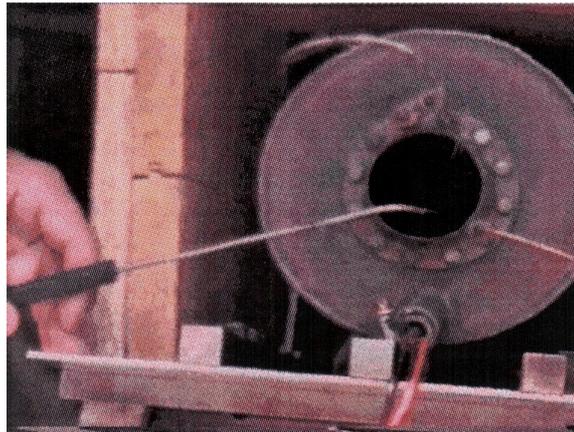


## Test einer Gasturbine für Modellflugzeuge

nach dem Design von Funke und Wittig

= Aufbau 3 =



### Zusammenfassung:

Für den dritten Aufbau wurde eine Originalturbine (im folgenden Turbine 2 genannt) mit unbearbeiteter Abströmkannte montiert und die Instrumentierung um eine Meßstelle zur Erfassung des Differenzdrucks zwischen Verdichteraustritt und Flammrohr ergänzt. Die Laufzeit im 3. Aufbau betrug ca. 2,5 Stunden.

Versuchszeitraum.....21.10.1996 bis 7.06.1997

Gesamtlaufzeit ca.....8,5 Stunden

### Die wichtigsten Ergebnisse:

Als Hauptverlustquelle wurde der Turbinenleitapparat erkannt. Der Verdichter arbeitet besser als mit dem serienmäßigen Spiralgehäuse. Der Brennkammerdruckverlust liegt im üblichen Bereich.

Während eines Versuches wurde ein Verdampferbrand beobachtet. Als Ursache wurde die Kraftstoffvorwärmung durch den Kraftstoff/Öl-Wärmetauscher erkannt. Nach dessen Stilllegung war auch problemloser Dieselbetrieb möglich (vgl. Aufbau 2).

K. Wittig, den 7. Juni 1997

## Änderungen des Bauzustands gegenüber dem 2. Aufbau

1. Die Instrumentierung wurde um eine Meßstelle ergänzt. Diese mißt den Differenzdruck zwischen Verdichteraustritt und Verdampferaustritt mittels einer Wassersäule.
2. Die optimierte Turbine der Aufbauten 1 und 2 wurde zwischenzeitlich beschädigt und gegen eine Turbine im Originalzustand (keine zurückgeschnittenen Abströmkanten, deshalb ca. 8 Grad mehr Umlenkung) getauscht.
3. Die Sekundärbohrungen im Flammrohr wurden von 8,5 auf 9mm aufgebohrt um die Primärzone anzureichern.
4. Der Verdampfer wurde geöffnet und die Reste der Ringleitung inklusive Halterungen wurde entfernt. Der Austrittsspalt wurde gleichmäßig.
5. Später wurden die Luftzuführungen zum Verdampfer mittels eingesteckter Ø4mm Rohre verengt.

## Bemerkungen

Die maximal zulässige Drehzahl lag bei 96000/min, da für die längeren Turbinenschaufeln oberhalb dieses Wertes eine Resonanzgefahr mit den fünf hohlen Leit-schaufeln besteht.

Die Versuche wurden mit einer Videokamera mit Blickrichtung in die Schubdüse dokumentiert.

## Versuchsziele

- Beurteilung der Thermodynamischen Güte der drei Hauptkomponenten Verdichter, Brennkammer und Turbine.
- Verbesserung des Betriebsverhaltens der Brennkammer.
- Erprobung unterschiedlicher Luftverhältnisse im Verdampfer.

## Ergebnisse

### Thermodynamik:

Die Bilder 1 bis 3 zeigen die aus den Meßwerten errechneten Verlustkenngrößen der drei Hauptkomponenten Verdichter, Turbine und Brennkammer. Die Verdichtervirkungsgrade wurden mit Hilfe des Durchsatzes und des Druckverhältnisses nach Wiesner berechnet. Der Brennkammerdruckverlust ( $P_{s2} - P_{sF}$ ) wurde gemessen und auf die übliche Kenngröße  $(P_2 - P_F)/P_2$  umgerechnet. Der Turbinen-

wirkungsgrad wurde dann so gewählt, daß sich der gemessene Schub ergab. Als Kontrollgröße konnte der berechnete Düsendurchmesser mit dem Tatsächlichen verglichen werden. Die Abweichungen liegen im Bereich  $\pm 2\%$ . Auf den Bildern 4 bis 11 sind die Meßwerte von Aufbau 2 und 3 aufgetragen. Die Turbine 1 hat zurückgeschnittene Abströmkanten; Turbine 2 ist im Originalzustand.

Auf Bild 2 ist der schlechte Turbinenwirkungsgrad zu sehen. Aus der Literatur ist bekannt, daß ETA-is für Turboladerturbinen bei ca. 0.8 bis 0.85 liegt ( $U/C=0.7$ ). Die verwendete Turbine entspricht dem Serienstandard, deshalb kann nur der Leitapparat für die erhöhten Verluße verantwortlich sein. Die Verluße von Verdichter und Brennkammer sind nicht auffällig.

