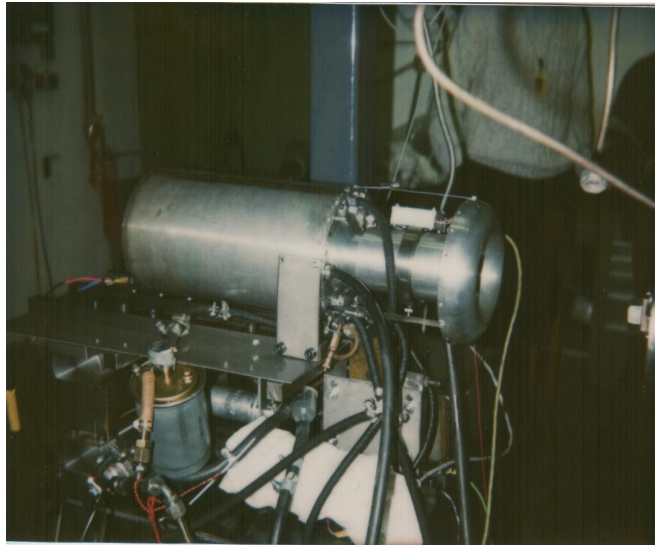


Test einer Gasturbine für Modellflugzeuge nach dem Design von Funke und Wittig



Zusammenfassung:

In dieser Arbeit werden die ersten Ergebnisse aus der Inbetriebnahme der Kleingasturbine vorgestellt. Der bisher höchste gefahrene Betriebspunkt lag bei:

Drehzahl ca: 69000/min (N/NA=63%)

Düsenaustrittstemperatur ca: 680°C

Luftdurchsatz ca: 0,225 Kg/sec

Druckverhältnis ca: 1,76

Schubkraft ca: 64N

Die Brennkammer funktioniert nur bei Ethanolverbrennung zufriedenstellend. Mechanisch macht das Triebwerk keine Probleme. Nach den Meßergebnissen sind die 200N Auslegungsschub erreichbar.

K. Wittig, den 20. Februar 1994

Versuchsziel

Im einzelnen sollten die Meßeinrichtungen und das Betriebsverhalten getestet und erste Leistungsdaten gewonnen werden. Dabei durfte die Grenzdrehzahl, der für die erste Erprobung eingebauten Standardlager, von 80000/min ($N/NA = 72\%$) nicht überschritten werden.

Instrumentierung

Die Instrumentierung beinhaltete nur Meßwertaufnehmer, die zur Ermittlung der Triebwerksleistungen und zur Betriebsüberwachung unbedingt nötig sind. Abbildung 1 zeigt deren Lage im Triebwerkslängsschnitt.

