystyką sprawności podaną w [5]. Moc zainstalowanego silnika równa jest 4kW, a zatem ma on wystarczający zapas mocy dla całego potencjalnego obszaru zmienności parametrów. Przykładowo dla temperatury biogazu równej 30°C i dla udziału metanu 70% wymagany izentropowy przyrost entalpii wyniesie 3580J/kg (częstość obrotów 3580obr/min) i pobór mocy wzrośnie do 1,29kW. Przy założeniu, że krzywa oporów sieci ma kształt paraboli, pojedyncza dmuchawa może osiągnąć

maksymalny przepływ rzędu $0,232\text{m}^3/\text{s}$ ($835\text{m}^3/\text{h}$) przy częstości obrotów około $5000\text{obr}/\text{min}$, czemu towarzyszy odpowiedni wzrost poboru mocy.

4. STEROWANIE INSTALACJĄ

4.1. Opis obiektu sterowania

4.1.1. Zespół kotłów

Kotłownia zasilana gazem o podnoszonym przez instalację ciśnieniu składa się z 3 kotłów wodnych Paromat Triplex firmy Viessmann o mocy 1400 kW każdy, zaopatrzonych w palniki dwupaliwowe firmy Weishaupt. Drugim paliwem, wyłącznie rezerwowym, jest olej opałowy lekki. Główne paliwo - gaz, dopływa do palnika przez reduktor, na którego wylocie ustawiono ostatecznie w trakcie uruchamiania instalacji ciśnienie $2,9\text{ kPa}$. Reduktor pracuje prawidłowo przy zachowaniu na wlocie ciśnienia od wartości pozwalającej na uzyskanie po redukcji tego $2,9\text{ kPa}$ do wartości maksymalnej 30 kPa .

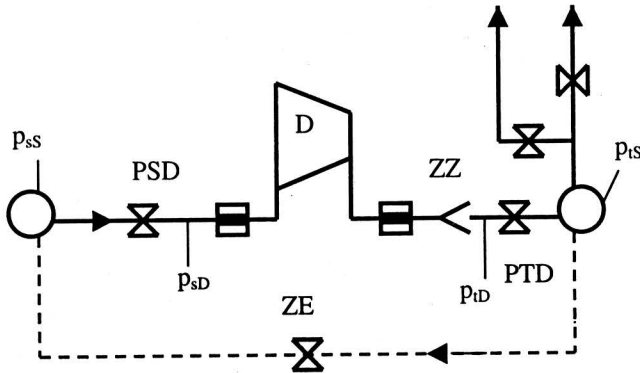
Sterownik palnika odpowiedzialny jest za sekwencje jego uruchomienia i zatrzymania. Pierwszą fazą uruchamiania jest przewietrzenie paleniska, gdy pracuje dmuchawa powietrza w palniku, całkiem otwarta jest przepustnica powietrza, a gaz jest zamknięty. Po przewietrzeniu przymyka się przepustnica powietrza, włącza się zasilanie świecy zapłonowej i zawór elektro-magnetyczny otwiera dopływ gazu do palnika pilotującego. Jeżeli w określonym czasie fotokomórka nie stwierdzi istnienia płomienia, następuje blokada, którą zdjąć może jedynie operator. W wypadku powodzenia zapłonu, otwiera się główny dopływ gazu i w odpowiednim stopniu przepustnica powietrza. Palnik może pracować na dwóch poziomach mocy: małym i pełnym. Na obu poziomach tak dobrane są mechanicznie sprzężone otwarcia przepustnic gazu i powietrza, aby zachować właściwy dla spalania stosunek ich przepływów. Za wybór poziomu mocy odpowiada już inny regulator - regulator kotła. Z kolei 3 oddzielne regulatory trzech kotłów są podrzędne względem regulatora zespołu kotłów, który na podstawie wartości i tendencji zmian temperatury wody, "rozdaje" zadania dla poszczególnych kotłów.

W czasie wprowadzania do ruchu i przy odstawianiu zawsze występuje faza pracy na małej mocy. To ważne dla instalacji, gdyż w ten sposób skoki zapotrzebowania gazu są mniejsze niż przy bezpośrednim przechodzeniu między mocą pełną a brakiem poboru.