Eine Drallmessung im Abgas ergab Drallfreiheit bei 90000/min mit 53mm Düse.

#### **Betriebsverhalten:**

Das Aufbohren der Mischlöcher hatte keine merkbare Auswirkung auf das Betriebsverhalten. Insbesondere wurde das Verzögerungsverhalten nicht besser. Die Temperaturverteilung hat sich nicht spürbar verändert (Bild 12 bis 14). Das Betriebsverhalten verbesserte sich erst, nachdem der Spritt/Öl-Wärmetauscher stillgelegt wurde und infolge dessen Diesel als Brennstoff verwendet werden konnte. Die Temperaturverteilung hinter der Düse ist mit Diesel nicht anders als bei Benzinbetrieb (Bilder 15, 16). Auf Bild 15 ist außerdem noch die Beharrungstemperatur in der Nähe der Position der fixen Temperaturmeßstelle eingetragen (Mess).

Auf Bild 17 sind einige schnelle Lastwechsel mit Dieselpetrieb dokumentiert. Die Beschleunigungsrate bei diesen Versuchen betrug ca. 20000/min/s und die Verzögerungsrate ca. 11000/min/s. Akustisch machte die Verbrennung jederzeit einen stabilen Eindruck. Der Versuch wurde auf Video aufgezeichnet. Auf der Aufnahme ist die Schubdüse inklusive der Turbine zu sehen. Zu keiner Zeit wurden Flammen oder stark glühende Stellen beobachtet. Auch nicht beim Beschleunigen oder Verzögern!

Noch im Aufbau 2 wurde ein Versuch mit nach vorn geneigten Mischlöchern durchgeführt (in Richtung Leitapparat). Das führte zu einer dröhnenden Verbrennung, mit Flammen in der Turbine beim Beschleunigen. Das Verzögerungsverhalten war gut.

#### **Besonderheiten:**

Während eines Versuches brannte das Benzin/Luftgemisch im Verdampfer. Die Zündung erfolgte bei ca. 90000/min nach einer längeren Laufzeit mit einer dementsprechend hohen Benzintemperatur. Der Vorgang ist auf Video dokumentiert. Der Verdampfer wurde dadurch leicht beschädigt (Anschmelzungen).

Solche Beschädigungen sind vorher, als das Öl noch mit Wasser statt mit Kraftstoff gekühlt wurde, nicht aufgetreten. Es ist zu vermuten, daß die vergleichsweise hohe Benzintemperatur nach dem Kraftstoff/Öl-Wärmetauscher damit im Zusammenhang steht. Das austretende heiße Benzin könnte beim Auftreffen auf die heiße Verdampferwand sofort ein zündfähiges Gemisch gebildet haben, das dann im Nachlauf des Benzinstrahls und des Einspritzröhrchens brannte. Aus der Literatur ist bekannt, daß bei Benzinbetrieb ab ca 900K Selbstzündung erfolgt (bei Diesel ab ca. 800K). Für diese Version spricht auch der Umstand, daß bei Versuchen im Aufbau 2 nach Umstellung auf Ölkühlung durch Kraftstoff statt mit Wasser ein Verdampferbrand bei Betrieb mit Diesel bzw. Diesel/Benzin (1/1) beobachtet wurde während im jetzigen Aufbau ohne den Wärmetauscher problemlos mit Diesel gefahren werden konnte.

Um die Selbstzündung zu behindern, soll der Luftanteil verringert werden. Deshalb wurde die Funktionsfähigkeit des Verdampfers bei unterschiedlichen Luftmengen getestet. Um die Luftmenge im Verdampfer zu verringern, wurden die hohlen Leitschaufeln mit Röhrchen verengt. Trotz einer defekten Brennstoffleitung konnte beobachtet werden, daß der Verdampfer selbst bei einer Halbierung der Luftmenge zumindest im Teillastbereich funktionstüchtig ist. Eine Temperaturtraversierung bei eingeschränkter Luftmenge und ein Vollgastest stehen noch aus.

### Zusammenfassung

Der Turbinenleitapparat ist aerodynamisch zu schlecht und muß neu konstruiert werden. Die Ölkühlung mit Kraftstoff ist wegen der geringen Kraftstoffmenge problematisch. Der Kraftstoff heizt sich zu sehr auf. Die Ölkühlung soll zukünftig mit Luft erfolgen. Die Triebwerksleistung und das Betriebsverhalten sind inzwischen so gut, daß daran gedacht wird, einen neuen gewichtsoptimierten Prototypen für Flugversuche zu bauen.