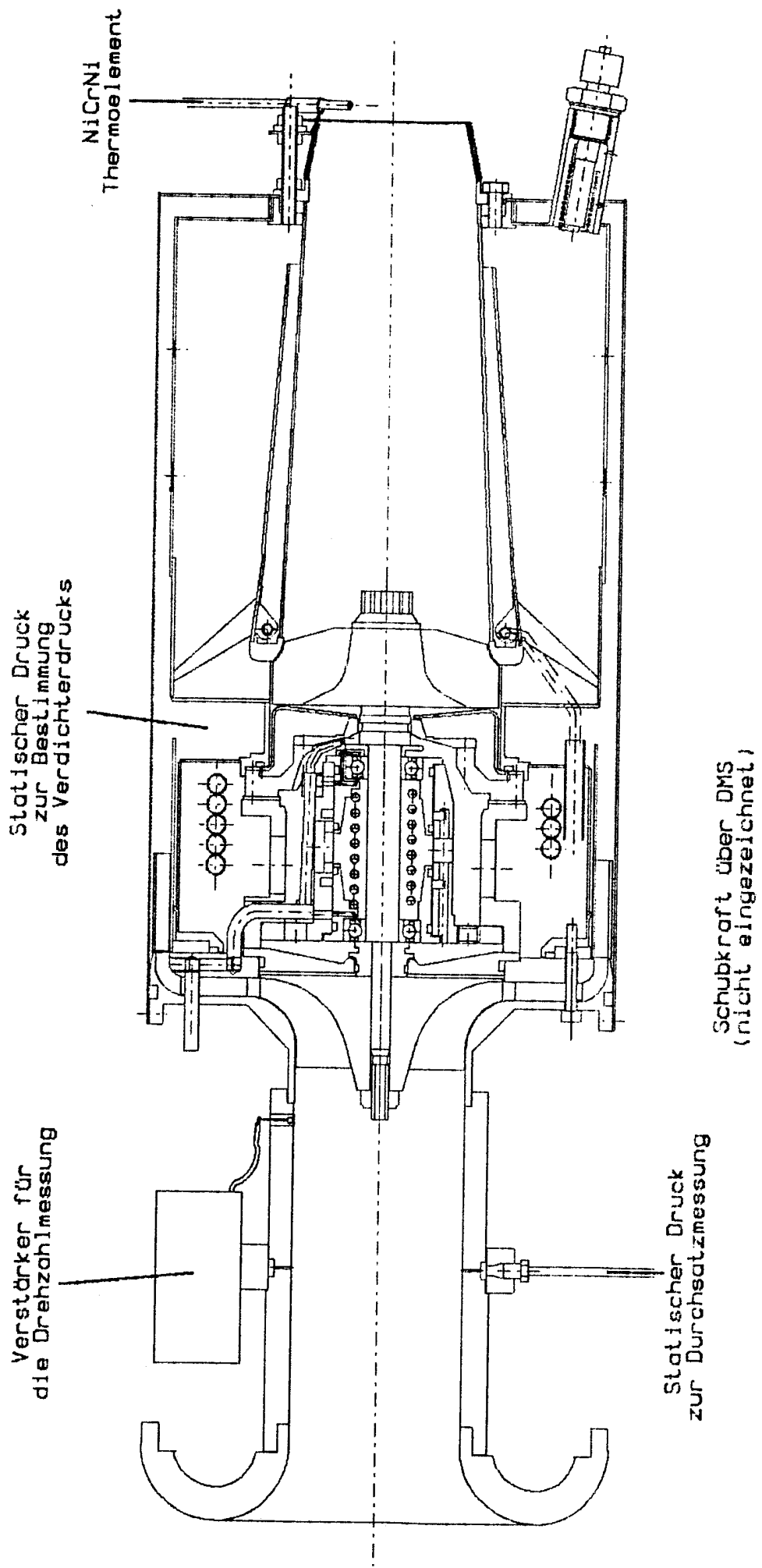
Leider wurde die Drehzahlmessung durch Einstreuungen gestört. Die Einstreuungen wurden durch den regelbaren Transformator verursacht, der zur Stromversorgung der Pumpen und der Glühkerze benötigt wurde. Außerdem blieb eine Undichtigkeit in der Druckmeßleitung der Meßdüse lange unentdeckt. Beide Defekte führten dazu, daß nur wenige vollständige Betriebspunkte aufgenommen werden konnten. Die Meßdüse wurde nicht kalibriert. Zur Durchsatzberechnung wird ein CD-Wert von 0,98 geschätzt. Die Temperaturmeßstelle im Abgasstrahl wurde ebenfalls nicht kalibriert, da davon auszugehen ist, daß die Inhomogenitäten im Abgasstrahl sowie mögliche Nachverbrennungen sowieso keine genauen Messungen erlauben.

Betriebsverhalten

Das mechanische Betriebsverhalten war problemlos, nachdem eine Undichtigkeit im Ölsystem beseitigt wurde. Die Öltemperatur konnte mit geringsten Kühlwasserdurchsätzen unter den für die Pumpe höchstzulässigen 70°C gehalten werden (ca. 0,5 L/min Wasserdurchsatz). Das Triebwerk zeigte bisher nur leichte Verzunderungen im Bereich der Primärzone und die Lager waren in einem einwandfreien Zustand.

Die „Laufkultur“ war jedoch miserabel. Anfangs war es nicht möglich, einen stabilen Betriebspunkt einzustellen. Der Verdichterdruck schwankte ca. 0,1 bar um 0,8 bar Überdruck. Als Ursache wurde die schlechte Gemischaufbereitung bei Verwendung von Benzin als Brennstoff vermutet. Um diese zu verbessern, wurden folgende Eingriffe vorgenommen:

- 1) Das aus dem Verdampfer austretende Gemisch hatte eine zur Primärluft entgegengesetzte Drallrichtung. Zur besseren Stabilisierung der Flammenfront wurden die Drallrichtungen gleichgerichtet. Dadurch verstärkten sich die Pulsationen und Flammen schlugen durch die Turbine, was vorher nicht der Fall war.
- 2) Die Drallschlitze im Flammrohr wurden geschlossen, was zur Gemischanreicherung in der Primärzone führen sollte. Die Verbrennung wurde etwas stabiler.
- 3) Zur weiteren Gemischanreicherung wurden 20 Bohrungen mit 4mm Durchmesser in der Mischzone gebohrt. Die Verbrennung wurde wieder schlechter.
- 4) Zur Korrektur wurden die großen Mischlöcher (9mm Durchmesser) zur Hälfte mit einem Blechstreifen abgedeckt. Dadurch verschwanden die Druckschwank-

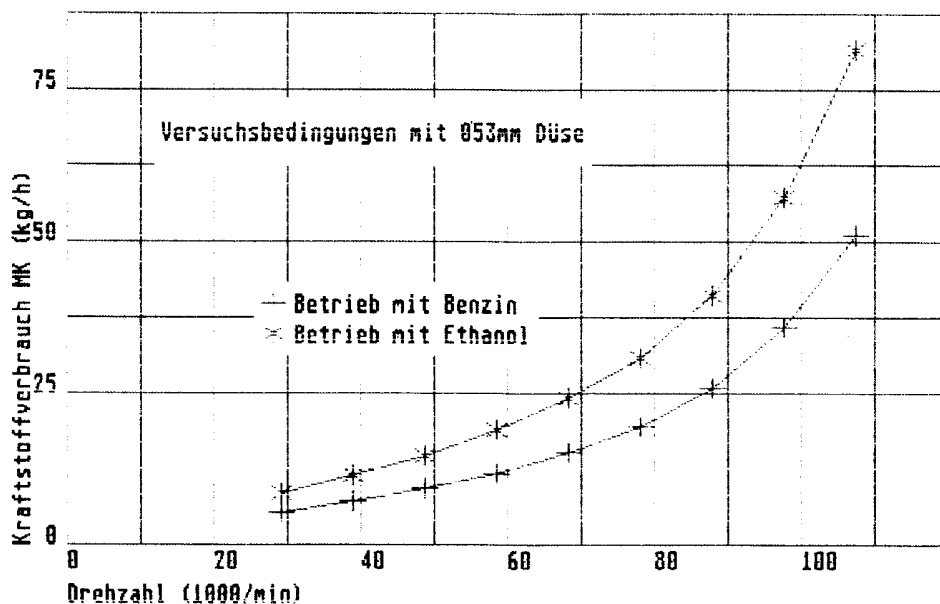


(Abb. 1)
 Instrumentierungsübersicht

ungen fast völlig. Aufgrund dieses Ergebnisses wurde angenommen, daß der Verdampfer bisher durch die starken Mischstrahlen zu gut gekühlt wurde.