4.1.2. Dmuchawy napędzane silnikiem zasilanym z falownika. Przepływ gazu

Rys. 5 pokazuje schematycznie kolektory ssawny i tłoczny instalacji oraz jedną z trzech istniejących nitek zawierających każdą dmuchawę podnoszenia ciśnienia. Specyfika tej instalacji polega m.in. na bardzo niewielkim w stosunku do innych instalacji wzroście ciśnienia na dmuchawach. Konsekwencją takiego stanu jest to, że spadki ciśnienia na kolanach, przejściach rur, zaworach, przerywaczach płomienia są tego samego rzędu, co wzrost ciśnienia w dmuchawie. Dla przykładu przy przepływie $312\text{m}^3/\text{h}$ spadki na obu przepustnicach PSD i PTD, dwóch przerywaczach płomienia, zaworze zwrotnym, istniejącym jeszcze w czasie pomiaru odwadniaczu oraz dwóch połączeniach rur wyniosły ok. $1,7\text{ kPa}$. Zważywszy, że spadki rosną w przybliżeniu w kwadracie

przepływu, przy znamionowym przepływie $600 \text{ Nm}^3/\text{h}$ osiągnęłyby ponad 6 kPa wobec ok. 3 kPa efektywnego podniesienia ciśnienia.



Rys. 5. Pojedyncza nitka sprężania wraz z dmuchawą

PSD, PTD – przepustnica na ssaniu i tłoczeniu, ZE – zawór elektromagnetyczny,
ZZ – zawór zwrotny, p_{sD} , p_{tD} – pomiar ciśnienia na ssaniu i tłoczeniu dmuchawy
 p_{sS} , p_{tS} – pomiar ciśnienia w kolektorze

Fig. 5. Single compressing line with a blower

PSD, PTD - suction and discharge throttling valves, respectively, ZE - electromagnet valve,
ZZ - return valve, p_{sD} - p_{tD} - pressure measurement at the blower suction and discharge
 p_{sS} - p_{tS} - pressure measurement in the collector

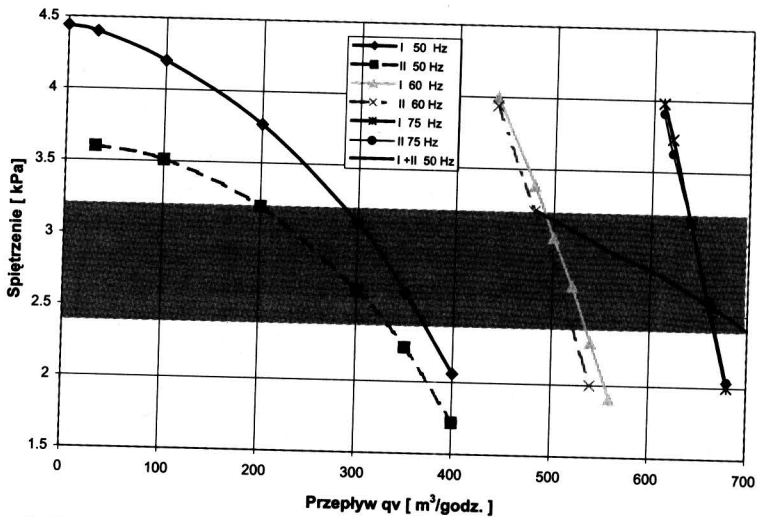
Choć reduktor ciśnienia gazu przy kotle zniósłby ciśnienie do wspomnianych 30 kPa , syfon, przez który odprowadza się wodę z odwodnień kolektora tłocznego przy ciśnieniu $8,2 \text{ kPa}$ wypuściłby gaz do pomieszczenia dmuchaw i stąd wynika konieczność zabezpieczenia się przed wzrostem ciśnienia.

Rys. 6 pokazuje interesujące w tym zastosowaniu, a więc obejmujące zakres podnoszenia ciśnienia od $2,4$ do $3,2 \text{ kPa}$, fragmenty charakterystyk dmuchaw wraz z odcinkiem instalacji od pomiaru p_{sD} do p_{tD} (na rys. 5). Linia ciągłą narysowano charakterystyki przy zastosowaniu bezsprężynowego zaworu zwrotnego DN 100 mm , przerywaną - sprężynowego DN 80 mm . Obecność sprężyny powodującą spadek ciśnienia o $0,8 \text{ kPa}$ widać wyraźnie przy ruszaniu przepływu dla prędkości przy zasilaniu silnika prądem 50 Hz . Im większa prędkość, tym wpływ wielkości zaworu zwrotnego jest trudniej zauważalny. Charakterystyczne jest zwiększanie z częstotliwością nachylenia charakterystyki, powodujące coraz większe wartości pików ciśnienia przy skokowej zmianie poboru. Uzyskana dokładność pomiaru nie jest zbyt wysoka, ponieważ dokonywano go w warunkach ruchowych przy wykorzystaniu przyrządów pomiarowych niskiej klasy.