Bild1:

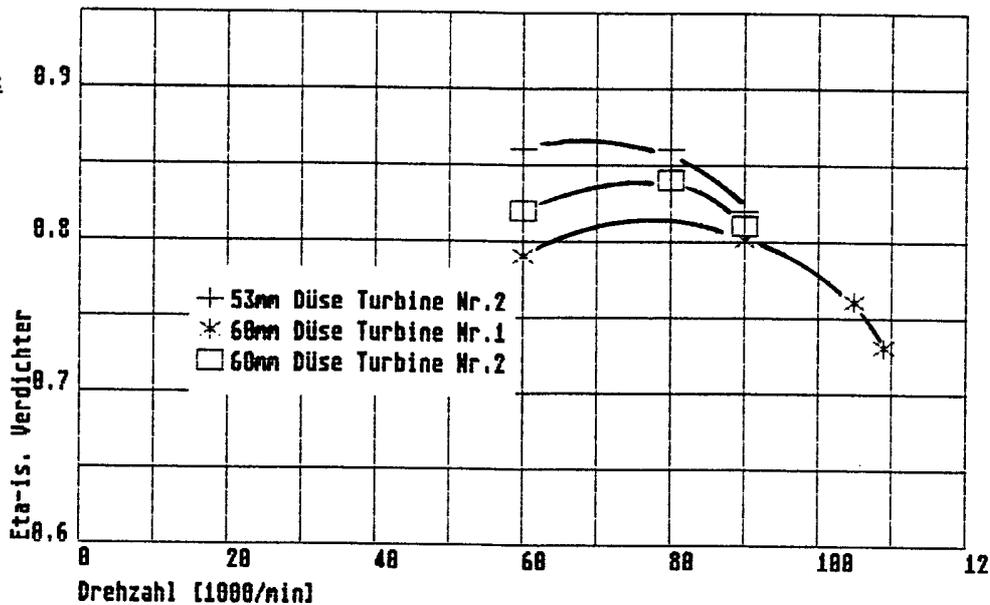


Bild2:

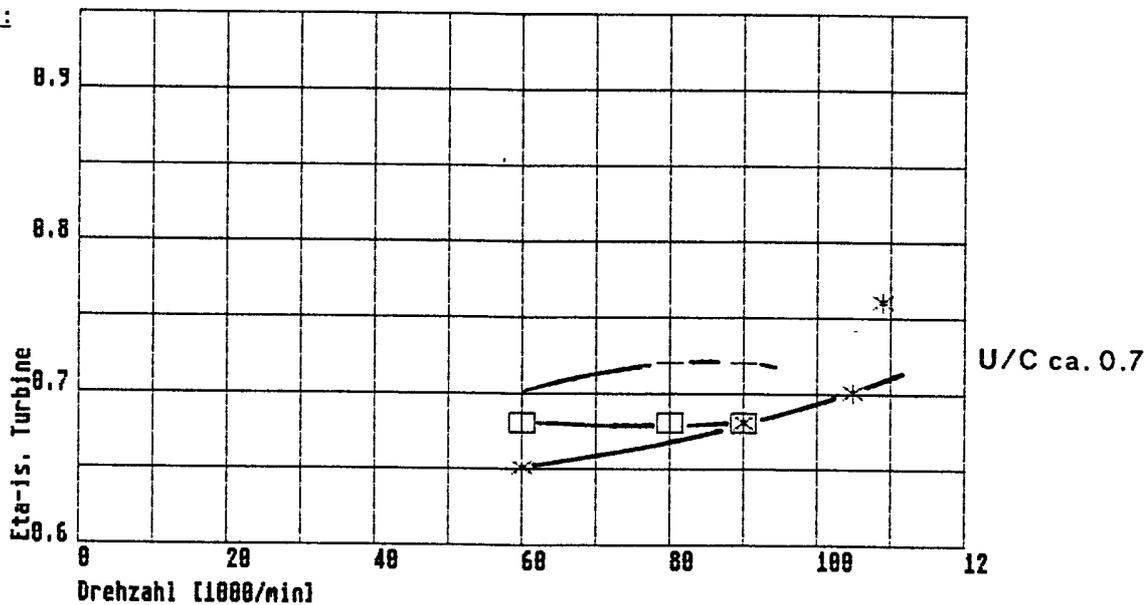


Bild3:

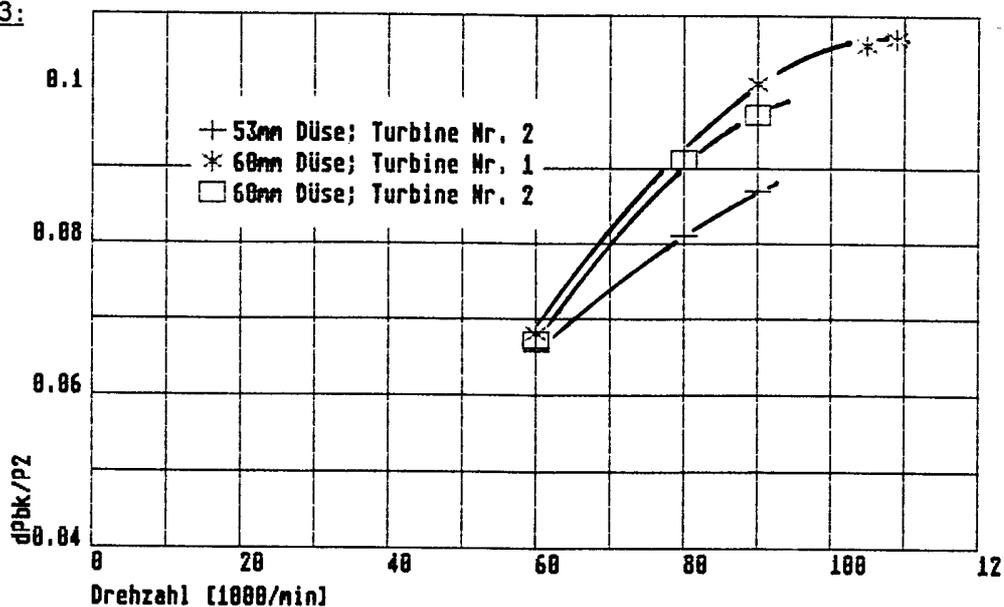


Bild4:

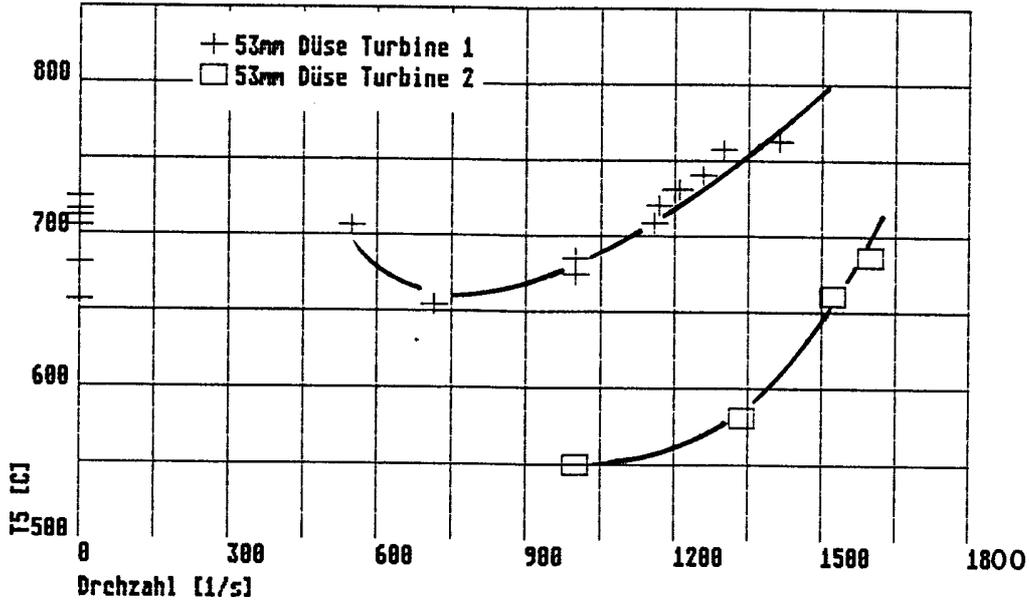


Bild5:

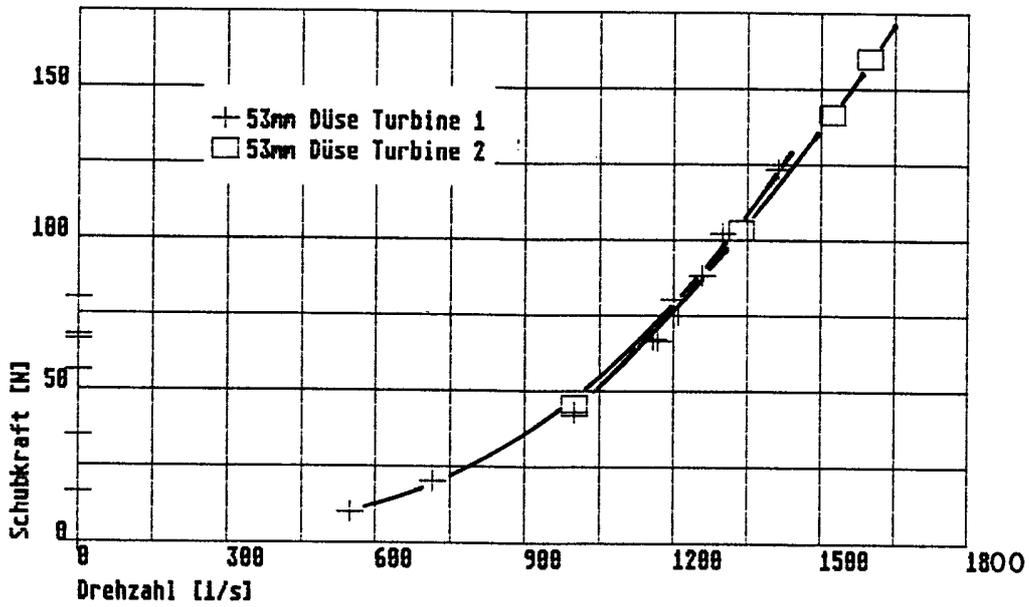


Bild6:

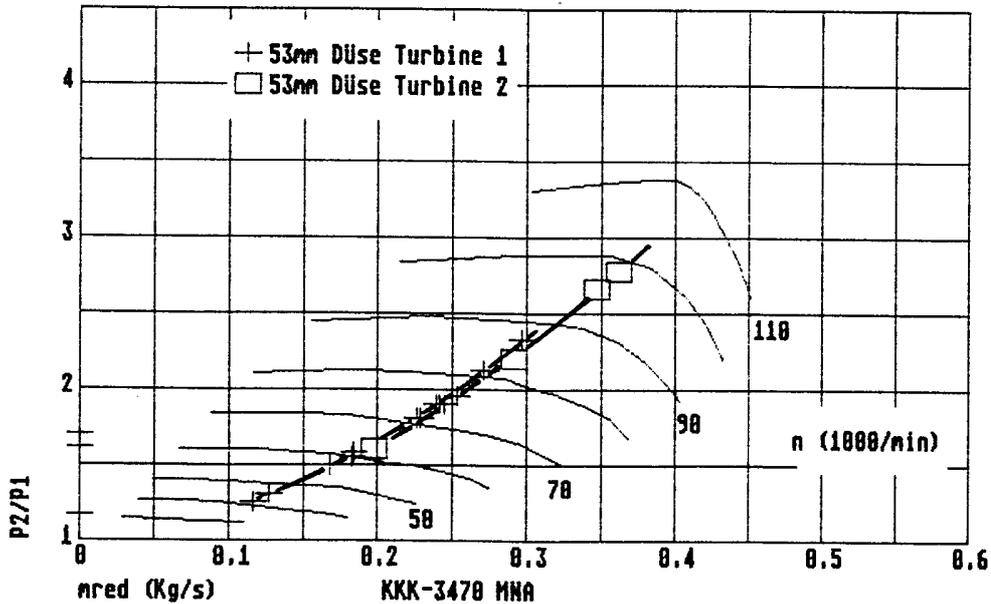


Bild7:

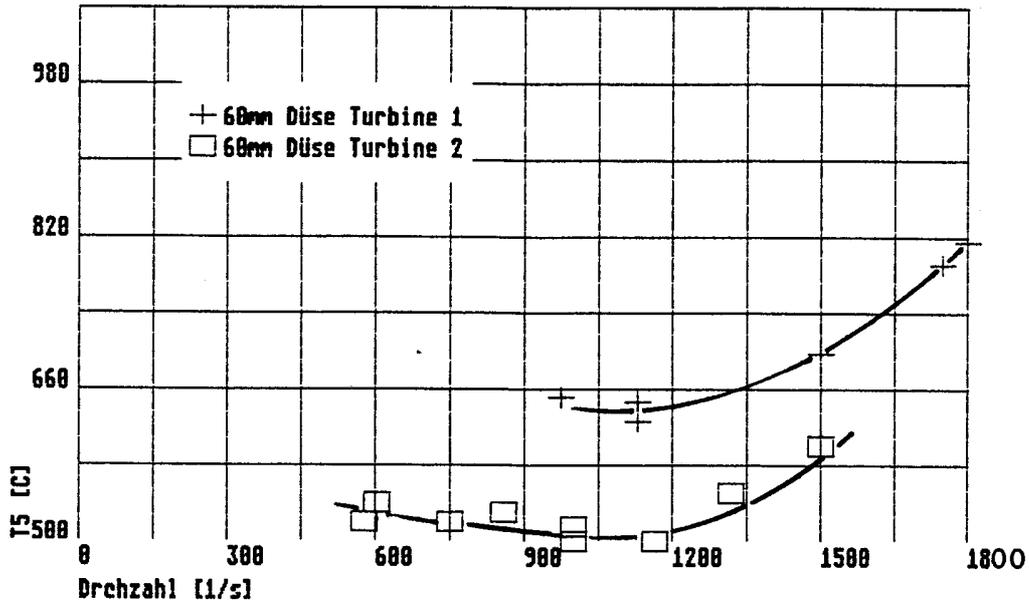


Bild8:

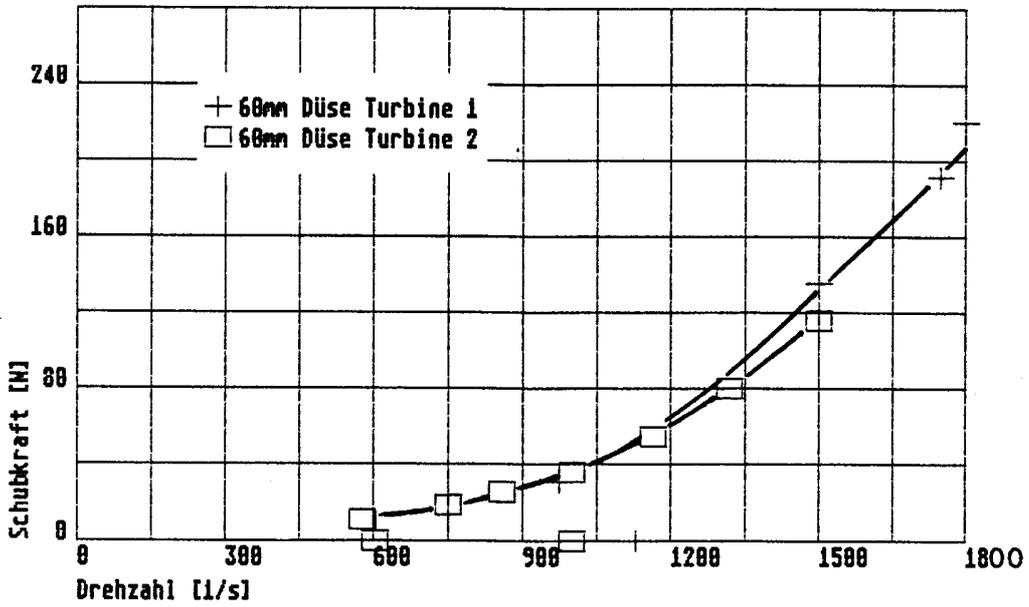


Bild9:

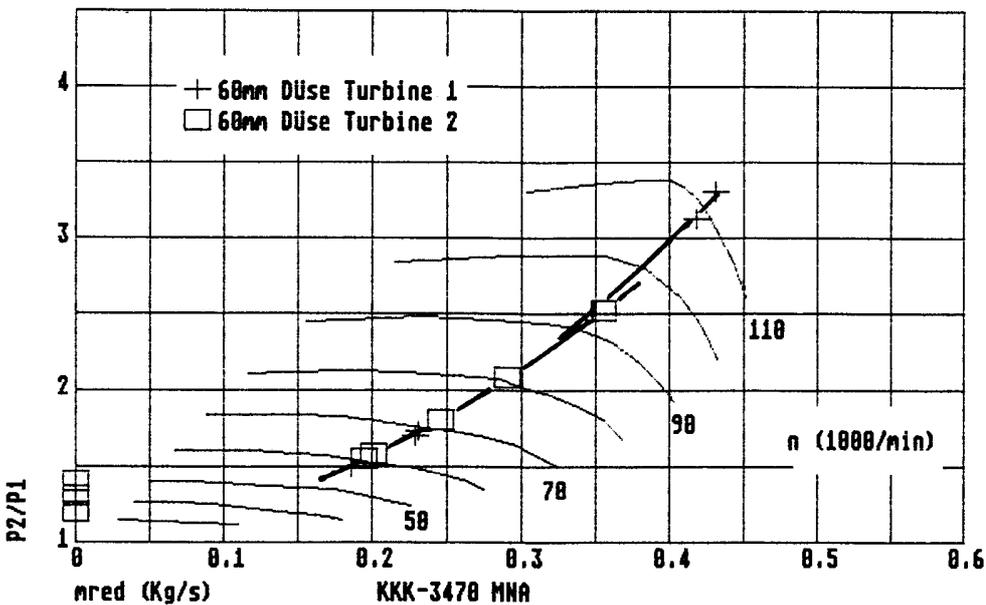


Bild10: 240

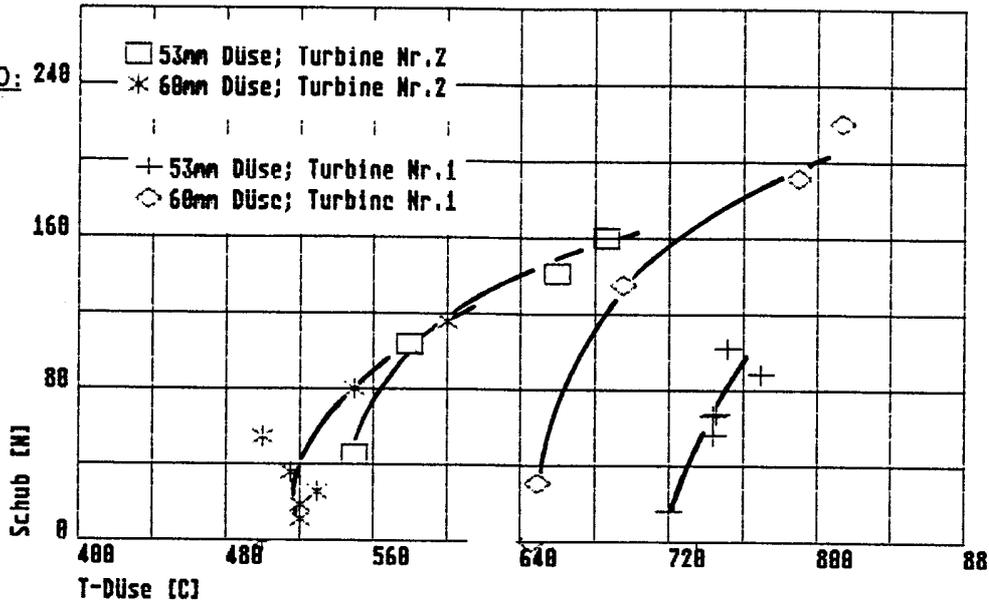
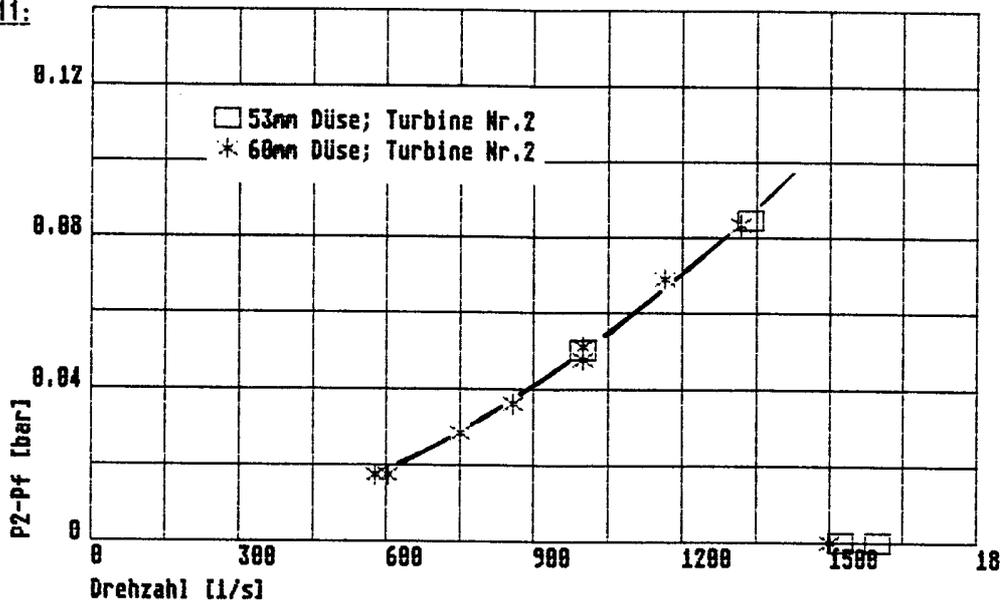
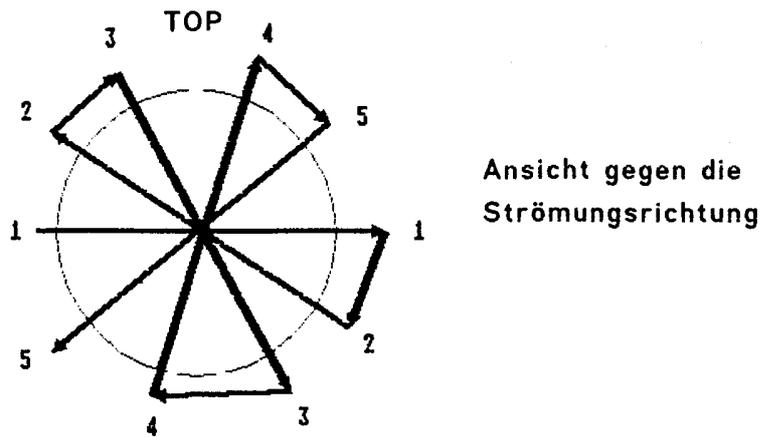