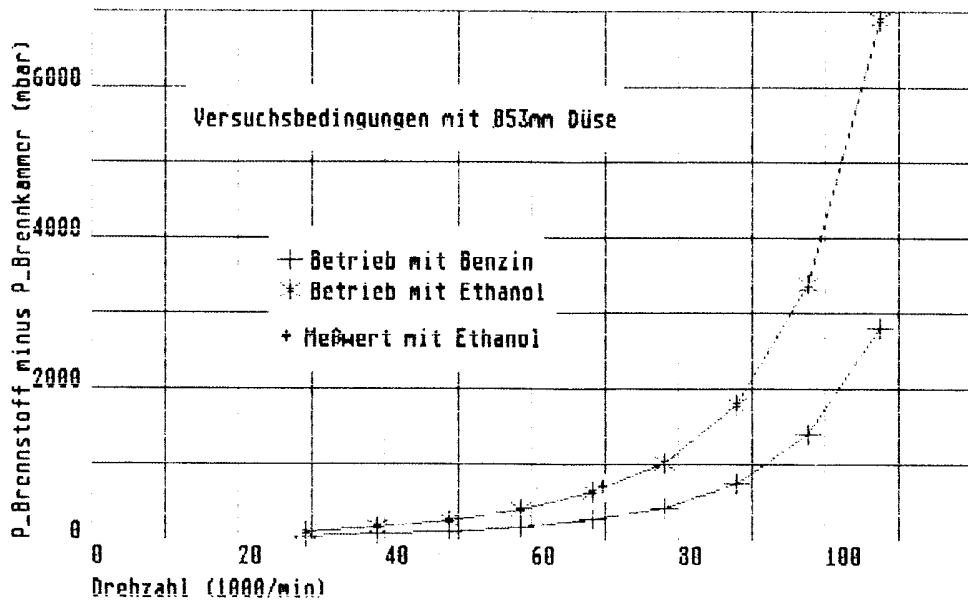
- 5) Statt des provisorischen Blechstreifens wurden jetzt Unterlegscheiben in die großen Mischlöcher geschweißt. Die gesamte Durchtrittsfläche wurde gegenüber 4) nicht geändert. Durch diese Maßnahme wurde das bisher schlechteste Ergebnis erzielt. Jetzt war klar, daß die Flammrohrkühlung nicht die Ursache war.
- 6) Zur Vergrößerung der Aufenthaltszeit im Verdampfer wurden alle Lochreihen vergrößert. Dadurch sinken alle Geschwindigkeiten in den Flammrohrdurchbrüchen. Außerdem geht relativ weniger Luft durch den Verdampfer, die Aufenthaltszeit im Verdampfer steigt also. Dadurch wurde die Verbrennung noch schlechter.
- 7) Als letzte Maßnahme wurde ein neues Flammrohr im ursprünglichen Zustand angefertigt, allerdings ohne die Drallschlitze im Flammrohrboden. Die Ergebnisse waren immer noch schlechter als zu Beginn der Erprobung.

Wie Versuch 4 gezeigt hat, kann die Verbrennung mit Benzin (wahrscheinlich) in Ordnung gebracht werden. Leider ist der Mechanismus bisher noch unklar. Um überhaupt zu Ergebnissen zu kommen, wurde auf Ethanol als Brennstoff umgestellt, was weiter keine Schwierigkeiten machte. Mit Ethanol lief das Triebwerk einwandfrei. Trotzdem muß in Zukunft unbedingt auf Benzin umgestellt werden, da der Spritverbrauch sonst viel zu hoch ist. Abbildung 2 zeigt die Unterschiede im Verbrauch. Außerdem sind die Brennstoffdüsen nicht mehr zugänglich und mit den auf die Verwendung von Benzin abgestimmten Düsen würden viel zu hohe Einspritzdrücke nötig sein, wie auf Abbildung 3 gezeigt. Diese können mit der vorhandenen Pumpe nicht erzielt werden.



(Abb.2)

Verbrauchsunterschiede bei der Verwendung von Benzin und Ethanol. Der Heizwert von Ethanol beträgt nur ca. 2/3 von dem des Benzins. Der Ausbrand wurde zu 96% geschätzt.

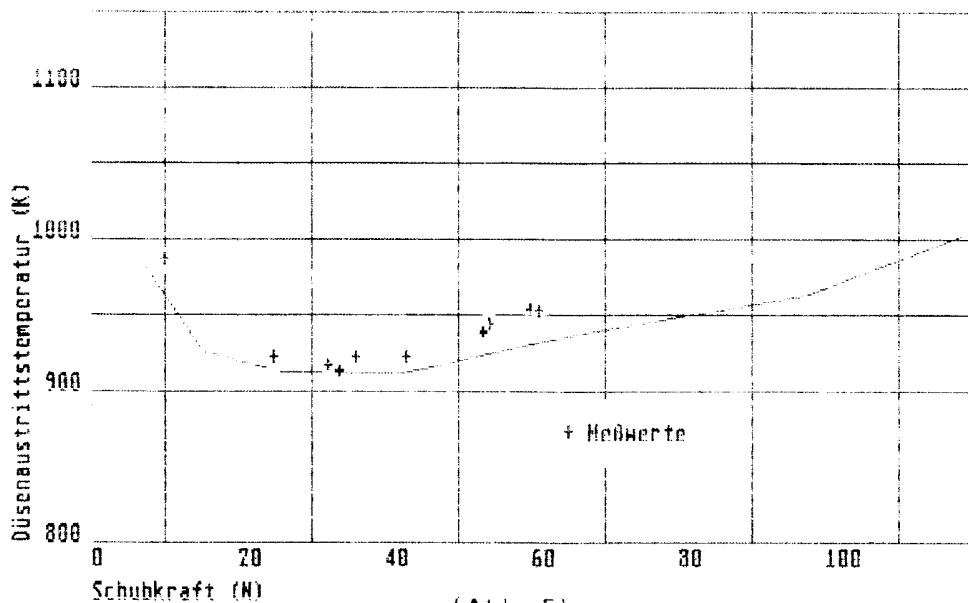


(Abb. 4)

Brennstoffdruck abzüglich des Brennkammerdrucks als Funktion von der Drehzahl.

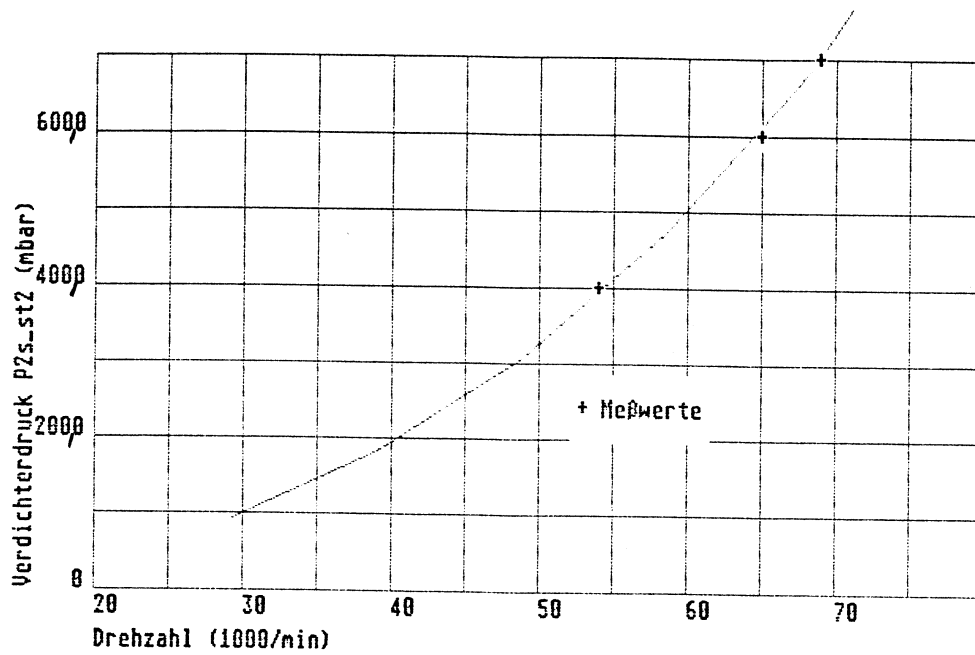
Leistungen

Das für die Auslegung erarbeitete Rechenmodell wurde so angepaßt,¹⁾ daß sich die gemessenen Werte einstellen. Um die gemessenen Werte zu erreichen, mußten im wesentlichen nur die Abströmwinkel der Turbine und der Turbinenleitbeschau- felung angepaßt werden. Wenn für beide Schaufelreihen mit 7° Minderumlenkung gerechnet wurde, ergab sich die beste Übereinstimmung zwischen den Meßwerten und den laut Rechnung zu erwartenden „Meßwerten“. Anhand einer Ölspur konnte die Minderumlenkung der Axialleit-schaufeln des Verdichters festgestellt werden. Sie beträgt 8° bei einem unbekanntem Betriebspunkt. Der Turbinenwirkungsgrad wurde zu 78% geschätzt (isentrop). Auf den Abbildungen 5 bis 7 sind die Meß- werte und die Rechenergebnisse eingetragen.

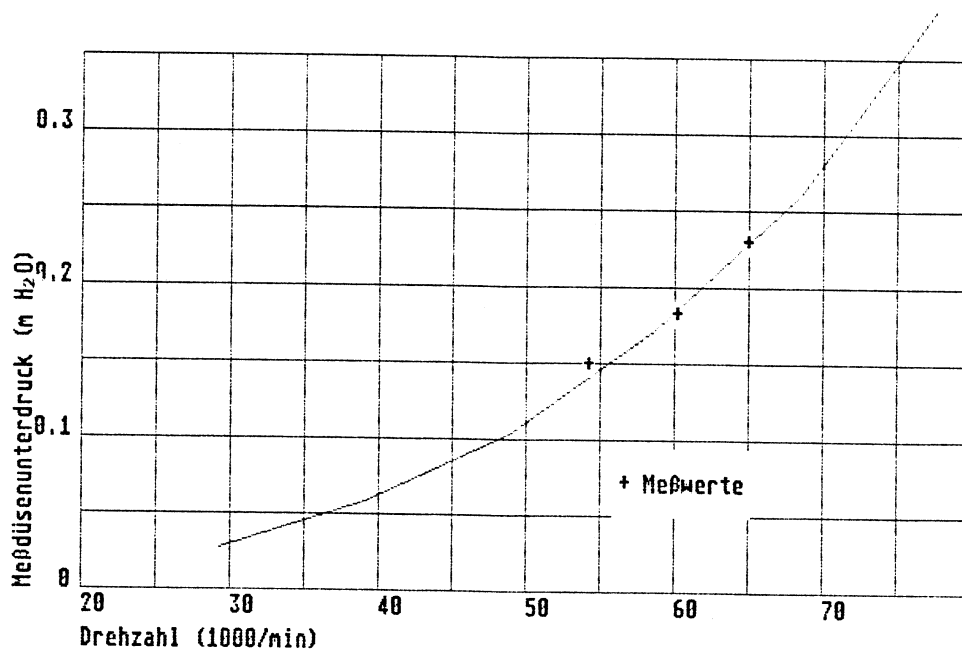


(Abb. 5)

¹⁾ siehe Konstruktion einer Gasturbine für Modellflugzeuge und Dokumentation der Auslegungsrechnung (unveröffentlicht)

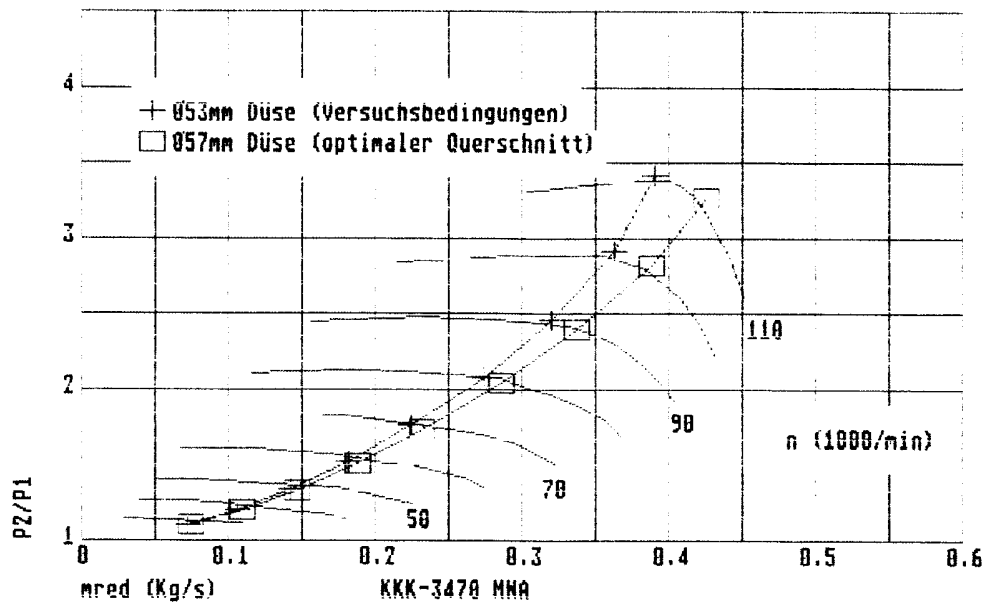


(Abb. 6)



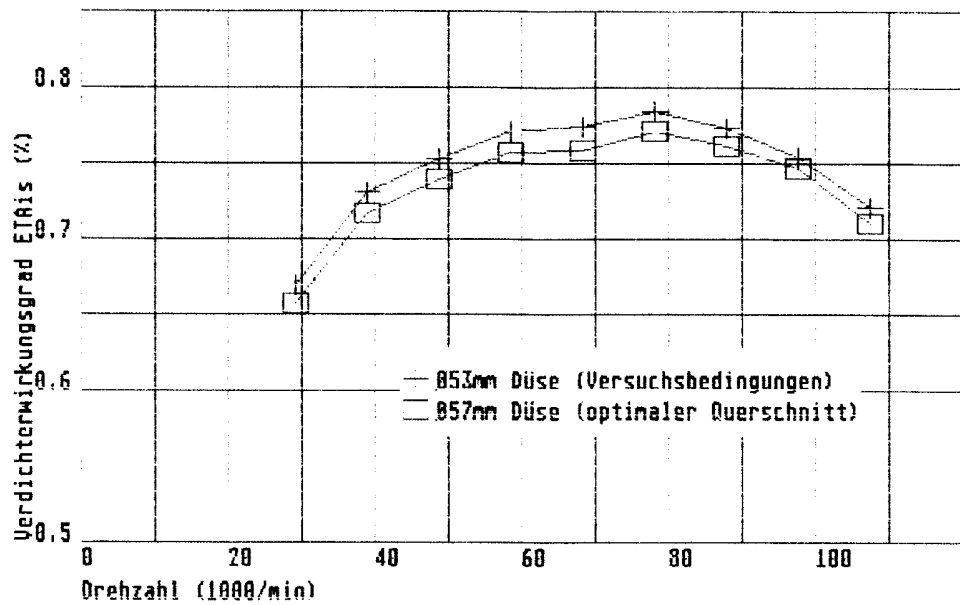
(Abb. 7)

Auf der Verdichterseite brauchten keine Anpassungen vorgenommen werden. Das bei der Auslegung erarbeitete Kennfeld wurde durch die Messungen bestätigt. Auf Abbildung 8 ist das ursprüngliche Kennfeld des KKK-Verdichters zu sehen, darin ist die quasi gemessene Arbeitslinie eingetragen. Durch die Verwendung des Keilschaufeldiffusors anstelle des serienmäßigen schaufellosen Spiralgehäuses sind bei hohen Drehzahlen geringfügige Verbesserungen gegenüber der Spirale zu erwarten. Zusätzlich ist die Arbeitslinie eingetragen, die sich bei Anwendung des optimalen Düsenquerschnitts ergeben müßte. Abbildung 9 zeigt die bei der Berechnung zugrunde gelegten Verdichterwirkungsgrade.



(Abb.8)

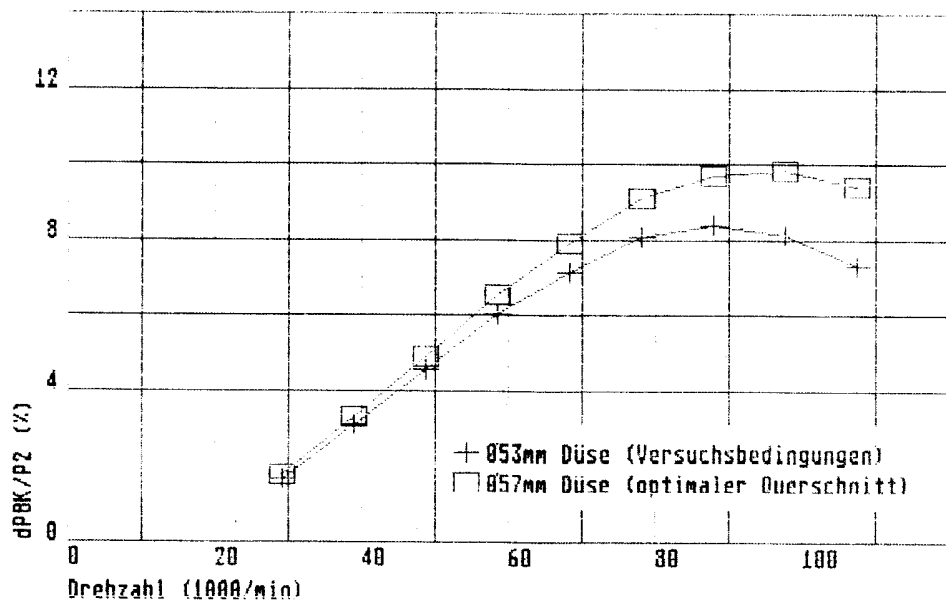
Für die Durchsatzbestimmung wurde ein ζ_D -Wert von 0.98 für die Meßdüse geschätzt.



(Abb.9)

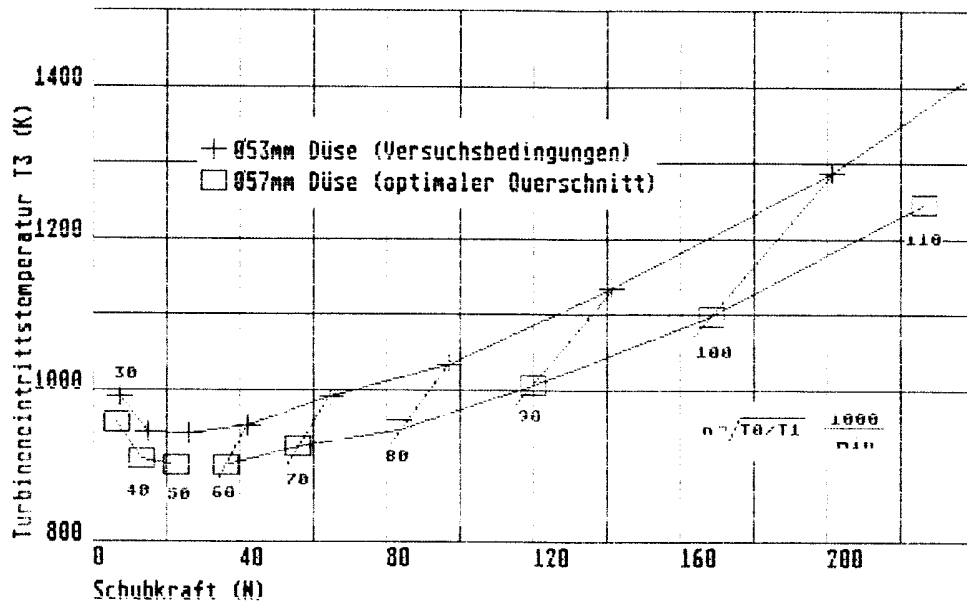
Auf den Arbeitslinien zu erwartende Verdichterwirkungsgrade (isentrop). Die Stufe ist die Folge einer ungenauen Programmierung des Kennfeldes.

Die Brennkammerdruckverluste wurden aus der Geometrie der Belochung abgeleitet. Abbildung 10 zeigt die Ergebnisse.



(Abb. 10)

Auf Abbildung 11 wird noch einmal der an die Meßwerte angepaßte Zusammenhang zwischen Schub und Temperatur gezeigt. Dabei ist zu beachten, daß hier die für das Triebwerk maßgebliche Turbineneintrittstemperatur dargestellt wird. Die höchstzulässige Turbineneintrittstemperatur beträgt laut KKK-Werksangabe 1050°C bei einer Blattspitzen umfangsgeschwindigkeit von 500m/s , das entspricht ca. $120000/\text{min}$.



(Abb.11)

Wie auf Abbildung 11 zu sehen, kann der Auslegungsschub von 200N durchaus erreicht werden. Voraussetzung ist jedoch, daß die Umstellung auf Benzin noch gelingt.