Co do własności dynamicznych instalacji, trudności w sterowaniu wynikają z bardzo niewielkiej pojemności rurociągów między dmuchawami a kotłami przy zwykłym w tej instalacji występowaniu skokowych zmian w poborze gazu przez kotły. Do tego dochodzi powolność zmiany prędkości obrotowej dmuchaw. Dotyczy to szczególnie zwalniania, a wynika z praktycznej niemożności dysypacji w falowniku energii kinetycznej mas wirujących. Nie można więc elektrycznie wyhamować dmuchawy, a ta po wyłącze-

niu, spowodowanym brakiem poboru, nadal dostarcza gaz, podnosząc jego ciśnienie. Takie jest źródło pików ciśnienia nazwanych przez nas "górnymi".

Z drugiej strony po zapaleniu głównego palnika, gwałtowny wzrost poboru powoduje gwałtowny spadek ciśnienia nazywany przez nas "pikiem dolnym" w kolektorze tłocznym.



Rys. 6. Rzeczywiste (zmierzone) charakterystyki dmuchaw wraz z odcinkiem instalacji
Fig. 6. Actual (measured) characteristics of blowers and a part of the installation

4.2. Zadania układu sterowania

Część zadań sterowania wykonywana jest w sterowniku, część poza nim. Do tej drugiej części należy impulsowane pomiarem zawartości gazu w pomieszczeniu wywołanie alarmu, włączenie wentylacji, a ostatecznie odcięcie dopływu gazu do budynku. Sterownik załatwia automatyczne włączanie/wyłączanie dmuchaw, regulację ciśnienia tłoczenia, generację alarmów czyli meldunków o stanach wymagających akcji ze strony operatora oraz powoduje awaryjne wyłączenie dmuchawy lub całej stacji w wypadku osiągnięcia stanu niebezpiecznego. Ta ostatnia funkcja jest dublowana przez układ przekąźnikowy, powiązany jednak ze sterownikiem.

Impulsem do uruchomienia pierwszej dmuchawy jest rozpoczęcie rozruchu, konkretnie fazy przewietrzania na którymkolwiek z kotłów. Nie wchodząc w szczegóły algorytmu, podprogram regulatora ciśnienia narzuca odpowiednią prędkość obrotową zmieniającą się w ustalonym zakresie, wewnątrz którego wyróżniono dwie wartości: większą n^+ , której przekroczenie w górę jest sygnałem do rozpoczęcia startu następnej dmuchawy i mniejszą n^- , której przekroczenie w dół jest sygnałem do wyłączenia dmuchawy, jeśli tylko pracuje ich więcej niż jedna.

zmieniającą się w ustalonym zakresie, wewnątrz którego wyróżniono dwie wartości: większą $n+$, której przekroczenie w górę jest sygnałem do rozpoczęcia startu następnej dmuchawy i mniejszą $n-$, której przekroczenie w dół jest sygnałem do wyłączenia dmuchawy, jeśli tylko pracuje ich więcej niż jedna.

4.3. Doświadczenia ruchowe

W czasie uruchamiania instalacji często niepowodzeniem kończyły się próby zapłonu palnika, co wymagało odblokowania przez operatora. Wydawało się, że wynika to bezpośrednio z wystąpienia piku dolnego. Jednak dokładniejsza obserwacja zjawiska wykazała, że rzeczywiście chodzi o spadek ciśnienia, ale w krótkim odcinku rury łączącej reduktor z palnikiem pilotującym, po otwarciu zaworka elektro-magnetycznego. Spadek ciśnienia bywał tak znaczny, że nie dochodziło do zapłonu. Wystarczyło jednak podnieść ciśnienie przed reduktorem z 4,5 na 5kPa, aby praktycznie zlikwidować to zjawisko.

Czas trwania przewietrzania okazał się znacznie dłuższy niż zakładane kilkanaście sekund - wyniósł on 76 s. W takiej sytuacji w programie sterownika trzeba opóźnić start dmuchawy, która niepotrzebnie jest napędzana przez tak długi czas przed rozpoczęciem poboru gazu.

Niespodziewanie dobra szczelność zaworów zwrotnych powodowała, że po wyłączeniu kotła i wystąpieniu piku górnego, ten pik nie jest już właściwie pikiem, bo znacznie wyższe od zadanego ciśnienie utrzymuje się przez co najmniej kilkadziesiąt sekund. Aby pokonać tę trudność zmieniono program sterownika w ten sposób, aby alarm wysokiego ciśnienia w kolektorze tłocznym generowany był dopiero po 30 s pozostawania ciśnienia powyżej progu. Inna zmiana w programie stworzyła na rezerwowym dotąd wyjściu sterownika sygnał, którym przy pewnym przekroczeniu wartości zadanej ciśnienia tłoczenia otwierany będzie mały zawór elektro-magnetyczny łączący kolektor tłoczny z ssawnym (pokazany linią przerywaną na Rys. 5), rozładowując w ten sposób ten pierwszy. Blokada powodująca zatrzymanie wszystkich pracujących dmuchaw przy ciśnieniu grożącym pokonaniem słupa wody we wspomnianym syfonie odwodnienia oczywiście zostaje i nadal będzie działać bez celowego opóźniania. Jednak zastosowanie zaworka elektro-magnetycznego zapobiegnie we wszystkich nieawaryjnych sytuacjach zadziałaniu tej blokady.

5. PODSUMOWANIE

Instalacja biogazu spełnia istotną rolę ekonomiczną, ponieważ stwarza możliwość całkowitego zaspokojenia potrzeb na ciepło grzewcze i technologiczne (strumień energii chemicznej w biogazie jest równy obecnie 2869 kW, a po rozbudowie oczyszczalni będzie można pozyskiwać 5740 kW, por. [7]). Zaprojektowana instalacja okazała się ostatecznie (po okresie rozruchu) pewną w działaniu i bezpieczną. Dotychczasowa eksploatacja układu podnoszenia ciśnienia biogazu pozwoliła na wyciągnięcie szeregu wniosków, które powinny w istotny sposób ułatwić zarówno projektowanie jak i budowę następnych instalacji:

1. Elementem najbardziej kontrowersyjnym okazały się uszczelnienia wałów dmuchaw, będące potencjalnym źródłem ciągłego wycieku biogazu. Konstrukcja dmuchaw ITC oparta o szybkoobrotowe silniki firmy TAMEL Tarnów umożliwia jednak dość łatwe usunięcie tego zagrożenia. Należy zastosować silnik typu zamkniętego (hermetyczny) z chłodzeniem zewnętrznym. Producent wytwarza również silniki tego typu. Jednak należy je dostosować do przepisów bezpieczeństwa, a całą procedurę akceptacji powtórzyć. Uzyskamy w ten sposób dmuchawę o zupełnie innej jakości, bezpieczną a ponadto trwałą dzięki wyeliminowaniu elementów par ciernych uszczelnień.
2. Koniecznym wydaje się ustanowienie jednolitych przepisów regulujących zasady projektowania i budowy tego typu instalacji. Dotychczasowe Rozporządzenie Ministra Rolnictwa z 1997 r. [6], aczkolwiek bardzo pomocne, nie wyczerpuje całości zagadnień. Nowe przepisy powinny być wydane w trybie Rozporządzenia Ministra Gospodarki bądź Ministra Ochrony Środowiska.

LITERATURA

- [1] Buraczewski G., Bartoszek B.: *Biogaz – wytwarzanie i wykorzystanie*, PWN Warszawa 1990.
- [2] Nowakowski S.: *Wykorzystanie biogazu – przegląd rozwiązań*, Czysta Energia 2/2001, str. 17-18.
- [3] *Wielobranżowy projekt budowlano-wykonawczy układu podnoszenia ciśnienia biogazu do 5 kPa dla Grupowej Oczyszczalni Ścieków Łódzkiej Aglomeracji Miejskiej*, praca niepublikowana IMP PŁ nr. 1455, Łódź, sierpień 2000.
- [4] Rozporządzenie Ministra Spraw Wewnętrznych z dnia 3.11.1992 r. w sprawie ochrony przeciwpożarowej budynków i innych obiektów budowlanych i terenów (Dz. U. Nr 92, poz. 460, zm. Dz. U. Nr 102/95, poz. 507).
- [5] *Ssawa przeciwwybuchowa na biogaz typ DP1 – 50/28 B (II)*, dokumentacja techniczno-ruchowa, ITC, Łódź 1997.
- [6] Rozporządzenie Ministra Rolnictwa i Gospodarki Żywnościowej z dnia 7.10.1997 r. w sprawie warunków technicznych jakim powinny odpowiadać budowle rolnicze i ich usytuowanie (Dz. U. Nr 132 z dnia 28.10.1997 r., poz. 877).
- [7] *Koncepcja programowo – przestrzenna GOŚ – ŁAM. Etap I, zadanie 3A, Część III – Gospodarka energetyczna*, praca niepublikowana IMP PŁ, nr. 1448, Łódź, kwiecień 2000.
- [8] Elias J.: *Zintegrowany system zarządzania środowiskiem i energią w mieście Nowogard jako przykład termicznego przetwarzania odpadów komunalnych i osadów ściekowych*, Mat. VII Konferencji Ogólnopolskie Forum Odnawialnych Źródeł Energii – 2000, Łódź, grudzień 2000.

2,00

7.00

ISSN 0137-2661