Bild11:



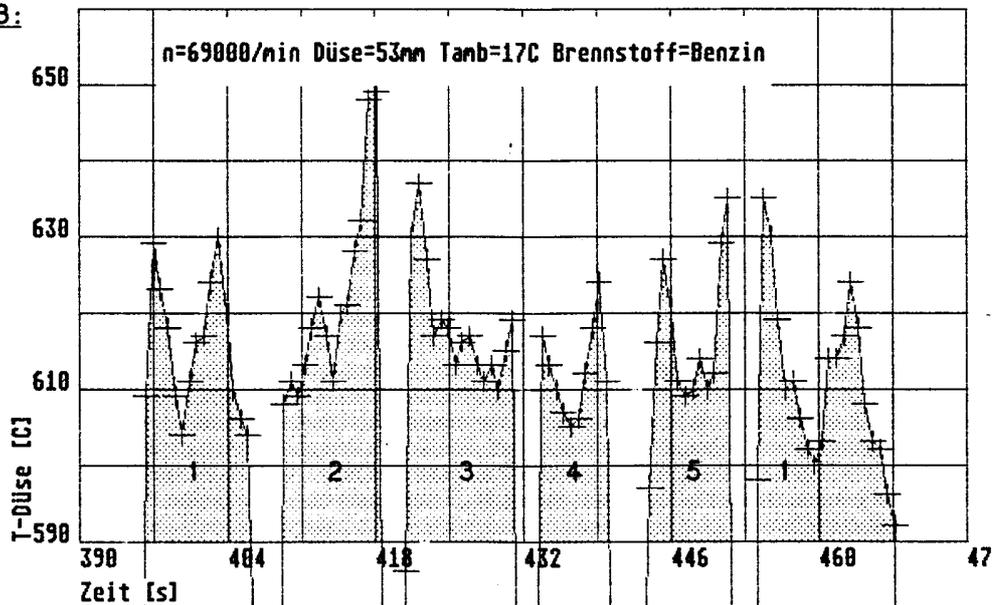
Die Meßsonde wurde nach folgendem Schema durch den Abgasstrahl geführt:

**Bild12:**



Austrittstemperaturverteilung, Bild13 mit Turbine 2, Bild14 mit Turbine 1:

**Bild13:**



**Bild14:**

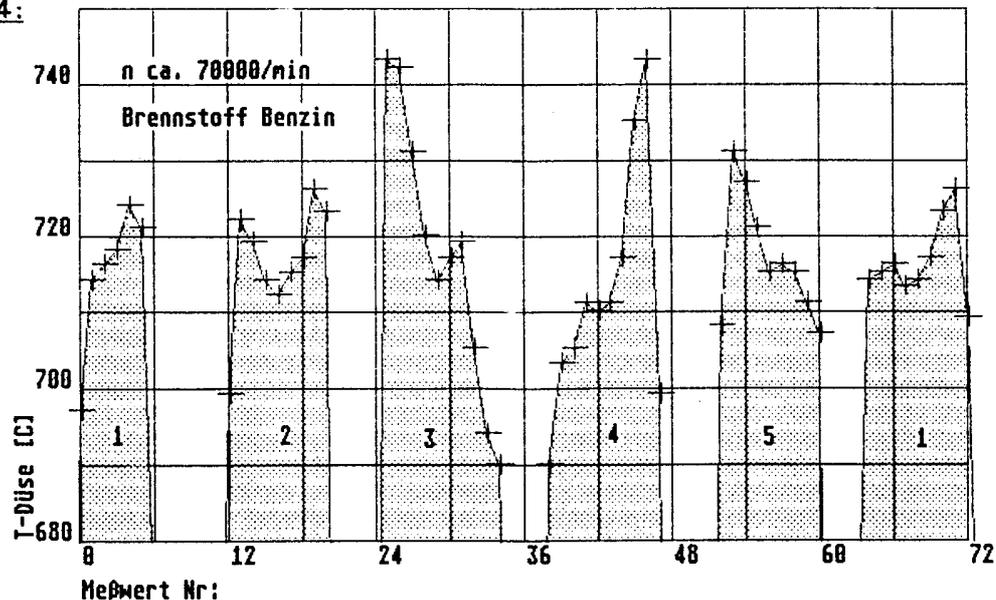


Bild15: 640

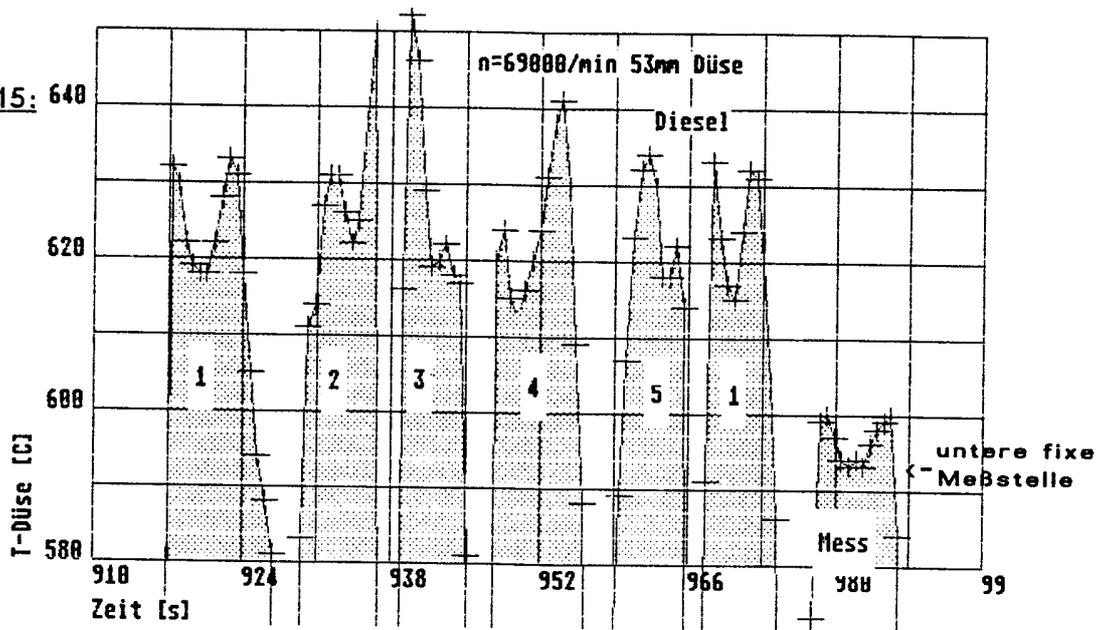


Bild16:

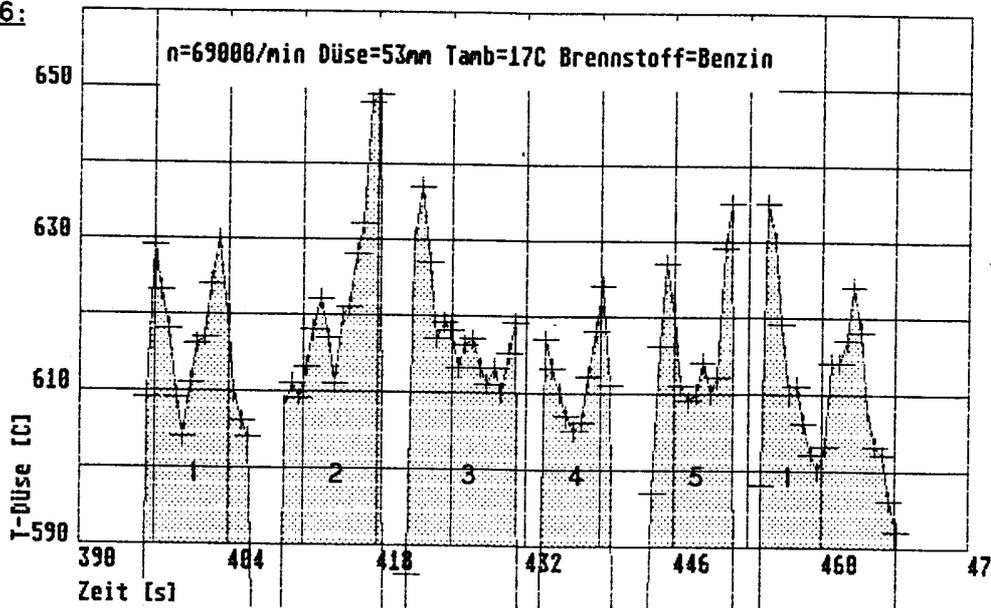


Bild17:

