

**KERNFORSCHUNGSZENTRUM
KARLSRUHE**

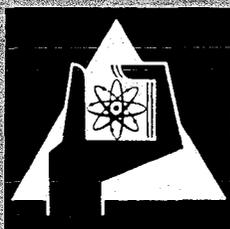
Mai 1971

KFK 1409
EUR 4578 d

Institut für Neutronenphysik und Reaktortechnik
Projekt Schneller Brüter

Geschlossener Gasturbinenkreislauf
für einen 1000 MWe gasgekühlten Schnellen Brutreaktor

C. Savatteri



GESELLSCHAFT FÜR KERNFORSCHUNG M. B. H.
KARLSRUHE

Als Manuskript vervielfältigt

Für diesen Bericht behalten wir uns alle Rechte vor

GESELLSCHAFT FÜR KERNFORSCHUNG M.B.H.
KARLSRUHE

KERNFORSCHUNGSZENTRUM KARLSRUHE

Mai 1971

KFK 1409

EUR 4578d

Institut für Neutronenphysik und Reaktortechnik

Projekt Schneller Brüter

Geschlossener Gasturbinenkreislauf für einen
1000 MWe gasgekühlten Schnellen Brutreaktor

C. Savatteri^{*}

Gesellschaft für Kernforschung m.b.H., Karlsruhe

^{*} delegiert von EURATOM zum Karlsruher Projekt
Schneller Brüter

Zusammenfassung

Fortschritte auf dem Gebiet der Reaktortechnologie ermöglichen bei gasgekühlten schnellen Brütern Austrittstemperaturen des Reaktors von mehr als 700°C . Diese Temperaturen entsprechen den Erfordernissen einer Gasturbine.

Um Richtlinien für die Endgültige Auslegung einer 1000 MWe-Anlage mit Heliumturbine, die in direktem Kreislauf mit einem heliumgekühlten schnellen Brutreaktor gekoppelt ist, zu erhalten, wird der Einfluß folgender Parameter auf den Prozeßwirkungsgrad untersucht: Turbineneintrittstemperatur, Verdichtereintrittstemperatur, Grädigkeit des Wärmeaustauschers, Primärdruck, Druckverlust und Zahl der Zwischenkühlungen. Weiter werden Gesichtspunkte zur Wahl der Auslegung des Turbosatzes und der wärmeaustauschenden Apparate erläutert. Schließlich wird der Druckverlust in den Rohrleitungen bestimmt und eine vollintegrierte Anordnung der Komponenten der Anlage dargestellt.

Abstract

Progress in reactor technology permits to achieve reactor outlet temperatures exceeding 700°C in the case of gas-cooled fast breeders. These temperatures meet the requirements of a gas turbine.

To obtain directions about the final rating of a 1.000 MWe plant with a helium turbine, which is coupled in a direct circuit with a helium-cooled fast breeder reactor, the influence of the following parameters on process efficiency is investigated: turbine inlet temperature, compressor inlet temperature, minimum temperature difference of the heat exchanger, primary pressure, pressure loss and number of intermediate coolings. Besides, arguments are discussed relative to the design to be selected for the turboset and the heat exchanging equipment. Finally, the pressure loss occurring in the piping system is determined and a fully integrated arrangement of the plant components is described.

Handwritten text, likely bleed-through from the reverse side of the page. The text is extremely faint and illegible due to the quality of the scan. It appears to be a continuous block of text, possibly a letter or a document page, but the specific words and sentences cannot be discerned.

I n h a l t

1. Einleitung
 - 1.1 Anordnung der Kreislaufkomponenten
2. Auslegung
 - 2.1 Wahl der Ausgangsdaten zur Berechnung des Kreislaufes
 - 2.1.1 Wahl des Arbeitsmittels
 - 2.1.2 Turbineneintrittstemperatur
 - 2.1.3 Verdichtereintrittstemperatur
 - 2.1.4 Grädigkeit des Wärmeaustauschers
 - 2.1.5 Primärdruck und Druckverluste
 - 2.1.6 Zahl der Zwischenkühlungen
 - 2.2 Ergebnisse
 - 2.2.1 Wirkungsgrad
 - 2.2.2 Durchsatz
 - 2.2.3 Volumendurchsatz am HD-Verdichter und Turbinenaustritt
 - 2.2.4 Wärmemenge im Wärmeaustauscher, Reaktor, Kühlern
 - 2.2.5 Leistungen der Maschinen
 - 2.3 Der Auslegungspunkt
 - 2.3.1 Wahl des Auslegungspunktes
 - 2.3.2 Parameterstudie
3. Auslegung der Maschinen
 - 3.1 Turbine
 - 3.1.1 Gang der Auslegungsrechnung
 - 3.1.2 Verschiedene Auslegungsmöglichkeiten und Festlegung der Hauptdaten für die Auslegung
 - 3.2 Verdichter
 - 3.2.1 Gang der Auslegungsrechnung
 - 3.2.2 Ergebnisse und Festlegung des Auslegungspunktes

4. Wärmeaustauschende Apparate
 - 4.1 Wärmeaustauscher
 - 4.1.1 Allgemeines zur Bauart
 - 4.1.2 Berechnungsgrundlagen
 - 4.1.3 Ergebnisse der Berechnung
 - 4.2 Kühler
 - 4.2.1 Allgemeines zur Bauart
 - 4.2.2 Ausgangsdaten und Ergebnisse der Berechnung
5. Rohrleitungen
 - 5.1 Allgemeines
 - 5.2 Rohrleitungsdruckverlust
6. Nachrechnung des Kreislaufes
7. Aufbau der Anlage
 - 7.1 Allgemeines
 - 7.2 Vollintegrierte Anordnung
8. Schlußfolgerung

1. Einleitung

Aufgabe dieser Arbeit ist es, den Einfluß unterschiedlicher Auslegungsgrößen auf den Prozeßwirkungsgrad zu untersuchen, um hieraus Richtlinien für die endgültige Auslegung einer 1000 MWe Gasturbine, die in direktem Kreislauf mit einem gasgekühlten schnellen Brutreaktor gekoppelt ist, zu erhalten.

Weiter werden Gesichtspunkte zur Wahl der Auslegung des Turbosatzes und der wärmeaustauschenden Apparate erläutert. Die Berechnung der Druckverluste in den Rohrleitungen und die Anordnung der Hauptkomponenten schließen den Bericht.

1.1 Anordnung der Kreislaufkomponenten

Abb. 1 zeigt die schematische Anordnung der einzelnen Komponenten (Verdichter, Turbine, wärmeaustauschende Apparate) innerhalb des Kreislaufes. Eine solche Anlage wird als Einwellenanlage bezeichnet, weil das Gefälle in einer Turbine abgebaut wird und alle Verdichter direkt mit ihr auf einer Welle angeordnet sind.

In diesem Kreislauf wird der real-Joule-Prozeß, der im i - s -Diagramm $\underline{1}$ dargestellt ist (Abb. 2), realisiert. Im Punkt 1 (Abb. 1,2) tritt das Arbeitsmedium in den Niederdruckverdichter ein, wird dort verdichtet (von 1 nach 2), im Zwischenkühler rückgekühlt (von 2 nach 3) und im Hochdruckverdichter auf den maximalen Prozeßdruck gebracht (von 3 nach 4). Anschließend wird das Gas im Wärmeaustauscher vorgewärmt (von 4 nach 5) und im Reaktor auf die höchste Temperatur des Prozesses erhitzt (von 5 nach 6). In der Turbine wird das Gas entspannt (von 6 nach 7) und gibt im Wärmeaustauscher einen Teil der noch in ihm enthaltenen Wärme (von 7 nach 8) an das vom Hochdruckverdichter kommende Arbeitsmedium ab. Im Vorkühler wird das Gas schließlich wieder auf die niedrigste Temperatur des Prozesses abgekühlt (von 8 nach 1). Damit ist der Kreislauf geschlossen.

Die Rechenergebnisse entsprechen dem oben erwähnten Kreislauf.

2. Auslegung

2.1 Wahl der Ausgangsdaten zur Berechnung des Kreislaufes

Vor Beginn der Berechnung und Auslegung des Kreislaufes ist eine Reihe von Auslegungsdaten festzusetzen. Dabei sind verschiedene Gesichtspunkte zu beachten, diese erfordern oft gegensätzliche Maßnahmen, um die Betriebskosten (Wirkungsgrad) und Investitionskosten (Baugröße) gegeneinander abzugleichen und zu einem Minimum für die Stromerzeugungskosten zu gelangen. Die hier zugrunde gelegten Ausgangsdaten, die in Tab. 1 zusammengefaßt sind, sollen im folgenden charakterisiert werden.

2.1.1 Wahl des Arbeitsmittels

Als Arbeitsmittel wird Helium gewählt. Das gewählte Gas hat sehr gute thermische Eigenschaften, so daß die Baugröße der wärmetechnischen Apparate (Wärmetauscher, Kühler) nicht zu groß sind. Außerdem ist Helium ein Edelgas und nicht aktivierbar, was natürlich wichtig ist für die Betriebssicherheit der Anlage. Benutzt man Helium als Arbeitsmittel, dann sind die Druckverluste im Kreislauf sehr gering, was sich günstig auf den Kreislaufwirkungsgrad auswirkt. Deshalb ist Helium sehr gut für den direkten Anschluß der Turbine an dem Reaktor geeignet. Dagegen führt Helium wegen des geringen Molekulargewichtes und des großen Isentropenexponenten zu einer hohen Stufenzahl für Turbine und Verdichter. Aber das ist kein großer Nachteil, weil der optimale Kreislaufwirkungsgrad, wie in Abschnitt 2.2.1 gezeigt wird, für die Heliumturbine bei wesentlich niedrigeren Entspannungsverhältnissen als bei Gasen mit höherem Molekulargewicht liegt. Bei Helium liegt das Optimum bei $\pi_T = 2,2$ während z.B. bei CO_2 das Optimum bei $\pi_T = 4$ [2] liegt. Außerdem ist die Schallgeschwindigkeit von Helium sehr hoch (~ 1000 m/sec bei 20°C). Dadurch kann man zu so großen Umfangsgeschwindigkeiten übergehen, daß die Festigkeit des Turbinenschaufelmaterials die maximale Umfangsgeschwindigkeit begrenzt.

2.1.2 Turbineneintrittstemperatur

In dieser Arbeit wird eine Turbineneintrittstemperatur von 706°C zugrunde gelegt [3]. Eine höhere Turbineneintrittstemperatur verbessert natürlich den Kreislaufwirkungsgrad wesentlich (siehe Abb. 16). Man kann aber diese Temperatur nicht beliebig hoch wählen, weil dann Probleme (Werkstoffe, Schaufelkühlung) für die Festigkeit des Turbinenrotors und der Turbinenbeschaufelung auftreten. Von der Reaktorseite wäre es bei Verwendung von Brennelementen mit "Cooled Particles" möglich, Temperaturen von etwa 1000°C zu erreichen.

2.1.3 Verdichtereintrittstemperatur

Neben der Turbineneintrittstemperatur ist für den thermischen Wirkungsgrad der Anlage die Verdichtereintrittstemperatur sehr wichtig. Um einen hohen Wirkungsgrad zu erzielen, ist es notwendig, die Verdichtereintrittstemperatur so niedrig wie möglich zu wählen. Die Verdichtereintrittstemperatur hängt von der Temperatur des zur Verfügung stehenden Kühlwassers und der Grädigkeit des Kühlers am kalten Ende ab.

Aus Sicherheitsgründen wird ein doppelter Kühlwasserkreislauf vorgesehen. Für jeden Kühler wird eine Grädigkeit von 10 Grad am kalten Ende angenommen. Das entspricht den üblichen Werten von Gaskühlern und führt zu wirtschaftlichen Baugrößen. Bei einer mittleren Kühlwassertemperatur von 10°C (Jahres-temperaturmittel Elbe 1967) ergibt sich die Verdichtereintrittstemperatur dann zu 30°C .

2.1.4 Grädigkeit des Wärem austauschers

Die Grädigkeit des Wärmeaustauschers ist von entscheidender Bedeutung für die Austauschfläche und damit für die Baugröße und die Kosten dieses Aggregats. Mit Grädigkeit bezeichnet man die Temperaturdifferenz des Arbeitsmittels zwischen ND-seitigem Eintritt und HD-seitigem Austritt des Wärem austauschers. Mit wachsender Grädigkeit sinkt die Fläche stark ab, andererseits steigt die thermische Leistung des Reaktors und damit dessen

Kosten, sowie die Betriebskosten durch den erhöhten Brennstoffverbrauch an. Mit guter Näherung kann man annehmen, daß die Kosten des Wärmeaustauschers proportional der Austauschfläche sind.

Der Verlauf der relativen Kosten des WA als Funktion der Grädigkeit ist in Abb. 3 gezeigt. Man erkennt, daß eine Zunahme der Grädigkeit von 30 bis 60 Grad einer Kostenverminderung in Höhe von 68.5% entspricht aber andererseits der Wirkungsgrad, wie noch gezeigt wird, um 2.8 Punkte sinkt. Als Kompromiß wird eine Grädigkeit von 45 Grad für die Rechnung festgelegt. Dieser Wert führt, wie in [4] erläutert ist, zu wirtschaftlichen Stromerzeugungskosten.

2.1.5 Primärdruck und Druckverluste

Der Primärdruck d.h. der Druck am Reaktoreintritt hat direkten Einfluß auf die Abmessungen der Anlage und damit das Anlagegewicht, da der Druck das Durchsatzvolumen und damit die Kanalabmessungen der Turbomaschinen bestimmt. Für die Abmessungen der Anlage ist also besser, wenn der Primärdruck hoch gewählt wird. Das ist insbesondere für Anlagen großer Leistung wünschenswert. Jedoch kann der Primärdruck nicht beliebig hoch gewählt werden, aus drei Gründen. Einmal resultieren aus sehr hohen Drucken sehr kleine spezifische Volumina des Arbeitsgases und damit zu geringe Strömungsquerschnitte und Kanalabmessungen für Turbine und Verdichter. In Abb. 4 und 5 sind, als Beispiel, die Ergebnisse mit verschiedenen Primärdrucken (60, 100, 140 kg/cm²) gezeigt, dabei ist für alle Anlagen die gleiche Leistung vorausgesetzt. Die Rechnung für Abb. 4 ist mit konstantem absolutem Druckverlust durchgeführt, für Abb. 5 mit konstantem Entspannungsverhältnis. Man erkennt, daß ein höherer Druck bessere Anlagenwirkungsgrade (Abb. 4), aber auch eine höhere Stufenzahl und kleine Schaufelhöhen ergibt (Abb. 5). Das bedeutet einerseits höhere Anlagekosten und andererseits, wie in Abschnitt 3.1.1 erläutert wird, schlechtere innere Wirkungsgrade der Turbomaschinen.

Der zweite Grund, der gegen einen hohen Druck spricht, sind Dichtungsschwierigkeiten. Ein weiterer Grund liegt im maximalen Innendruck, den ein Spannbetonbehälter aufnehmen kann.

Für eine 1000 MWe-Anlage wird ein Primärdruck von 100 kg/cm^2 gewählt. Man liegt damit in einem Druckbereich, der einerseits heute im Spannbetonbehälterbau ohne Schwierigkeiten realisiert werden kann und andererseits eine kompakte Bauweise ermöglicht.

Die Wahl des Druckverlustes ist ein Kompromiß zwischen Kreislaufwirkungsgrad und Abmessungen der wärmeübertragenden Apparate und Rohrleitungen. Um die Querschnitte, insbesondere die der Verbindungsrohrleitung, möglichst klein zu halten, wurden Gesamtdruckverluste von 10% zugelassen, von denen 3,5% auf den Reaktor [3], 1,4% insgesamt auf die Kühler, 3,4% auf den Wärmeaustauscher (HD- und ND-Seite), 1,7% auf die Leitungen entfallen. Die Druckverluste sind nicht als die absoluten, sondern als die auf den jeweiligen Eintrittsdruck bezogenen relativen Druckverluste zu interpretieren.

2.1.6 Zahl der Zwischenkühlungen

Theoretisch am besten ist die isotherme Verdichtung, die aber nur mit einer großen Zahl von Zwischenkühlern annäherungsweise zu erreichen ist. Mehr als zwei Zwischenkühler bringen nur einen minimalen Gewinn im Wirkungsgrad [5], führen aber zu einer unwirtschaftlichen Anlage. Zur Frage ob eine Anlage mit 1 oder 2 Zwischenkühlern gewählt wird, kann man folgende Überlegungen anstellen. Für gleiche Turbineneintrittstemperatur und Grädigkeit des WA bleibt die Turbine und der Reaktor gleich bei einer Änderung der Anzahl der Zwischenkühler, während der Wärmeaustauscher und die Verdichter sich ändern. Abb. 6 zeigt einen Vergleich zwischen dem Verdichter der beiden Anlagen mit 1 und 2 Zwischenkühlern [Diagramme unten]. Während die gesamte Stufenzahl gleich bleibt (für die beiden Anlagen) in der Anlage mit 2 Zwischenkühlern sinkt die Verdichterschaufelhöhe; somit wird der Wirkungsgrad der Verdichter sinken (Siehe Abschnitt 3.1.1). Andererseits liegt der Nettowirkungsgrad der Anlage mit zwei Zwischenkühlern um 1.3 Punkte höher für ein Entspannungsverhältnis $\pi_T=3$ [Diagramme oben]. Trotz dieses großen Gewinnes im Wirkungsgrad wurde die Anlage mit einem Zwischenkühler gewählt. Zwei Gründe stützen diese Wahl:

- 1) Die Austrittstemperatur des Heliums am HD-Verdichter ist höher mit 1 Zwischenkühler und somit ist die zu übertragende Wärmemenge im Wärmeaustauscher wesentlich niedriger (Leistung ca. $200 \text{ MW}_{\text{th}}$ niedriger).
- 2) Mit 1 Zwischenkühler wird Platz gespart, was vorteilhaft ist für eine vollintegrierte Anordnung der Anlage, außerdem führen kleine Rohrleitungslängen zu geringeren Druckverlusten.

Diese Vorteile gleichen den Wirkungsgradverlust aus [6,7,8].

Die übrigen Größen für die Kreislaufrechnung sind aus [9] entnommen.

Da für eine Turbineneintrittstemperatur von 706°C keine Schaufelkühlung notwendig ist, werden für Sperr- und Leckheliummengen nur 4% des Turbinendurchsatzes angenommen, d.h., daß die Verdichter einen höheren Durchsatz zu bewältigen haben als die Turbine.

Damit liegen die Auslegungsdaten für die Kreislaufrechnung fest.

2.2 Ergebnisse

Der Kreislaufwirkungsgrad läßt sich darstellen als

$\eta = f(p; T_{\text{TE}}; T_{\text{VE}}; \Delta t_{\text{h}}; \varepsilon; \pi_{\text{T}}; Z_{\text{K}})$. Variiert man unter Vorgabe der beschriebenen Daten das Entspannungsverhältnis π_{T} der Turbine, dann erhält man die Ergebnisse, die in Abb. 7 bis 15 gezeigt sind.

2.2.1 Wirkungsgrad

Abb. 7 zeigt den Verlauf des Nettowirkungsgrades in Abhängigkeit vom Entspannungsverhältnis π_{T} . Der thermische Wirkungsgrad des Kreisprozesses ist als Quotient aus Nutzarbeit und zugeführter Wärme definiert, d.h.

$$\eta_{\text{th}} = \frac{\Delta H_{\text{Nutz}}}{q_{\text{zu}}} \quad (1)$$

$$\Delta H_{\text{Nutz}} = \eta_{\text{T}} H_{\text{T}} - \frac{1}{\eta_{\text{V}}} H_{\text{V}} \quad \text{und}$$

$$Q_{\text{zu}} = c_{\text{p}} (T_{\text{TE}} - T_{\text{RE}}) \quad \text{wobei}$$

$$H_{\text{T}} = c_{\text{p}} T_{\text{TE}} \left[1 - \left(\frac{1}{\overline{\pi}_{\text{T}}} \right)^{\frac{k}{k-1}} \right]$$

$$H_{\text{V}} = c_{\text{p}} T_{\text{VE}} \left[(K^* \overline{\pi}_{\text{T}})^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right]$$

$$K^* = \frac{(1-\varepsilon_{\text{HD}}) (1-\varepsilon_{\text{R}})}{(1-\varepsilon_{\text{ND}}) (1-\varepsilon_{\text{VK}})}$$

Abb. 8 zeigt den Verlauf der Nutzarbeit als Funktion des Entspannungsverhältnisses. Im Bereich kleiner Entspannungsverhältnisse überwiegt der Anstieg der Nutzarbeit gegenüber dem Abfall der Reaktoreintrittstemperatur (Abb. 9), d.h. der Wirkungsgrad nimmt zu, mit größer werdendem Entspannungsverhältnis wird die Nutzarbeit fast konstant, damit fällt der Wirkungsgrad wieder entsprechend dem Sinken der Eintrittstemperatur (Abb. 7).

Mit zunehmendem $\overline{\pi}_{\text{T}}$ fällt die Reaktoreintrittstemperatur ab (Abb. 9), weil die Turbinenaustrittstemperatur (Abb. 10) absinkt und die in 2.1.4 gewählte Grädigkeit konstant bleibt. Die Kurve erreicht ein Maximum für $\overline{\pi}_{\text{T}} = 2.2$, das entspricht einem Nettowirkungsgrad von 34.8%.

2.2.2 Durchsatz

Der Durchsatz ist gegeben als Quotient aus Nutzleistung und Nutzarbeit, d.h.

$$m = K_1 \frac{N_{\text{Kupp}}}{\Delta H_{\text{Nutz}}}$$

wobei K_1 ein Umrechnungsfaktor ist. In Abb. 11 ist der Verlauf des Massendurchsatzes als Funktion des Entspannungsverhältnisses gezeigt. Im Bereich kleiner Entspannungsverhältnisse fällt der

Durchsatz relativ stark ab, während mit wachsendem Entspannungsverhältnis die Abnahme geringer wird. Da K_1 und die Nutzleistung konstant sind ist der Durchsatz umgekehrt proportional zur Nutzarbeit. Dem starken Anstieg der Nutzarbeit im Bereich kleiner Entspannungsverhältnisse (Abb. 8) entspricht also ein steiler Abfall des Durchsatzes; mit zunehmendem π_T nähert sich die Nutzarbeit einem flachen Maximum während der Durchsatz einen Minimalwert erreicht.

2.2.3 Volumendurchsatz am HD-Verdichter und Turbinenaustritt

Als ein Maß für die erreichbaren inneren Wirkungsgrade der Maschinen gilt der Volumendurchsatz am Verdichteraustritt. Da der Volumendurchsatz der Schaufelhöhe bei konstanter Axialgeschwindigkeit proportional ist, werden sich die kleinste Schaufelhöhe und damit der niedrigste innere Wirkungsgrad (Abschnitt 3.1.1) entsprechend des geringsten im Kreislauf auftretenden Volumendurchsatzes für die HD-Verdichterstufe ergeben. Der Volumendurchsatz am HD-Verdichteraustritt ist in Abb. 12 über dem Entspannungsverhältnis aufgetragen. Da der Volumendurchsatz proportional dem Massendurchsatz ist, weist die Kurve prinzipiell den gleichen Verlauf wie die in Abb. 11 auf: der Volumendurchsatz sinkt mit wachsendem Entspannungsverhältnis.

Ähnlich wie der Verlauf des Volumendurchsatzes am HD-Verdichteraustritt ist der Volumendurchsatz am Austritt der Turbine. Der Unterschied besteht lediglich in der Dichteänderung. Da der Druck niedriger und die Temperatur höher ist, nimmt die Dichte ab. Das führt zu größeren Volumenströmen. Nach Abb. 13 liegt der Volumendurchsatz am Turbinenaustritt für $\pi_T = 3$ bei $710 \text{ m}^3/\text{sec}$. Aus diesem Grunde ist es notwendig, für diese Anlage eine zweiflutige Turbine vorzusehen.

2.2.4 Wärmemenge im Wärmeaustauscher, Reaktor, Kühlern

Der Verlauf der zu übertragenden Wärmemenge in den übrigen Hauptaggregaten (Wärmeaustauscher, Reaktor, Kühler) ist aus Abb. 14 ersichtlich. Während die Wärmemengen im Reaktor und in den Kühlern nur wenig vom Entspannungsverhältnis beeinflusst werden, sinkt die im Wärmeaustauscher zu übertragende Wärme

mit steigendem Entspannungsverhältnis stark ab. Der Grund ist darin zu sehen, daß für wachsendes Druckverhältnis die Verdichtungsendtemperatur steigt und die Turbinenaustrittstemperatur abnimmt. Das bedeutet für konstante Grädigkeit, daß die Temperaturdifferenz des Gases zwischen Ein- und Austritt aus dem Wärmeaustauscher kleiner wird. Zum anderen sinkt der Durchsatz mit wachsendem Π_T , ein steiles Abfallen der zu übertragenden Wärmemenge ist die Folge.

2.2.5 Leistungen der Maschinen

Abb. 15 zeigt die Turbinenleistung N_T und die Verdichterleistung N_V als Funktion des Entspannungsverhältnisses, wobei die Summe der Einzelverdichterleistungen mit Gesamtleistung bezeichnet wurde. Man erkennt ein relativ geringes Anwachsen mit zunehmendem Druckverhältnis. Die Turbinenleistung wie die Verdichterleistung, ergibt sich als Produkt aus Arbeitsmitteldurchsatz und auf die Masseneinheit bezogener Gefälle bzw. Förderhöhe.

$$N_T = m_T \cdot H_T$$

$$N_V = m_V \cdot H_V$$

Während das Gefälle bzw. Förderhöhe mit wachsendem Entspannungsverhältnis zunimmt, fällt der Durchsatz ab. Insgesamt erhält man den dargestellten Verlauf. Im gleichen Diagramm ist auch das Verhältnis $\alpha = N_V/N_T$ aufgetragen. Man erkennt, daß für die in der Gasturbine übrigen Π_T -Werte, die Verdichterleistung etwa 2/3 der Gesamtleistung bringt.

2.3 Der Auslegungspunkt

2.3.1 Wahl des Auslegungspunktes

Für die Wahl des Auslegungspunktes sind verschiedene Gesichtspunkte zu betrachten. Aus Abb. 7 ist zu ersehen, daß der optimale Wirkungsgrad im Bereich kleiner Entspannungsverhältnisse liegt ($\Pi_T = 2.2$). Kleine Entspannungsverhältnisse kommen

nicht in Frage, weil dann die Eintrittstemperatur vom Reaktor (Abb. 9), der Durchsatz (Abb. 11) und die zu übertragende Wärmemenge im Wärmeaustauscher (Abb. 14) zu hoch liegen. Mit steigendem Entspannungsverhältnis sinken Wirkungsgrad und Massendurchsatz, so daß mit steigenden Betriebskosten jedoch verminderten Investitionskosten zu rechnen ist.

Andererseits muß auch beachtet werden, daß im Bereich großer Entspannungsverhältnisse $\pi_T > 3,5$, trotz des kleineren Massendurchsatzes die Turbosatzkosten infolge der größeren Stufenzahl steigen können.

Deshalb wird das Entspannungsverhältnis zu $\pi_T = 3$ gewählt. Dieser Wert führt zu einer wirtschaftlichen Stromerzeugung $\sqrt[4]{47}$. Der Auslegungspunkt ist in Abb. 7 bis 15 eingetragen. Diese Diagramme enthalten die wichtigsten Größen für die Beurteilung des Kreislaufes.

Es ergibt sich dabei ein Nettowirkungsgrad von 33.5% entsprechend einer thermischen Leistung des Reaktors von 2985 MW_{th} bei einem Massendurchsatz von 1589 kg/sec und einer Reaktoreintrittstemperatur von 344°C. Um die Apparate und Maschinen auslegen zu können, ist es notwendig, neben der Kenntnis der genannten Größen, Ein- und Austrittszustände in den Apparaten und Maschinen zu kennen. Diese Daten sind in Abb. 2 aufgeführt.

2.3.2 Parameterstudie

Nachdem das Entspannungsverhältnis festliegt, wird in diesem Abschnitt der Einfluß geänderter Auslegungsgrößen auf den Nettowirkungsgrad untersucht.

Dazu werden folgende Größen variiert:

Die Turbineneintrittstemperatur, die Verdichtereintrittstemperatur, die Grädigkeit des Wärmeaustauschers, die Wirkungsgrade von Turbine und Verdichter und der Reaktor-druckverlust. Die Ergebnisse sind in Abb. 16 bis 21 und in Tabelle 2 gezeigt.

Man sieht (Tab. 2), daß der Nettowirkungsgrad um 0,56 Punkte ansteigt, wenn die Turbineneintrittstemperatur um 10°C erhöht wird. Erhöht man die Verdichtereintrittstemperatur um den gleichen Betrag, dann fällt der Wirkungsgrad um 1,68 Punkte.

Weiterhin ersieht man aus Tab. 2, daß eine Steigerung der Turbinenwirkungsgrade etwa 0,62 Punkte Gewinn bringt. Einen negativen Einfluß hat ein höherer Druckverlust; 1% Druckverlusthöhung entspricht einer Wirkungsgradabnahme um 0,5 Punkte. Bei einer Steigerung der Grädigkeit des Wärmeaustauschers von 10 Grad fällt der Wirkungsgrad von 0,925 Punkte.

Diese Ergebnisse ändern sich nur sehr wenig, wenn der Variationsbereich vergrößert wird. Als Einschränkung muß jedoch angeführt werden, daß die in der Tabelle 2 gezeigten Einflüsse genau nur für den Kreislaufauslegungspunkt gelten.

3. Auslegung der Maschinen

3.1 Turbine

3.1.1 Gang der Auslegungsrechnung

Nachdem der Auslegungspunkt fest liegt wird mit Hilfe der Daten aus Abb. 4 bis 15 die Turbine ausgelegt. Da die Grundlagen ausführlich in [10,11,12] angegeben sind, wird hier nur kurz darauf eingegangen.

Da die Berechnung der Strömung durch eine Turbomaschine im allgemeinen Fall ein dreidimensionales Problem darstellt, sind zur Beschreibung eines Masseteilchens drei Koordinaten notwendig, axial, radial und in Umfangrichtung. Die Veränderlichkeit der Strömung mit der Umfangsrichtung und mit dem Radius wird nicht berücksichtigt. Berechnet wird die Strömung nach dem sogenannten Mittenschnittverfahren, wobei die Strömung im Mittenschnitt der Beschau felung als repräsentativ für die gesamte Strömung über die Schaufelhöhe angesehen wird. Dieses Rechenverfahren eignet sich gut für die Vorauslegung einer Maschine und ist auch mit hinreichender Genauigkeit anwendbar auf eine Gasturbine, weil die Schaufelhöhe klein ist im Verhältnis zum mittleren Durchmesser der Beschau felung [12].

Die erste Entscheidung bei der Auslegung einer Turbomaschine betrifft die Wahl des Beschau felungstyps. Da die Kosten der Beschau felung einen großen Teil der Gesamtkosten einer Gasturbine ausmachen, muß bei der Auslegung besonders auf eine

wirtschaftliche Fertigungsmöglichkeit der Schaufeln geachtet werden. Aus diesem Grund wird die Bauart mit konstantem Innendurchmesser für alle Stufen gewählt, wobei die Schaufeln nach dem Drallsatz

$$C_u \cdot r = \text{Konst.}$$

verwunden sind.

Das bedeutet, daß in allen Stufen auf gleichen Radien gleiche Geschwindigkeitsdreiecke auftreten; das heißt, daß man alle Schaufeln der Turbine bzw. des Verdichters durch einfaches Kürzen der längsten Schaufel herstellen kann. Es ist also jeweils nur eine Lauf- und eine Leitschaufel zu entwerfen.

Bei Gasturbine läßt sich dieser günstige Fall immer erreichen, da die Volumenänderung des Gases zwischen Ein- und Austritt relativ gering ist. Die homogenen Schaufeln reduzieren wesentlich die Gesamtkosten der Turbine. Im Mittenschnitt der letzten Stufe wird ein Reaktionsgrad von $\mathcal{W} = 50\%$ vorgesehen. Da der Volumenstrom am Turbinenaustritt ziemlich hoch liegt (etwa $710 \text{ m}^3/\text{sec}$), ist es notwendig, eine zweiflutige Turbine, die für eine Lebensdauer von 10^5 Stunden ausgelegt wird, vorzusehen. Unveränderliche Größen für die Rechnung sind die Stoffwerte des Arbeitsgases (Gaskonstante R und Isentropenexponent K), die Werte für Druck und Temperatur am Turbineneintritt und -austritt, das Gesamtgefälle der Turbine und die Drehzahl.

Variiert werden das Nabenverhältnis am Austritt der Turbine $v_A = d_i/d_{aA}$ mit dem konstanten Nabendurchmesser d_i sowie der Laufradabströmwinkel β_2 und der Leitradzuströmwinkel α_0 . Die Grenzwerte für das Nabenverhältnis betragen

$$v_A = 0.5 \text{ und } v_A = 0.9.$$

Die untere Grenze folgt aus zwei Gründen: es gibt, unter $v_A = 0.5$, die Gefahr der Bildung von Nabentotwasser [13_7]

des weiteren steigt mit abnehmendem Nabenverhältnis die Schaufelhöhe und die Fliehkraftspannung im Schaufelfuß ist nicht mehr zulässig.

Die obere Grenze $\nu = 0.9$ ist dadurch gegeben, daß ein höherer Wert von ν_A bei konstantem Nabendurchmesser d_i zu geringe Schaufelhöhen ergibt. Für kurze Schaufeln ist die Randzone relativ größer und deshalb wachsen die Randverluste. Außerdem steigen ebenfalls die Spaltverluste und der innere Wirkungsgrad nimmt ab.

Für die Auslegungsdaten ergibt sich das Optimum des Umfangswirkungsgrades bei Leitradabströmwinkeln zwischen $\alpha_1 = 24^\circ$ bis 32° . Da bei einem Reaktionsgrad von 50%, $\alpha_1 = \beta_2$ ist folgt, daß die Grenzwerte für den Laufradabströmwinkel ebenfalls

$$\beta_2 = 24^\circ \text{ und } \beta_2 = 32^\circ$$

betragen.

Die Wahl des Winkels α_0 ist ein Kompromiß zwischen Stufenzahl und Austrittsverlust. Oft wird α_0 kleiner als 90° gewählt, um das Stufengefälle zu vergrößern und damit die Stufenzahl zu vermindern. Andererseits steigt mit fallendem α_0 der Austrittsverlust an. Als Austrittsverlust wird die kinetische Energie $c_{2u}^2/2$ bezeichnet. Die Umfangskomponente der absoluten Geschwindigkeit am Austritt aus der letzten Stufe ist definiert:

$$c_{2u} = c_z / \operatorname{tg} \alpha_0$$

Das bedeutet: bei konstantem C_z wird C_{2u} um so größer je kleiner α_0 ist und damit entsprechend die Austrittsverluste. Als untere Grenze wird in die Rechnung $\alpha_0 = 70^\circ$ eingesetzt. Als Werkstoff für die Schaufeln ist G.94 der englischen Firma Jessop-Saville vorgesehen. G.94 ist eine austenitische im Vakuum erschmolzene Gußlegierung auf Nickelbasis mit 10% Co, 9% Cr sowie 4% Mo, W, Nb, [22]. Für den oben genannten Werkstoff ist für 10^5 h und 706°C $\sigma_{0.1} = 50 \text{ kg/mm}^2$ und bei einem Sicherheitsfaktor 1,5 ergibt sich die maximal zulässige Beanspruchung $\sigma_{zul} = 33 \text{ kg/mm}^2$.

Folgende Größen werden berechnet:

Axialgeschwindigkeit	C_Z
Stufenzahl	Z

Turbineneintritt

Innendurchmesser	$d_{iE} = d_{iA} = d_i$
Außendurchmesser	d_{aE}
Nabenverhältnis	ν_E
Schaufelhöhe	h_E
Umfangsgeschwindigkeit auf dem Innendurchmesser	$U_{iE} = U_{iA} = U_i$
Umfangsgeschwindigkeit auf dem Außendurchmesser	U_{aE}
Zugspannung im Schaufelquerschnitt	σ_E

Turbinenaustritt

Außendurchmesser	d_{aA}
Schaufelhöhe	h_A
Umfangsgeschwindigkeit am Außendurchmesser	U_{aA}
Zugspannung im Schaufelfußquerschnitt	σ_A

Im Mittelschnitt der letzten Stufen

Leitradabströmwinkel	α_1
Machzahl	M

Da die Stufenzahl als Quotient aus dem Gesamt- und Stufengefälle immer eine Kommazahl ist, wurde der aufgerundete Wert genommen, was bewirkt, daß der Reaktionsgrad im Mittelschnitt der letzten Stufe nicht mehr genau 50% ist.

3.1.2 Verschiedene Auslegungsmöglichkeiten und Festlegung der Hauptdaten für die Auslegung

Die Ergebnisse der Berechnungen für die Turbinen sind in den Abb. 22-25 dargestellt. Dort sind die Fliehkraftspannung σ_E am Eintritt der Turbine, die Stufenzahl Z , der Nabendurchmesser d_i , die Schaufelhöhe h_E am Eintritt sowie die Umfangsgeschwindigkeit U_{aA} am Austritt als Funktion des Nabenverhältnisses ν_A am Austritt dargestellt. Parameter ist der Laufradabströmwinkel β_2 . Alle Auslegungen im Diagramm entsprechend $\alpha_o = \text{Konst.} = 90^\circ, 80^\circ, 70^\circ$ und $n = \text{Konst.} = 3000 \text{ U/min.}$

Aus den Diagrammen erkennt man, daß die Schaufelhöhe, die Stufenzahl und die Zugspannung mit steigendem Nabenverhältnis sinken, während der Nabendurchmesser und die Umfangsgeschwindigkeit anwachsen.

Da der Außendurchmesser d_{aA} proportional ist $\frac{1}{\sqrt{(1+\nu_A)(1-\nu_A^2)}}$

ist es klar, daß mit steigendem Nabenverhältnis $\nu_A = d_i/d_{aA}$ die Innendurchmesser und damit die Umfangsgeschwindigkeit zunimmt. Dadurch steigt das Stufengefälle und, da das Gesamtgefälle konstant bleibt, sinkt die Stufenzahl $[\text{Stufengefälle proportional } \Delta C_u \cdot U]$. Da das durchströmende Volumen sich nicht ändert, nehmen die Schaufelhöhen ab, weil für Konstante β_2 die Axialgeschwindigkeit C_Z zunimmt (Abb. 31)

$$V \sim c_z \cdot h$$

Kleinere Schaufelhöhen bewirken geringere Fliehkraftspannungen und damit sinkt die Zugspannung mit steigendem Nabenverhältnis. Wenn man den Laufradabströmwinkel β_2 vergrößert, wächst die Axialgeschwindigkeit (Abb. 31).

Weil der Volumenstrom konstant bleibt, ergibt sich eine geringere Durchströmfläche

$$V = F \cdot C_Z$$

Damit nehmen der Innendurchmesser und die Schaufelhöhen ab; kleinere Schaufelhöhen bedeuten geringere Fliehkraftspannungen, deshalb wird der Laufradabströmwinkel zu $\beta_2 = 28^\circ$ festgelegt.

Der Einfluß des Winkels α_0 ist in Abb. 25 gezeigt. In diesem Auslegungsdiagramm ist $\beta_2 = 28^\circ$ Konst., der Winkel α_0 ist Parameter. Bei Verkleinerung des Winkels α_0 wächst die Axialgeschwindigkeit C_z (Abb. 32) und damit werden die Innendurchmesser und die Schaufelhöhe etwas kleiner. Die Zugspannung nimmt auch ab, aber der innere Wirkungsgrad sinkt etwas wegen der erhöhten Austrittsverluste. Andererseits nimmt die Stufenzahl ab, weil die Umfangskomponenten der Absolutgeschwindigkeit und somit das Stufengefälle vergrößert werden (Abb. 32). Kleinere Stufenzahl bedeutet auch geringe Kosten, kürzere Baulänge der Turbine. Deshalb wird $\alpha_0 = 70^\circ$ gewählt.

Um Rückströmungen an der Nabe zu vermeiden und um relativ lange Schaufeln zu haben wegen des guten inneren Wirkungsgrades und um andererseits zu hohe Fliehkraftspannungen im Schaufelfuß zu vermeiden, wird das Nabenverhältnis zu $\nu_A = 0.65$ gewählt. Damit liegt der Auslegungspunkt fest. Die wichtigsten Daten sind in Tab. 3 aufgeführt.

3.2 Verdichter

3.2.1 Gang der Auslegungsrechnung

Für die Auslegung der Verdichter liefert die Kreislaufberechnung wieder die notwendigen Ausgangsdaten: Druck und Temperatur am Ein- und Austritt des Verdichters sowie Durchsatz. Da die Verdichter auf der gleichen Welle wie die Turbine sitzen, ist die Drehzahl für die beiden Verdichter gleich $n = 3000$ U/min. Damit kennt man die wichtigsten Kenngrößen für die Berechnung. Die Verdichter werden in axialer Bauweise ausgeführt, nur so ist wegen der hohen Volumenströme ein hoher Wirkungsgrad zu erzielen.

Da der Anteil der Kosten für die Beschaukelung an den Gesamtkosten der Verdichter eine große Rolle spielt, muß man auch für die Verdichter wie für die Turbine homogene

Schaufeln herstellen. Aus dem gleichen Grund ergeben sich gleiche Nabendurchmesser für alle Verdichter eines Turbosatzes.

Die Grundlagen zur Berechnung der Verdichter sind in [14] erläutert. Der Reaktionsgrad wird zu $\omega = 100\%$ gesetzt und ist konstant über die Schaufelhöhe. Für die Lieferzahl $\varphi = \frac{C_2}{u_1}$ wird 0.84 und für das Verzögerungsverhältnis $(W_2/W_1)_{\text{Nabe}}$, wobei W_2 bzw. W_1 die relativen Laufradabström- bzw. Zuströmgeschwindigkeiten an der Nabe sind, wird 0.68 angesetzt [9]. Für die Auslegung der Verdichter wird eine Variationsrechnung durchgeführt. Variiert wurde die Umfangsgeschwindigkeit U_1 an der Nabe zwischen 270 m/sec mit 180 m/sec. Da die Schallgeschwindigkeit des Heliums sehr hoch liegt, könnte man die obere Grenze der Umfangsgeschwindigkeit ohne Gefahr einer Überschallgeschwindigkeit noch höher wählen. Sie ist nur begrenzt durch die Festigkeit des Läufers und der Schaufeln. Die untere Grenze ergibt sich aus der Forderung, daß die Stufenzahl nicht zu hoch wird.

Als Werkstoff für die Verdichterschaufeln ist der von G.4 Steel der englischen Firma Jessop-Saville vorgesehen [22]. Für dieses Material ist die maximale zulässige Beanspruchung $\sigma_{\text{zul}} = 30 \text{ kg/mm}^2$, bei 100°C .

Folgende Größen werden berechnet:

Innendurchmesser:	$d_i = d_{iE} = d_{iA}$
Stufenzahl:	Z
Stufenförderhöhe:	Δh

Verdichtereintritt

Druckziffer	ψ_E
Nabenverhältnis	ν_E
Außendurchmesser	d_{aE}
Schaufelhöhe	h_E
Fliehkraftspannung	σ_E
Umlenkung	$\Delta \beta$
Machzahl	M

Verdichteraustritt

Druckziffer	ψ_A
Nabenverhältnis	ν_A
Außendurchmesser	d_{aA}
Schaufelhöhe	h_A
Umfangsgeschwindigkeit	U_{aA}

3.2.2 Ergebnisse und Festlegung des Auslegungspunktes

Die Ergebnisse der Berechnungen für die Verdichtergruppen sind in Abb. 26 dargestellt.

Die Diagramme zeigen als Funktion der Umfangsgeschwindigkeit U_i an der Nabe die minimale Schaufelhöhe h_A am Austritt der Verdichter, das Nabenverhältnis am Verdichtereintritt, den Nabendurchmesser d_i , die Stufenzahl Z und die Fliehkraftspannung σ_E im Schaufelfuß am Verdichtereintritt.

Man erkennt, daß der Innendurchmesser d_i für wachsende Umfangsgeschwindigkeit U_i bei konstanter Drehzahl zunehmen muß und damit auch das Nabenverhältnis. Die Schaufelhöhe nimmt also ab und damit sinken die Fliehkraftspannungen. Da mit steigender Umfangsgeschwindigkeit die Stufenförderhöhe anwächst, nimmt die Stufenzahl ab. Um die Fliehkraftspannung, die Stufenzahl und die Schaufelhöhe in sinnvollen Grenzen zu halten, wurde für die Verdichtergruppe eine Umfangsgeschwindigkeit von $U_i = 232$ m/sec gewählt. Damit liegt der Auslegungspunkt fest. Die wesentlichen Auslegungsdaten sind in der Tabelle 4 zusammengefaßt. Aufgrund der obigen Auslegung ergibt sich für eine 1000 MWe-Anlage mit gasgekühltem schnellem Brüter ein einwelliger Turbosatz, der eine Länge von ca. 25 m und einen Gehäusedurchmesser von ca. 5 m hat.

4. Wärem austauschende Apparate

4.1 Wärmeaustauscher

4.1.1 Allgemeines zur Bauart

Einer der wichtigsten Bauteile einer Gasturbinenanlage ist der Wärmeaustauscher, der die Abwärme des in der Turbine entspannten Gases zur Vorerhitzung des Hochdruckgases ausnutzt und damit die gleiche Aufgabe hat wie die Vorwärmstufen des Dampfprozesses. Während in der Dampfanlage, die in den Vorwärmstufen übertragene Wärmemenge im Durchschnitt etwa einem Drittel der zugeführten Primärwärme entspricht, sind bei der Gasturbine die übertragenen Wärmemengen im Wärmeaustauscher und im Reaktor fast gleich [15].

Der Rechnung wurde eine Konstruktion nach Abb. 27 zugrunde gelegt. Das von der Turbine kommende entspannte Gas tritt bei a in den Mantel des Wärmeaustauschers ein und wird durch die Umlenkbleche mehrfach im Kreuzstrom durch das kreisringförmig angeordnete Rohrbündel geführt. Es verläßt den Wärmeaustauscher bei b. Das vom HD-Verdichter kommende kalte Gas tritt bei c in den Wärmeaustauscher ein, strömt durch die Rohre des Rohrbündels und verläßt den Wärmeaustauscher bei d. Innerhalb des Rohrbündels sind die Rohre jeweils auf den Eckpunkten eines gleichseitigen Dreiecks angeordnet, ihr Achsabstand beträgt im Mittel $1.6875 d_a$, wobei d_a der Außendurchmesser der Rohre ist. Da die Rohre auf einem Kreisring angeordnet sind und immer eine ganze Zahl von Rohren auf dem Kreisumfang angebracht sein muß, kann dieser Achsabstand natürlich nicht streng eingehalten werden; man ändert immer nach einigen Rohrreihen die Teilung, um dem Mittelwert möglichst nahe zu bleiben. Der Mittelwert für die Teilung von $1.6875 d_a$ erweist sich als günstig für die gewählte Bauart.

Für Gasturbinen-Anlagen ist die gewählte Bauweise (Rohrbündel Wärmeaustauscher mit Glattrohren) besser als die Helix-Bauweise mit gewickelten Rohren, weil bei gleicher Wärmeleistung und gleichen Druckverlusten, das Bauvolumen wesentlich niedriger ist [16].

Glattrohre werden gewählt, da Rippenrohre wegen der Gefahr der Kontaminierung und ihrer schlechten Zugänglichkeit nicht geeignet erscheinen.

4.1.2 Berechnungsgrundlagen

Für die Berechnung der beschriebenen Wärmeaustauscherbauart liefert die Kreislaufrechnung die Ein- und Austrittszustände des Heliums (Druck und Temperatur), die zu übertragende Wärmemenge, den Durchsatz und den zulässigen Druckverlust. Bei der Auslegung des Wärmeaustauschers geht man von der Grundgleichung der Wärmeübertragung

$$Q = K \cdot F^* \cdot \Delta T_M \quad (2)$$

aus. Q ist die zu übertragende Wärmemenge, K die Wärmedurchgangszahl, F^* die notwendige Austauschfläche und ΔT_M die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz des Kreuzgegenstromwärmeaustauschers. Sie ergibt sich aus derjenigen des reinen Gegenstromwärmeaustauschers ΔT_{Mgeg}

$$\text{zu} \quad \Delta T_M = \epsilon \Delta T_{Mgeg};$$

$$\text{wobei} \quad \Delta T_{Mgeg} = \frac{\Delta t_h - \Delta t_k}{\ln \frac{\Delta t_h}{\Delta t_k}} \quad (3)$$

ist. Δt_h bzw. Δt_k in Gl. (3) bedeuten die Temperaturdifferenz auf der heißen bzw. kalten Seite des Wärmeaustauschers. Für den Wert von ϵ hat Dingler [25] die Näherungsformel

$$\epsilon = \left(\frac{T_{NE} - T_{HE}}{T_{NH} - T_{HE}} \right) - \frac{0.6}{U} \cdot \lg \left(\frac{T_{NE} - T_{HE}}{T_{NA} - T_{HE}} \right) \quad (4)$$

angegeben. U gibt die Zahl der Umlenkungen, die nach Gl. (4) um so größer gewählt werden müssen, je günstigere ϵ -Werte man haben will. Um die wirklich benötigte Austauschfläche zu erhalten, wurde ein Zuschlag von 25% zu der berechneten Wärmeleistung gemacht.

Für die Wärmedurchgangszahl gilt bekanntlich die Beziehung

$$\frac{1}{K_a} = \frac{1}{\alpha_a} + f_a + \frac{F_a \cdot \delta}{F_M \cdot \lambda} + \frac{F_a}{F_i} \left(\frac{1}{\alpha_i} + f_i \right)$$

wobei f_i und f_a die Verschmutzungsbeiwerte, F_i und F_a die wärmeaufnehmenden bzw. wärmeabgebenden Oberflächen, α_i und α_a die entsprechenden Wärmeübergangszahlen sind, δ die Dicke der Wand, λ die Wärmeleitfähigkeit des Werkstoffes und F_M ein Mittelwert zwischen F_i und F_a gegeben von

$$F_M = \frac{F_a - F_i}{\ln F_a - \ln F_i}$$

Die Gleichungen um α_a und α_i zu berechnen sind [26,27] entnommen.

Für den Druckverlust Δp im Rohr gilt:

$$\Delta P_i = \lambda \cdot \frac{l}{d_i} \cdot \frac{\rho}{2} w^2$$

Mit dem dimensionslosen Verlustbeiwert λ , dem Verhältnis der Rohrlänge zum Durchmesser d_i , der Dichte ρ des Strömungsmediums und der Strömungsgeschwindigkeit w . Bei der Durchströmung von Rohrbündeln senkrecht zu den Rohrachsen wird der Druckverlust zu

$$\Delta P_m = n \cdot \gamma \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2$$

angegeben. Darin bedeuten n die Zahl der in der Strömungsrichtung hintereinander liegenden Rohrreihen und γ ein Faktor der von Re-Zahl und Teilungsverhältnis abhängt. Da die Wärmeleistung groß ist (~ 1800 MWth) und damit auch die Austauschfläche, sind für diese Anlage 6 Einheiten vorgesehen, um die Abmessungen (Länge und Manteldurchmesser) günstig zu gestalten und damit zu transportablen Baugrößen zu kommen. Es wurde ein Rohrdurchmesser von 8 mm gewählt. Das Kriterium für die Wahl dieser Rohrabmessung bildet die freie Rohrlänge und damit die Länge des Wärmeaustauschers.

Die Stoffwerte des Heliums, bezogen auf mittleren Druck und Temperatur, wurden aus [28,29,30] entnommen.

Für die Auslegung des Wärmeaustauschers wird ein relativer Gesamtdruckverlust von 3.4% für ND- und HD-Seite zugelassen.

Die Aufteilung des gesamten relativen Druckverlustes auf die HD- und ND-Seite des WA wird variiert; dadurch erhält man eine große Anzahl von brauchbaren Lösungen, aus denen die günstigste ausgewählt werden kann.

4.2.3 Ergebnisse des Berechnung

Die Ergebnisse der Berechnung für den Wärmeaustauscher sind in Abb. 28 dargestellt. Dort sind über der Anzahl der Rohre die freie Rohrlänge, die Austauschfläche, der Manteldurchmesser sowie der Rohrkorbinnen- und -außendurchmesser aufgetragen. Weiterhin ist der Verlauf der Druckverluste auf der Niederdruckseite und Hochdruckseite über der Rohrzahl dargestellt. Die Kennwerte, die in Abb. 28 aufgetragen sind, gelten für 6 Umlenkungen.

Da die Druckverluste auf der HD-Seite sinken, muß die freie Rohrlänge mit wachsender Rohrzahl abnehmen. Der Gesamtdruckverlust im Wärmeaustauscher ist konstant, und deshalb muß der Druckverlust auf der ND-Seite ansteigen. Mit steigendem Druckverlust auf der ND-Seite und steigender Rohrzahl wächst die Differenz zwischen Außen- und Innendurchmesser des Rohrkorb. Daraus folgt, daß der Wärmeaustauscher kürzer und dichter wird. Die Austauscherfläche, die proportional zur Rohrzahl und zur freien Rohrfläche ist, zeigt ein Minimum und steigt dann mit wachsender Rohrzahl ziemlich stark an. Der Bereich minimaler Austauscherfläche liegt bei einem $\epsilon_{ND} = 40 - 50\%$ des Gesamtdruckverlustes im Wärmeaustauscher. Vorausgesetzt die Kosten des WA sind proportional der Austauscherfläche, dann kann man auf einfache Weise den Auslegungspunkt des Wärmeaustauschers bestimmen. Die genauen Auslegungsdaten des gewählten Wärmeaustauschers sind aus Tab. 5 ersichtlich.

4.2 Kühler

4.2.1 Allgemeines zur Bauart

Neben dem Wärmeaustauscher müssen die Kühler, die das Helium auf die vorgesehene Verdichtereintrittstemperatur von 30°C abkühlen, ausgelegt werden.

Zur Auswahl stehen zwei Bauarten: Glattrohrbündel-Kühler und Wärmeaustauscher-Bauart mit glatten Rohren. Die Hauptunterschiede sind in der Strömung: im ersten Fall strömt das Kühlwasser im Kreuzgegenstrom in den Rohren und das Helium um die Rohre, umgekehrt bei der WA-Bauart.

Jede der beiden Bauarten hat Vorteile: Wenn kein Doppelkühlwasserkreislauf vorgesehen ist, dann haben die Bündel-Kühler den großen Vorteil einer kontinuierlichen Reinigung mit mechanischen Mitteln während des Betriebes, was bei der WA-Bauart unmöglich ist. Aber in der Kernkraftwerksanlage ist aus Sicherheitsgründen ein Doppelkühlwasserkreislauf vorgesehen und damit entfällt das Reinigungsproblem, da die Kühler immer von reinem Wasser durchströmt werden. Andererseits sind die Kühler der WA-Bauart länger und schmaler als die Bündel-Kühler, die kürzer und breiter sind. Die Kühler der WA-Bauart sind für die integrierte Bauweise besser geeignet, deshalb wurde die WA-Bauart für die Auslegung der Kühler gewählt, die schematisch in Abb. 29 gezeichnet ist. Das Kühlwasser tritt bei c in den Kühler ein, strömt um die Rohre und nach mehreren Umlenkungen fließt es bei d ab. Das warme Arbeitsgas gelangt bei e in den Kühler, strömt in den Rohren und verläßt ihn bei f.

4.2.2 Ausgangsdaten und Ergebnisse der Berechnung

Für die Auslegung der Kühler sind die thermodynamischen Grundlagen naturgemäß die gleichen wie bei der Auslegung des Wärmeaustauschers. Unterschiede in der Berechnung ergeben sich jedoch dadurch, daß bei den Kühlern die Wärme vom Helium an das Wasser übertragen wird, während im Wärmeaustauscher die Wärmeübertragung zwischen Helium-Helium stattfindet.

Die notwendigen Daten für die Berechnung wie die Zustände am Ein- und Austritt (Temperatur und Druck) sind durch die Kreislaufrechnung bestimmt, während die Stoffwerte aus der Literatur [26,28,29,30] zu entnehmen sind. Die Kühlfläche besteht aus Rohren von 15 mm Durchmesser und 1 mm Wandstärke kreisförmig angeordnet, so daß je ein Rohr auf dem Eckpunkt eines gleichseitigen Dreiecks liegt. Das Teilungsverhältnis der Rohre beträgt $t/d_a = 1.5$. Diese Werte führen zu günstigeren Abmessungen. Ein größeres Teilungsverhältnis bedeutet größerer Manteldurchmesser, während für gleiches t/d_a kleinere Rohrdurchmesser zu einer größeren Anzahl von Rohren und zu kürzeren Kühlern führen, dagegen wird für große Rohrdurchmesser der Kühler zu lang.

Wie bei den Wärmeaustauschern sind für die Kühler 6 Einheiten vorgesehen. Die Ergebnisse der Berechnung für den Vorkühler und den Zwischenkühler sind in Abb. 30 dargestellt. Als Funktion des Druckverlustes in den Rohren sind die freie Rohrlänge, der Manteldurchmesser und die Rohrzahl aufgetragen.

Aus Fertigungsgründen werden alle Kühler (Vorkühler und Zwischenkühler) so ausgelegt, daß die Abmessungen fast gleich sind, was natürlich wesentlich die Kosten der Kühler reduziert. Das führt zu einer verschiedenen Druckverteilung in beiden Kühlern, da die Helium-Zustände nicht gleich sind. Es muß aber darauf geachtet werden, daß der Gesamtdruckverlust konstant bleibt. Nach diesen Überlegungen und Bedingungen sind die Kühler ausgelegt worden.

Aus Abb. 30 erkennt man, daß mit wachsendem Druckverlust im Rohr die freie Rohrlänge zunimmt, damit sinkt die Anzahl der Rohre stark. Aber ein Abfall der Gesamtrohrzahl führt zu einem Abfall des Manteldurchmessers. Die genauen Auslegungsdaten sind in Tab. 6 aufgeführt. Damit sind alle Komponenten der 1000 MWe-Anlage ausgelegt.

5. Rohrleitungen

5.1 Allgemeines

Bei einer integrierten Bauweise, wie sie in dieser Anlage vorgesehen ist, siehe Abschnitt 7, stellt die Auslegung und Verlegung der Verbindungsrohrleitungen ein besonders schwieriges Problem dar. Die großen Volumenströme erfordern entsprechend große Querschnittsflächen, wenn man unzulässig hohe Geschwindigkeiten und Druckverluste vermeiden will. Aber große Querschnittsflächen bedeuten andererseits mehr Raumbedarf und damit höhere Anlagekosten, was natürlich nicht erwünscht ist. Also ist auch bei der Rohrleitungsauslegung ein Kompromiß zwischen Betriebskosten (Druckverluste-Wirkungsgrad) und Investitionskosten (Baugröße-Rohrleitungsquerschnitte) zu treffen.

Um jedoch die Kosten in sinnvollen Grenzen zu halten, werden bei der vorliegenden Anlage Rohrleitungsdurchmesser zwischen 0.9 und 1.4 m zugrunde gelegt. Die entsprechenden Gasgeschwindigkeiten im Rohr liegen zwischen 35 und 75 m/sec.

5.2 Rohrleitungsdruckverlust

Der relative Druckverlust ϵ , der sich beim Durchströmen einer Rohrleitung ergibt, ist definiert als

$$\epsilon = \frac{\Delta p}{p},$$

darin sind Δp der absolute statische Druckverlust zwischen Ein- und Austritt und p der Ruhedruck am Eintritt. Der gesamte Druckverlust in einer Rohrleitung setzt sich zusammen aus den Druckverlustanteilen der geraden Rohrstücke, der Rohrkrümmer, der Querschnittsverengungen und Erweiterungen, der Armaturen sowie der Rohrverzweigungen. Für den Absoluten Druckverlust Δp gilt

$$\Delta p = \zeta \rho \frac{w^2}{2}$$

Darin ist ζ der Druckverlustbeiwert, der eine Funktion der Reynoldszahl, der Rohrrauigkeit und der Rohrgeometrie ist. W ist die mittlere Strömungsgeschwindigkeit im Rohr, ρ ist die Dichte des strömenden Mediums, die als Konstante angenommen wird, weil der Druckverlust und die Temperaturänderung über die Länge der Rohrleitung sehr klein ist. Der Druckverlustbeiwert ζ berechnet sich unterschiedlich je nach der Art des betrachteten Rohrleitungsteils [26,31,32,33]. Die Rohrleitungsführung, die Abmessung der Rohrleitung sowie die Art der einzelnen Rohrleitungsteile sind aus Abb. 33 zu ersehen. Wie man aus Abb. 34 sieht, beträgt der Krümmungswinkel im Regelfall 90° , so daß sich ohne Strömungsführung in den Krümmern hohe Krümmerverluste ergeben würden (Abb. 34b, 1) [32]. Aus diesem Grund werden die Krümmen mit einem Strömungsgitter versehen (Abb. 34a). Ihr Verlustbeiwert ist zu $\zeta = 0.12$ eingesetzt worden (Abb. 34b, 2). Die Absolute Sandrauigkeit der Rohre wurde zu $K_1 = 0.1$ mm eingesetzt. Drucke und Temperaturen, mit denen die statischen Dichten am Eintritt der Rohrleitungen berechnet werden, entnimmt man dem Kreislaufschema der Anlage (Abb. 2). Ebenso sind darin die Durchsätze enthalten. Damit sind alle Daten zur Berechnung der Rohrdruckverluste bekannt. Um die Druckverluste zu berücksichtigen, die wegen Toleranzen an der Wanddicke und dem Außendurchmesser auftreten, sowie durch Ein- und Ausströmverluste, wird ein Sicherheitszuschlag von 10% [33] der jeweiligen Rohrdruckverluste veranschlagt. Die Ergebnisse der Berechnung sind in Tabelle 7 enthalten. Wie aus dieser Tabelle ersichtlich ist, beträgt der Gesamtrohrleitungsdruckverlust im Kreislauf, nach der Auslegung der wärmeaustauschenden Apparate

$$\varepsilon_{\text{ges}} = \varepsilon_{\text{Rl}} + \varepsilon_{\text{App}} + \varepsilon_{\text{R}} = 4.2 + 6.05 + 3.5 = 13.75\%$$

Man sieht, daß der Gesamtdruckverlust im Kreislauf höher ist als der im Abschnitt 2.1.6 für die Kreislaufauslegung angenommene Wert von $\varepsilon_{\text{ges}} = 10\%$. Man muß deshalb eine neue Kreislaufrechnung durchführen.

6. Nachrechnung des Kreislaufes

Mit den in Tabelle 7 angegebenen Druckverlusten und den in den Tabellen 3, 4, 5, 6 zusammengestellten Ergebnissen der Auslegung der Maschinen und Apparate wurde der Kreislauf erneut durchgerechnet. Die Ergebnisse dieser Rechnung sind in der Tabelle 8 zusammengefaßt. Unter der Annahme eines relativen Gesamtdruckverlustes von $\epsilon_{\text{ges}} = 13.75\%$ ergibt sich ein Nettowirkungsgrad von 31.64% entsprechend einer thermischen Leistung des Reaktors von 3160.55 MWth bei einem Massendurchsatz von 1682.3 kg/sec und einer Reaktoreintrittstemperatur von 344°C. Der Nettowirkungsgrad liegt also 1.84 Punkte unter dem Wert, der sich zu Beginn der Auslegungsrechnung mit dem geschätzten Druckverlust $\epsilon_{\text{ges}} = 10\%$ ergeben hatte (33.5% siehe Abschnitt 2.3.1). Die Änderung des Nettowirkungsgrades stimmt überein mit der Abhängigkeit des Nettowirkungsgrades vom Gesamtdruckverlust (Abschnitt 2.3.2). Auch die Hauptkomponenten und die Rohrleitungen wurden nachgerechnet, unter der Annahme, daß der Gesamtdruckverlust konstant bleibt. Die endgültigen Daten für Turbine, Verdichter, Wärmeaustauscher, Kühler und Rohrleitungen sind in den Tabellen 9, 10, 11, 12 und 13 angegeben.

7. Aufbau der Anlage

7.1 Allgemeines

Neben Optimierung und Auslegung der Anlage ist die Anordnung der zur Kernkraftwerksanlage gehörenden Komponenten von entscheidender Bedeutung für die Wirtschaftlichkeit. Da die Heliumturbine direkt mit dem Reaktor gekoppelt ist, wie die bereits unter 1.1 beschriebene Anlage, wird die Anordnung hauptsächlich durch Sicherheitsaspekte bestimmt. Die Kontaminationsgefahr für die Umgebung auch im Fall des größten anzunehmenden Unfalles (Bruch einer Heißgasleitung) muß ausgeschlossen werden.

Von diesem Gesichtspunkt ist die vollintegrierte Bauweise, bei der die Komponenten der Heliumturbine zusammen mit dem Reaktor in einem Spannbetonbehälter untergebracht sind,

gegenüber der konventionellen Anordnung, bei der die Komponenten in einem Maschinenhaus angeordnet sind und der Reaktor räumlich getrennt steht, von großem Vorteil und und bietet dazu eine Anlage die sehr kompakt ist.

7.2 Vollintegrierte Anordnung

Abb. 35 zeigt eine mögliche vollintegrierte Anordnung für eine 1000 MWe-Anlage. Im Zentrum des zylindrischen Spannbetonbehälters liegt die Reaktorkaverne, die durch einen etwa 4m dicken ausbaubaren Deckel abgedichtet ist. Da durch den Deckel die Brenn- und Kontrollstäbe hindurchgeführt werden müssen, und deshalb die Betonmenge relativ klein ist, wird ein Doppeldeckel als Abschluß vorgesehen. Um das Core befinden sich symmetrisch angeordnet 6 Durchbrüche, in denen sich jeweils 1 Wärem austauscher (3), 1 Vorkühler (4) und 1 Zwischenkühler (5) befindet. Platz für die Rohrleitungen ist ebenfalls vorhanden. Als Abschluß dieser Durchbrüche sind Doppeldeckel vorgesehen, wobei durch die unteren Deckel Rohrleitungen zu den Wärmeaustauschern und Kühlern geführt werden müssen. Im unteren Teil des Spannbetonbehälters ist der Turbosatz (2) untergebracht. Der Einwellen-Turbosatz besteht aus einem Hochdruckverdichter, einer zweiflutigen Turbine und einem Niederdruckverdichter und ist mit dem Generator (6) und dem Anwurfmotor (7) durch eine Welle verbunden. Die Welle muß durch den Beton und die Behälterwand druckdicht vom Reaktorgebäude in den Anbau geführt werden. Das Fundament des Anbaues ist mit dem des Reaktorgebäudes verbunden, dabei werden Relativbewegungen vermieden. Um keine Schwingungskräfte in die Gründungsplatten zu leiten, ist die Abstützung des Turbosatzes und des Generators weich. An der Hochdruckverdichterseite ist eine Öffnung für die Montage und Reparatur im Spannbetonbehälter vorgesehen. Unterhalb der Reaktorkaverne befindet sich ein Raum für die Reservespeicherung (11) und zwei Räume für Brennelementlagerung (10). Dazwischen ist ein Raum für die Brennelementwechselmaschine vorgesehen. Zur Abfuhr der Nachwärme sind unabhängige Kreisläufe (8) vorgesehen, die durch eine Berieselungsanlage (9) ergänzt werden. Für den Spannbetonbehälter ergibt sich ein Durchmesser von 41.5 m und eine Höhe von 43 m über der Erde,

während das Reaktorgebäude eine Höhe von etwa 73 m und einen Durchmesser von 49 m erhalten wird. Dabei bietet ein Spalt von 3.0 m zwischen Spannbetonbehälter und Gebäudewand genügend Platz für die Wickelmaschine zum Spannen der Spannbänder. Oberhalb des Spannbetonbehälters dient ein Rundlaufdrehkran als Haupthebezeug dem Wechsel bzw. der Montage z.B. der Wärmeaustauscher oder Kühler. Die hohe nukleare Sicherheit, das geringe Bauvolumen und die relative leichte Wartung und Montage der Hauptkomponenten bei der oben beschriebenen Anlage stellen ein Optimum für ein Kernkraftwerk mit einem gasgekühlten schnellen Brutreaktor dar.

8. Schlußfolgerung

Nach den Ergebnissen dieser ersten vorläufigen Auslegungsrechnung kann man feststellen, daß für die Komponenten keine große Schwierigkeiten auftreten werden, da die Baugröße der wärmeaustauschenden Apparate (Wärmeaustauscher und Kühler) günstig sind und für die Turbinenschaufeln keine Kühlung notwendig ist. Außerdem ist eine vollintegrierte Bauweise mit Verwendung eines einwelligen Turbo-Turbosatzes möglich.

Bei einer Gastemperatur von 706°C am Turbineneintritt liegt der optimale Wirkungsgrad bei ca. 31.7%. Höhere Wirkungsgrade (bis 41%) wären bei dieser Temperatur möglich [23], aber sie sind nur mit erheblich größeren Komponenten und größeren Rohrleitungen und deswegen wesentlich höheren Anlagekosten zu erreichen.

Der Verfasser dankt Herrn Artz für seine Mitarbeit bei der konstruktiven Zugrundelegung der vollintegrierten Anordnung.

Symbole

n_{th}	%	Thermische Wirkungsgrade der Anlage
ΔH_{NUTZ}	KJ/kg	Nutzarbeit
q_{zu}	KJ/kg	Zugeführte Wärme
n_T	%	Innere Wirkungsgrad der Turbine
n_V	%	Innere Wirkungsgrad der Verdichter
H_T	KJ/kg	Turbinenarbeit
H_V	KJ/kg	Verdicherarbeit
C_p	KJ/kg-grad	Spezifische Wärme
K	-	Isentropenexponent
π_T	-	Entspannungsverhältnis in der Turbine
T	$^{\circ}K$	Temperatur
ϵ	%	Relative Druckverlust
m	Kg/sec	Massendurchsatz
V	m^3/sec	Volumendurchsatz
N_{Kupp}	MW	Kupplungsleistung
h	mm	Schaufelhöhe
N_T	MW	Turbinenleistung
N_V	MW	Gesamtverdichterleistung
Δt_h	grad	Grädigkeit am Heißende der WA-Apparate
Δt_k	grad	Grädigkeit am Kaltende der WA-Apparate
c_u	m/sec	Komponenten der Absolutgeschwindigkeit in Umfangsrichtung
U	m/sec	Umfangsgeschwindigkeit
C_1	m/sec	Absolutgeschwindigkeit des Gases am Laufradeintritt
C_2	m/sec	Absolutgeschwindigkeit des Gases am Leitradeintritt
ω	-	Reaktionsgrad

W_1	m/sec	Relative Laufradzuström- geschwindigkeit
W_2	m/sec	Relative Laufradabström- geschwindigkeit
d	mm	Durchmesser
$v = d_i/d_a$	-	Nabenverhältnis
α_0	o	Leitradzuströmwinkel
α_1	o	Leitradabströmwinkel
β_1	o	Laufradzuströmwinkel
β_2	o	Laufradabströmwinkel
C_z	m/sec	Axialgeschwindigkeit des Gases
C_{2u}, C_{1u}	m/sec	Komponenten der Absolutge- schwindigkeit in Umfangsrichtung
Z	-	Stufenzahl
σ	kg/mm ²	Spannung
M	-	Machzahl
r	mm	Radius
$\Delta C_u = C_{1u} + / C_{2u} /$	m/sec	Änderung der Umfangskomponenten der Absolutgeschwindigkeiten
n	U/min	Drehzahl
F	m ²	Durchströmquerschnitt
$\varphi = C_z / U$	-	Lieferzahl
W_2 / W_1	-	Verzögerungsverhältnis
Δh	m ² /sec ²	Stufenförderhöhe
$\psi = \frac{\Delta h}{u^2/2}$	-	Druckziffer

Indizes

WA	Wärmeaustauscher
R	Reaktor
VK	Vorkühler
ZK	Zwischenkühler
VE	Verdichtereintritt
TE	Turbine Eintritt
VA	Verdichter Austritt
TA	Turbine Austritt
i	innen
a	außen
A	Austritt
E	Eintritt
iA	Innen-Austritt
iE	Innen-Eintritt
aA	Außen-Austritt
aE	Außen-Eintritt
NE	Niederdruckseite Eintritt des WA
NA	Niederdruckseite Austritt des WA
HE	Hochdruckseite Eintritt des WA
HA	Hochdruckseite Austritt des WA
HD	Hochdruckseite des WA
ND	Niederdruckseite des WA
Rl	Rohrleitung
App	wärmeaustauschende Apparate

Literaturverzeichnis

- [1_] Bammert, K.: Die thermodynamischen Eigenschaften von Helium als Arbeitsmedium für nukleare Gasturbinen - Kerntechnik 11 Jg (1969)
- [2_] Bammert, K.: Kernheizkraftwerke mit Gasturbine für verschiedene Arbeitsmittel - Atomkernenergie 6. Jg. (1961)
- [3_] Gasbrüter-Memorandum - Zusammengefaßt von M. Dalle Donne - KFK-1375 (1971)
- [4_] Frutschi, H.U.: Gasturbinen für He-gekühlte Kernreaktoren - Technica Nr. 10 (1969) S. 931 - 935
- [5_] Savatteri, C.: Der Wirkungsgrad einer Anlage mit Heliumgekühltem Schneltem-Brutreaktor und Gasturbine für 1000 MWe - INR-interner Bericht - unveröffentlicht
- [6_] Thorn, J.D., Prince, K., Coast, G.: Nuclear Gas Turbine Concepts - IAEA - Symposium on Advanced and High Temperature Gas-Cooled Reactors-Jülich C 1-25 October 1968 - SM-111/40
- [7_] Hurst, J.W.: Some Considerations Affecting the Integration of Gas Turbines with Direct Cycle Gas Cooled Reactors - Rolls-Royce Ltd. -
- [8_] Holliday, J.B., Hurst, J.W.: The Application of Gas-Turbines to Reactor Systems - Rolls-Royce Ltd. -
- [9_] Bammert, K. Twardzick, W.: Kernkraftwerke mit Heliumturbinen für große Leistungen - Atomkernenergie 9/10 (1967)
- [10_] Traupel, W.: Thermische Turbomaschinen - Erster Band (1966), Springer-Verlag, Berlin
- [11_] Bammert, K., Fiedler, K.: Die Strömung in axialen Turbomaschinen- Ingenieur Archiv, Band 33 (1962) S. 322/329
- [12_] Bammert, K.: Theorie der thermischen Turbomaschinen - Teil II - Vorlesung Winter-Semester 1969 - Technische UNI Hannover
- [13_] GHH - Die Strömung in vielstufigen Axialturbinen und Axialverdichtern - (1954)
- [14_] Horlock, J.H.: Axialkompressoren - G.Braun Verlag, Karlsruhe, 1967
- [15_] Bammert, K., Klänkens, H., Mukhezjee, S.K.: Auslegung und Konstruktion von Wärmetauschern für geschlossene Gasturbinenanlage - BWK Bd. 22 (1970)

- [16] Stürmer, H.: Execution and development of heat exchangers in nuclear power plant and experiment facilities - Kerntechnik - 1 (1970)
- [17] Dalle Donne, M.: Comparison of He, CO₂ and steam as coolants of a 1000 MWe Fast Reactor - KFK 447 (1966)
- [18] Malese-d'Hospital, G., Fortescue, P.: Thermodynamic Comparison of Gas coolants for nuclear reactors - Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, London (1966)
- [19] Bammert, K., Böhm, E.: High Temperature Gas-Coolend reactor with gas turbine - ENEA Symposium on the Technology of integrated Primary Circuits for Power Reactors, O.E.C.D. Headquarters, Paris (1968)
- [20] Bammert, K.: Zur Frage der Optimierung von nuklearen Gasturbinen-Kraftwerken - Energie and Technik 1 (1965)
- [21] Bammert, K.: Ausblick der Heliumturbine für große Kraftwerksleistungen - Atomkernenergie 12 (1967)
- [22] Jessop-Saville: High Temperature Steels - Data Slets -
- [23] GHH - Geschlossene Gasturbinenanlage für einen Heliumgekühlten Schnellen Brüter (1967)
- [24] Burgsmüller, P., Rodner, H.: Der Rekuperator für einen schnellen Leistungsreaktor von 1000 MWe mit direktem Gasturbinenkreislauf - BWK Bd. 21 (1969)
- [25] Dingler, J.: Kreuz- und Kreuzgegenstrom bei Luft-erhitzern - Energie 3 (1951) S. 226-227.
- [26] VDI-Wärmeatlas - Düsseldorf: VDI-Verlag (1960)
- [27] Hausen, H.: Neue Gleichungen für den Wärmeübergang bei freier oder erzwungener Strömung - Allgemeine Wärmetechnik 9 (1959)
- [28] AKin, S.W.: The thermodynamic properties of helium Trans. ASME 72 (1950)
- [29] Tsederberg, N.V.: Thermal Conductivity of gases and liquids - The MIT Press, Massachusetts Instituts of Technology, Cambridge, Mass. USA (1955)
- [30] Hilsenrath, J., Touloukian, Y.S.: The Viscosity, Thermal conductivity and Prandtl number for air, O₂, N₂, NO, H₂, CO, CO₂, H₂O, He and A. Trans. ASME 76 (1952)
- [31] Wiese, Fz.-F.: Rohrleitungen in Dampfkraftwerken mit dampfverbrauchenden Betrieben - VDI-Verlag GmbH., Düsseldorf (1960)

- [32] Albring, W.: Angewandte Strömungslehre, 3. Auflage
Verlag Theodor Steinkopff, Dresden (1966)
- [33] Handbuch für den Rohrleitungsbau, 2. Auflage -
Berlin: VEB Verlage Technik (1965)
- [34] Chermanne, J.: Preliminary Design Study of 1000 MWe
CO₂ Cooled Direct Cycle Fast Breeder Reactor,
Dez. 1969.
- [35] Gasturbinen-Hochtemperatur-Reaktor Kraftwerk
Vorläufiger Sicherheitsbericht, BBK Reaktorbau
März 1963
- [36] Broido, J.H., Lys L.A.: Principal Considerations
in the Design of Gas Cooled Fast Reactor with
Direct Cycle Gas Turbines, SM-111/69
- [37] Prestressed concrete pressure vessels -
The Institution of Civil Engineers, London 1968
- [38] Zweite Informationstagung über Reaktordruck-
behälter aus Spannbeton und ihre Wärmeisolierung
EUR 4531d/f/i/n/e (1969)

Tabelle 1: Ausgangsdaten für die Berechnung des Kreislaufes

Elektrische Nettoleistung	MWe	1000
Arbeitsmittel	-	Helium
Turbineneintrittstemperatur	°C	706
Primärdruck	kg/cm ²	100
Verdichereintrittstemperatur	°C	30
Grädigkeit des Wärmeaustauschers	grd	45
Zahl der Zwischenkühlungen	-	1
Reaktordruckverlust	%	3.5
Druckverlust im übrigen Kreislauf	%	6.5
Turbinenwirkungsgrad	%	91
Verdichterwirkungsgrade	%	88/87
Generatorwirkungsgrad	%	98.5
Mechanischer Wirkungsgrad	%	99.7
Eigenbedarf	MW	18

Tabelle 2: Einfluß der Auslegungsparameter auf den Nettowirkungsgrad

Auslegungsdaten der Anlage:

Turbineneintrittstemperatur	°C	706
Primärdruck	kg/cm ²	100
Entspannungsverhältnis	-	3
Verdichtereintrittstemperatur	°C	30
Grädigkeit des Wärmeaustauschers	grad	45
Turbinenwirkungsgrad	%	91
Verdichterwirkungsgrad	%	88/87
Reaktorverlust	%	3.5
Gesamtverlust	%	10

Geänderte Größen	Änderung	Änderung des Wirkungsgrades
Turbineneintrittstemperatur	+ 10°C	+ 0,56
Verdichtereintrittstemperatur	+ 10°C	+ 1,68
Grädigkeit des Wärmeaustauschers	+ 10°C	+ 0,925
Turbinenwirkungsgrad	+ 1%	+ 0,62
Verdichterwirkungsgrade	+ 1%	+ 0,59
Druckverlust	+ 1%	+ 0,5

Tabelle 3: Hauptdaten der Turbine der
1000 MWe-Anlage (2-flutig)

Eintrittsdruck	kg/cm ²	96.1
Leistung	MW	1320.
Durchsatz	kg/sec	794.6
Entspannungsverhältnis	-	3
Drehzahl	U/min	3000
Stufenzahl	-	15
Innendurchmesser d_i	mm	1350.8
Außendurchmesser $\left\{ \begin{array}{l} d_{aE} \\ d_{aA} \end{array} \right.$	mm	1747.7
	mm	2078.2
Nabenverhältnis ν_E	-	0.773
Nabenverhältnis ν_A	-	0.65
Lauftradaustrittswinkel β_2	o	28
Leitradzuströmwinkel α_o	o	70
Leitradaustrittswinkel α_1	o	27.04
Schaufelhöhe, Eintritt h_E	mm	198.45
Schaufelhöhe, Austritt h_A	mm	363.69
Zugspannung im Schaufelfuß σ_E	kg/mm ²	10.9
Zugspannung im Schaufelfuß σ_A	kg/mm ²	18.87
Umfangsgeschwindigkeit U_i	m/sec	212.2
Umfangsgeschwindigkeit U_{aE}	m/sec	274.5
Umfangsgeschwindigkeit U_{aA}	m/sec	326.4
Axialgeschwindigkeit C_z	m/sec	177.5
Machzahl, Austritt, Mittenschnitt	-	0.25

Tabelle 4: Hauptdaten der Verdichter der 1000 MWe-Anlage

		ND - Verdichter		HD - Verdichter	
		Eintritt	Austritt	Eintritt	Austritt
Leistung	MW	815		791.8	
Drehzahl	U/min	3000		3000	
Stufenzahl	-	14		14	
Volumen	m ³ /sec	330.2	235.3	180.4	130.9
Lieferzahl	-	0.84		0.84	
Druckziffer	-	0.672	0.784	0.867	0.95
Verzögerungsverhältnis (W ₂ /W ₁) Nabe	-	0.68		0.68	
Innendurchmesser d _i	mm	1477		1477	
Außendurchmesser d _a	mm	2083.	1928.4	1833.1	1742.7
Nabenverhältnis	-	0.709	0.766	0.806	0.847
Schaufelhöhe h	mm	303	225.7	178.	132.8
Umfangsgeschwindigkeit U _i	m/sec	232		232	
Umfangsgeschwindigkeit U _a	m/sec	-	302.9	-	273.7
Fliehkraftspannung σ _E	kg/mm ²	22.28	-	12.17	-
Machzahl, Außen		0.416	-	0.391	-

Tabelle 5: Hauptdaten des Wärmeaustauschers der
1000 MWe-Anlage (je 6 Einheiten)

Primärdruck	kg/cm ²	100
Durchsatz, innen m_i	kg/sec	264.8
Durchsatz, außen m_a	kg/sec	265.9
Übertragene Wärmemenge	Gcal/h	262.8
Log. Temp. Differenz	grd	45.65
wirksame Temp. Differenz	grd	39.8
Rohrdurchmesser d_a	mm	8
Wandstärke S	mm	0.75
Rohrkorbinnendurchmesser D_{ki}	m	2.44
Rohrkorbaußendurchmesser D_{ka}	m	3.54
lichter Manteldurchmesser D_M	m	4.00
Zahl der Rohre Z	-	32182
Zahl der Rohrreihen	-	46
Freie Rohrlänge l_F	m	8.83
Gesamtrohrlänge	km	284.4
Gesamtaustauschfläche F	m ²	7147.7
Zahl der Umlenkungen	-	6
Druckverlust, innen	kg/cm ²	1.734
Druckverlust, außen	kg/cm ²	0.544

Tabelle 6: Hauptdaten der Kühler der
1000 MWe-Anlage (je 6 Einheiten)

		Vorkühler	Zwischenkühler
Primärdruck	kg/cm ²	100	100
Durchsatz, innen	kg/sec	265.93	265.93
Durchsatz, außen	kg/sec	1531.37	1068.45
übertragene Wärmemenge	Gcal/h	165.05	115.16
Teilungsverhältnis	-	1.5	1.5
Rohrdurchmesser	mm	15	15
Wandstärke	mm	1	1
Mandeldurchmesser	m	2.59	2.59
Zahl der Rohre	-	11832	11832
Freie Länge der Rohre	m	7.75	7.5
Zahl der Umlenkungen	-	4	4
Zugbreite	m	1.85	1.83
Höhe der Umlenkung	m	1.26	1.27
Gesamtaustauschfläche	m ²	4321.04	4180
Druckverlust, innen	kg/cm ²	0.632	0.320
Druckverlust, außen	kg/cm ²	0.978	0.520

Tabelle 7: Auslegung der Rohrleitungen der 1000 MWe-Anlage

Rohrleitungen	L[m]	D[m]	U[m/sec]	Krümmen	ΔP [ata]	ξ [%]
Vorkühler-ND-Verdichter	129	1.0	70.2	6	0.304	0.979
ND-Verdichter-Zwischenkühler	182	0.9	61.7	18	0.674	1.179
Zwischenkühler-HD-Verdichter	122	0.9	47.3	6	0.265	0.466
HD-Verdichter-Wärmeaustauscher	203	0.9	34.2	6	0.279	0.274
Wärmeaustauscher-Reaktor	54	0.9	54.4	6	0.187	0.186
Reaktor-Turbine	75	1.4	74.0	5	0.173	0.180
Turbine-Wärmeaustauscher	230	1.4	75.4	12	0.243	0.759
Wärmeaustauscher-Vorkühler	12	1.3	59.8	6	0.055	0.177
Gesamt Druckverlust					2.18	4.2

Tabelle 8: Ausgangsdaten und Ergebnisse der Kreislaufrechnung

Elektrische Nettoleistung	MWe	1000
Arbeitsmittel	-	Helium
Turbineneintrittstemperatur	°C	706
Primärdruck	Kg/cm ²	100
Verdichtereintrittstemperatur	°C	30
Grädigkeit des Wärmeaustauschers	Grd	45
Zahl der Zwischenkühlungen	-	1
Reaktordruckverlust	%	3.5
Rohrleitungsdruckverlust	%	4.2
Wärmeaustauscher Druckverlust in Gesamt	%	3.4
Vorkühler Druckverlust	%	2.06
Zwischenkühler Druckverlust	%	0.59
Turbinenwirkungsgrad	%	91
Verdichterwirkungsgrad	%	88/87
Generatorwirkungsgrad	%	98.5
Mechanischer Wirkungsgrad	%	99.7
Eigenbedarf	MW	18
Durchsatz	Kg/sec	1682.3
Entspannungsverhältnis in der Turbine	-	3
Nettowirkungsgrad	%	31.64

Tabelle 9: Hauptdaten der Turbine der 1000 MWe-Anlage
(2-flutig)

Eintrittsdruck		kg/cm ²	96.3
Leistung		MW	1397.5
Durchsatz		kg/sec	841.2
Entspannungsverhältnis		-	3
Drehzahl		U/min	3000
Stufenzahl		-	15
Innendurchmesser d_i		mm	1375.7
Außendurchmesser	$\left\{ \begin{array}{l} d_{aE} \\ d_{aA} \end{array} \right.$	mm	1779.9
		mm	2116.5
Nabenverhältnis ν_E		-	0.773
Nabenverhältnis ν_A		-	0.65
Laufradaustrittswinkel β_2		°	28
Leitradzuströmwinkel α_o		°	70
Leitradaustrittswinkel α_1		°	26.16
Schaufelhöhe, Eintritt h_E		mm	202.10
Schaufelhöhe, Austritt h_A		mm	370.4
Zugspannung im Schaufelfluß σ_E		kg/mm ²	11.30
Zugspannung im Schaufelfuß σ_A		kg/mm ²	19.57
Umfangsgeschwindigkeit U_i		m/sec	216.10
Umfangsgeschwindigkeit U_{aE}		m/sec	279.59
Umfangsgeschwindigkeit U_{aA}		m/sec	332.46
Axialgeschwindigkeit C_z		m/sec	180.83
Machzahl, Austritt, Mittenschnitt		-	0.254

Tabelle 10: Hauptdaten der Verdichter der 1000 MWe-Anlage

		ND- Verdichter		HD - Verdichter	
		Eintritt	Austritt	Eintritt	Austritt
Leistung	MW		893		868
Drehzahl	U/min		3000		3000
Stufenzahl	-		15		14
Volumen	m ³ /sec	357.4	252.3	194.3	139.5
Lieferzahl	-		0.84		0.84
Druckziffer	-	0.645	0.761	0.845	0.942
Verzögerungsverhältnis (W_2/W_1 Nabe)	-		0.68		0.68
Innendurchmesser d_i	mm		1477		1477
Außendurchmesser d_a	mm	2125.8	1957.0	1857.6	1758.8
Nabenverhältnis	-	0.695	0.755	0.795	0.84
Schaufelhöhe h	mm	324.4	240.0	190.3	140.9
Umfangsgeschwindigkeit U_i	m/sec		232		232
Umfangsgeschwindigkeit U_a	m/sec	-	307.4	-	276.3
Fliehkraftspannung σ_E	kg/mm ²	24.14	-	13.1	-
Machzahl, Außen	-	0.423	-	0.394	-

Tabelle 11: Hauptdaten des Wärmeaustauschers der
1000 MWe-Anlage (je 6 Einheiten)

Primärdruck	kg/cm ²	100
Durchsatz, innen m_i	kg/sec	280.4
Durchsatz, außen m_a	kg/sec	281.5
Übertragene Wärmemenge	kcal/h	273.52
Log. Temp. Differenz	grd	45.70
wirksame Temp. Differenz	grd	39.97
Rohrdurchmesser d_a	mm	8
Wandstärke S	mm	0.75
Rohrkorbinnendurchmesser D_{Ki}	m	2.67
Rohrkorbaußendurchmesser D_{Ka}	m	3.74
Lichter Manteldurchmesser D_M	m	4.19
Zahl der Rohre Z	-	33797
Zahl der Rohrreihen	-	45
Freie Rohrlänge l_F	m	8.68
Gesamtrohrlänge	km	293.3
Gesamtaustauschfläche F	m ²	7371.5
Zahl der Umlenkungen	-	6
Druckverlust, innen	kg/cm ²	1.729
Druckverlust, außen	kg/cm ²	0.541

Tabelle 12: Hauptdaten der Kühler der 1000 MWe-Anlage
(je 6 Einheiten)

		Vorkühler	Zwischenkühler
Eintrittsdruck	kg/cm ²	31.26	56.3
Durchsatz, innen	kg/sec	281.5	281.5
Durchsatz, außen	kg/sec	1661.4	1171.3
Übertragene Wärmemenge	Gcal/h	179.07	126.25
Teilungsverhältnis	-	1.5	1.5
Rohrdurchmesser	mm	15	15
Wandstärke	mm	1	1
Manteldurchmesser	m	2.68	2.68
Zahl der Rohre	-	12714	12714
Freie Länge der Rohre	m	7.66	7.45
Zahl der Umlenkungen	-	4	4
Zugbreite	m	1.84	1.80
Höhe der Umlenkung	m	1.26	1.31
Gesamtaustauschfläche	m ²	4589.22	4462.79
Druckverlust, innen	kg/cm ²	0.644	0.332
Druckverlust, außen	kg/cm ²	0.992	0.610

Tabelle 13: Auslegung der Rohrleitungen der 1000 MWe-Anlage

Rohrleitungen	L[m]	D[m]	U[m/sec]	Krümmen	ΔP [ata]	ϵ [%]
Vorkühler-ND-Verdichter	129	1.03	71.0	6	0.299	0.977
ND-Verdichter-Zwischenkühler	182	0.92	62.9	18	0.686	1.203
Zwischenkühler-HD-Verdichter	122	0.92	48.3	6	0.269	0.477
HD-Verdichter-Wärmeaustauscher	203	0.92	34.6	6	0.280	0.274
Wärmeaustauscher-Reaktor	54	0.92	55.0	6	0.188	0.187
Reaktor-Turbine	75	1.43	75.1	5	0.176	0.182
Turbine-Wärmeaustauscher	230	1.43	76.3	12	0.246	0.766
Wärmeaustauscher-Vorkühler	12	1.43	52.4	6	0.042	0.134
Gesamt Druckverlust					2.186	4.2

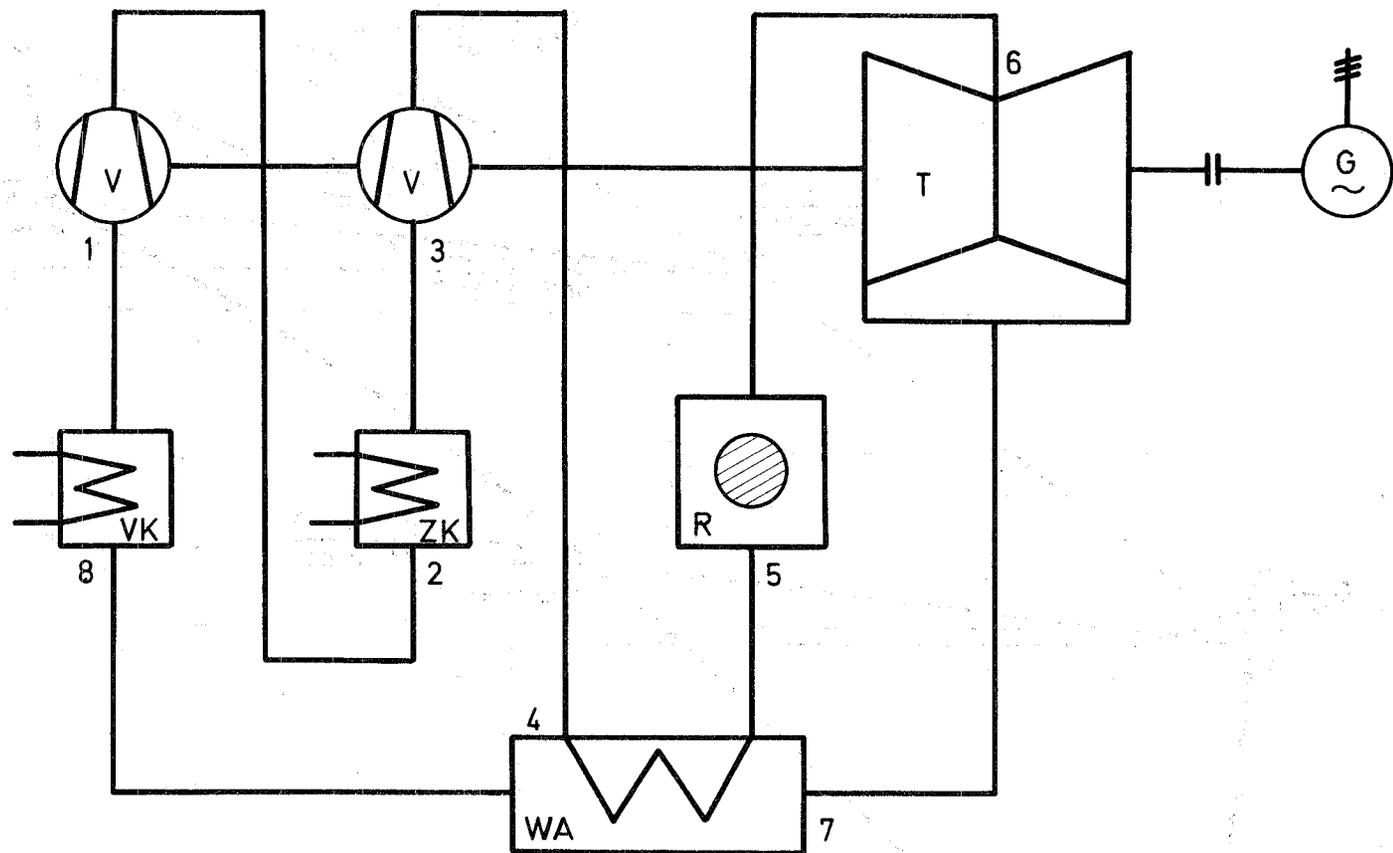


Abb. 1

Kreislaufschema einer 1000-MWe - Heliumturbinenanlage

R = Reaktor	VK = Vorkühler	V = Verdichter
T = 2-flutige Turbine	ZK = Zwischenkühler	WA = Wärmeaustauscher

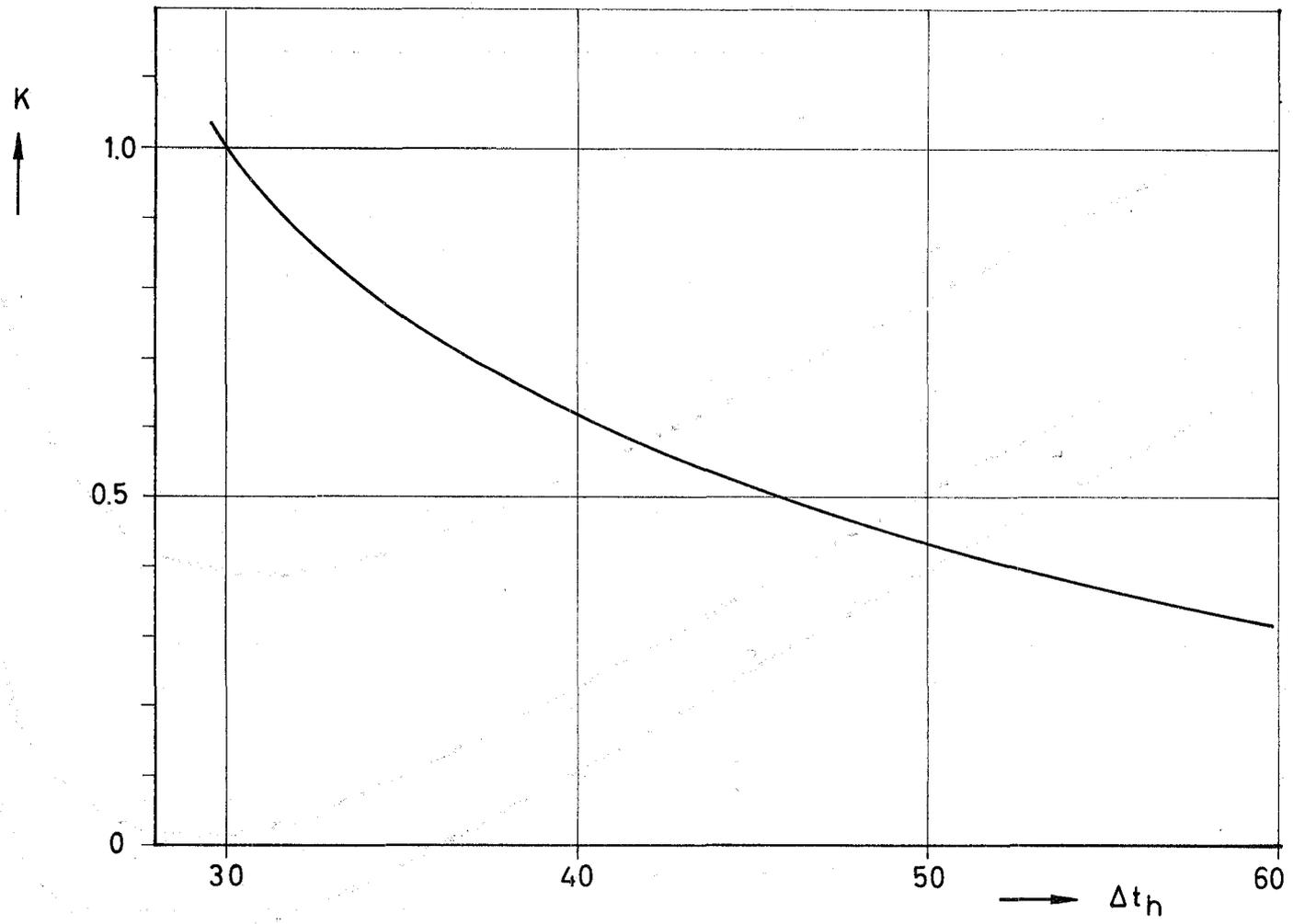


Abb.3 Relative Kosten K des WA als Funktion der Gradigkeit Δt_h

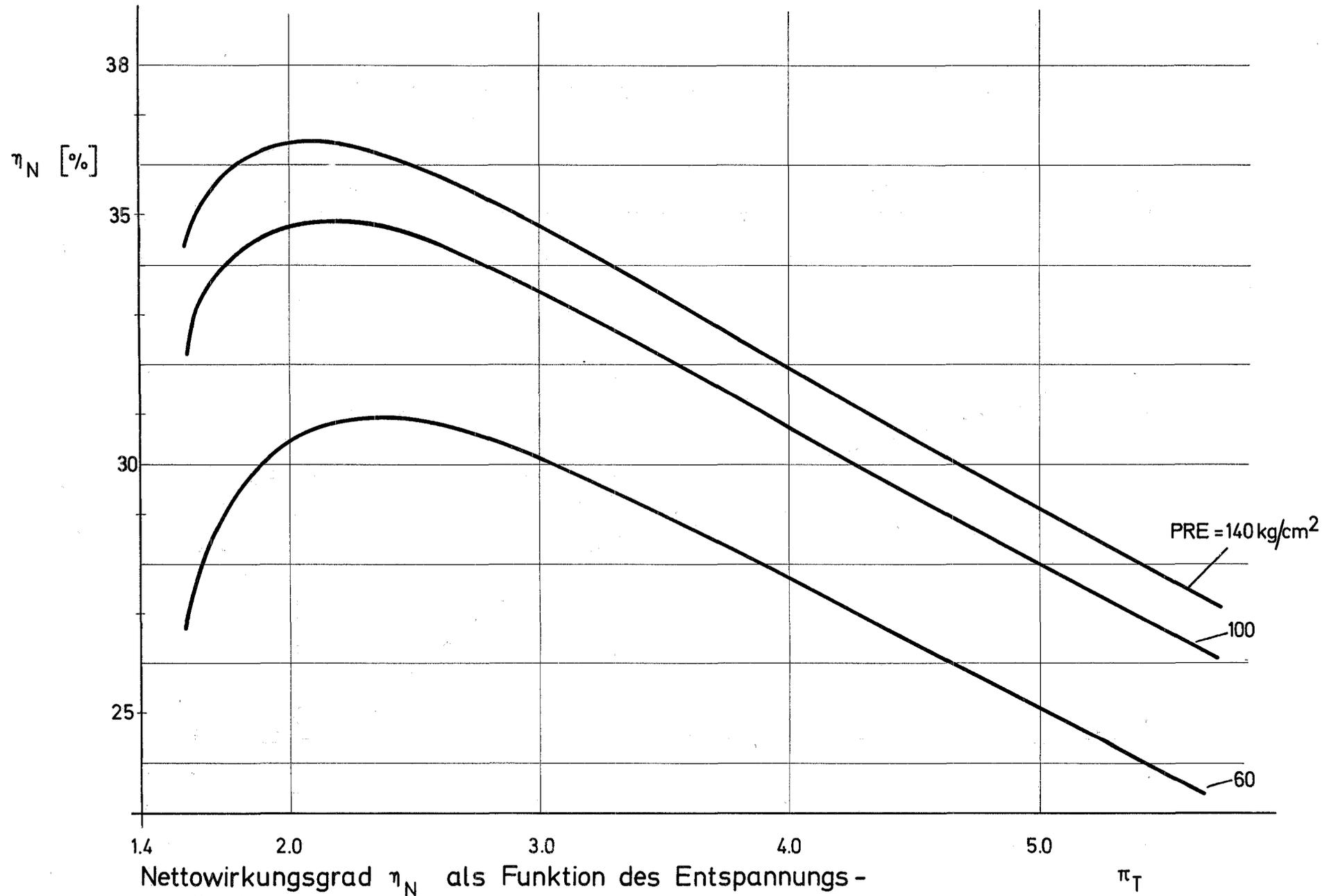


Abb. 4

Nettowirkungsgrad η_N als Funktion des Entspannungsverhältnisses π_T .

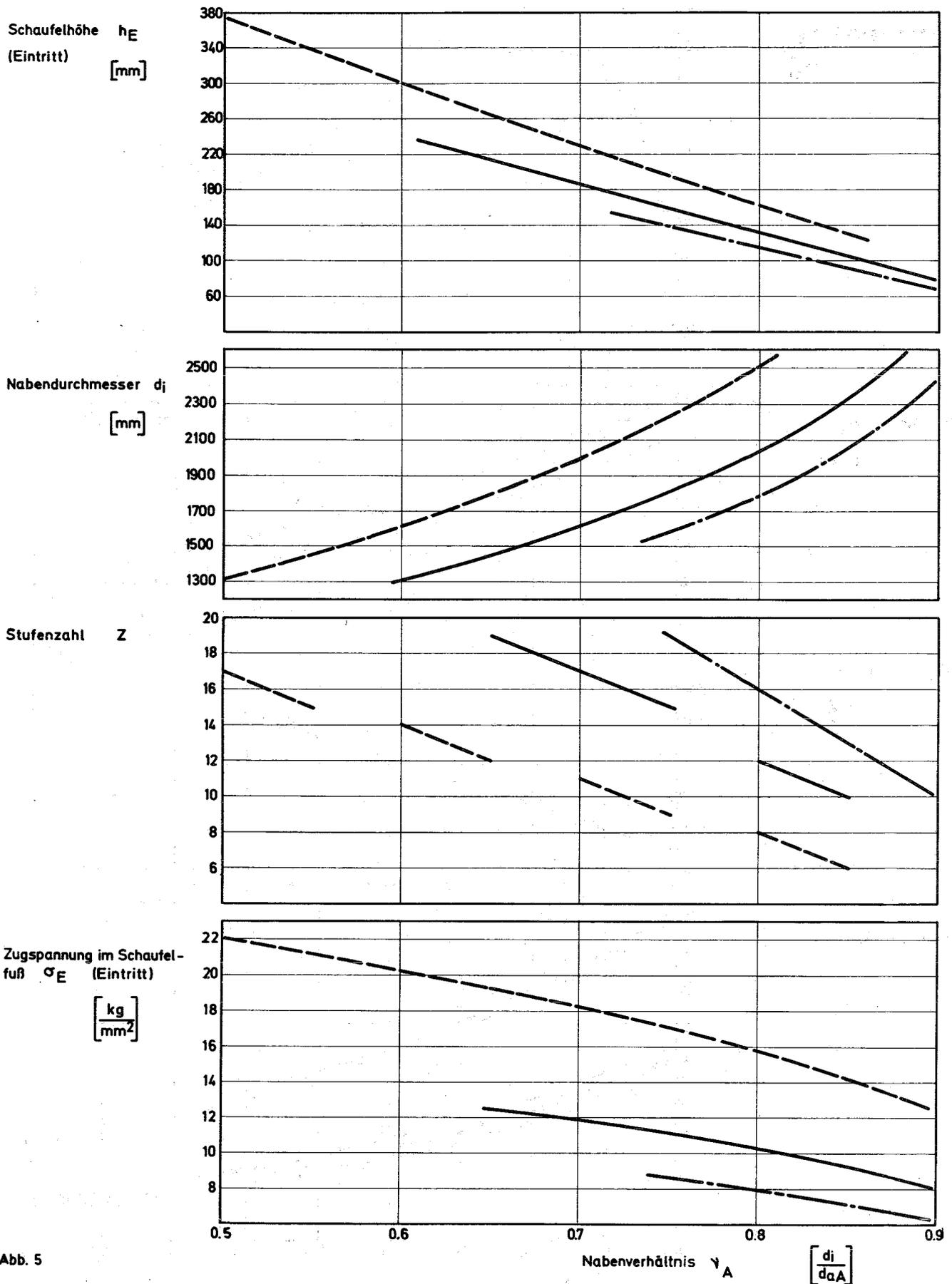


Abb. 5

--- 60 $\frac{kg}{cm^2}$ — 100 $\frac{kg}{cm^2}$ - - - 140 $\frac{kg}{cm^2}$

Turbinenvergleich mit verschiedenen Drücken

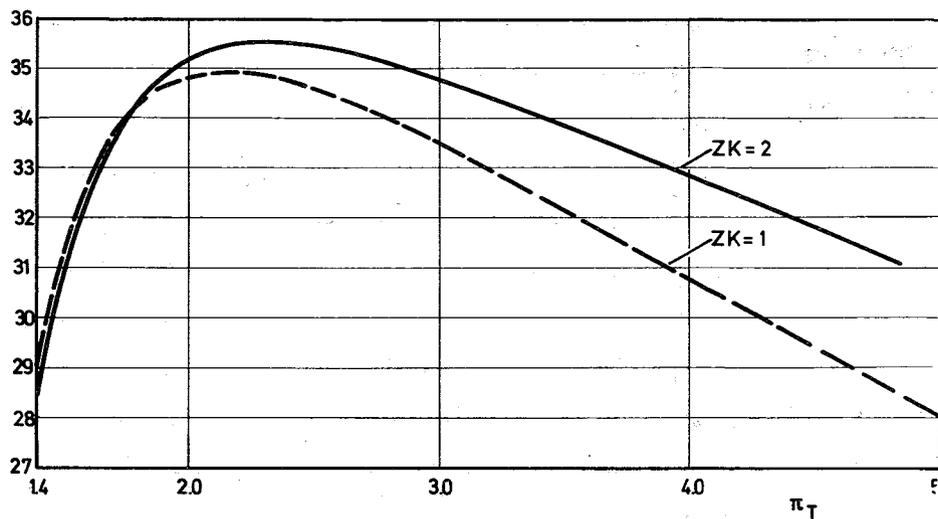
$n = 3000 \frac{U}{min}$

$\beta_2 = 28^\circ$

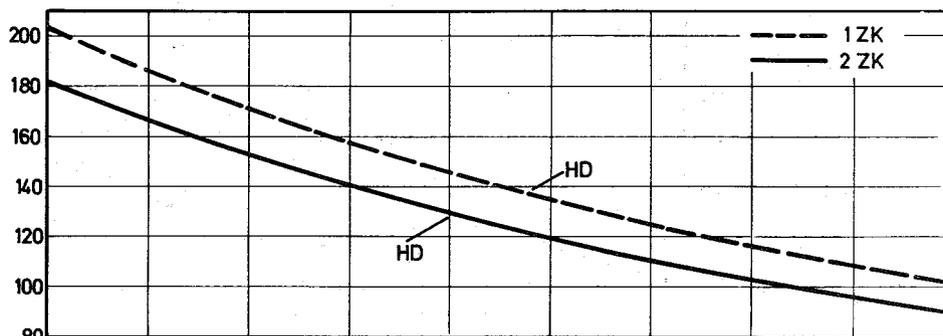
$\alpha_0 = 90^\circ$

$\pi_T = 3$

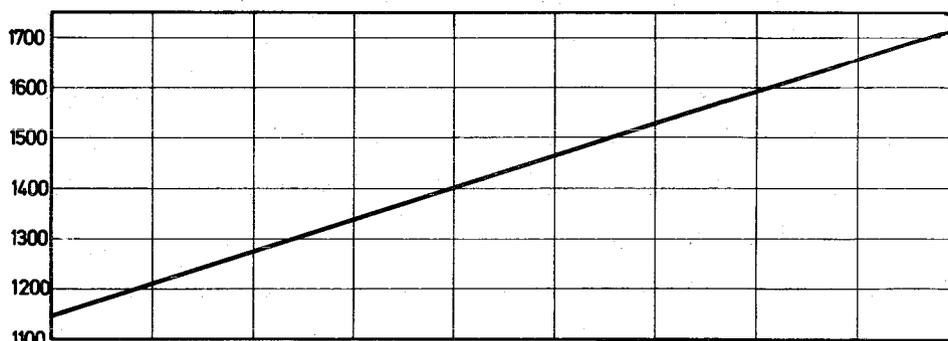
Nettowirkungsgrad η_N
[%]



Schaufelhöhe h_A
[mm]



Nabendurchmesser d_i
[mm]



Stufenzahl Z

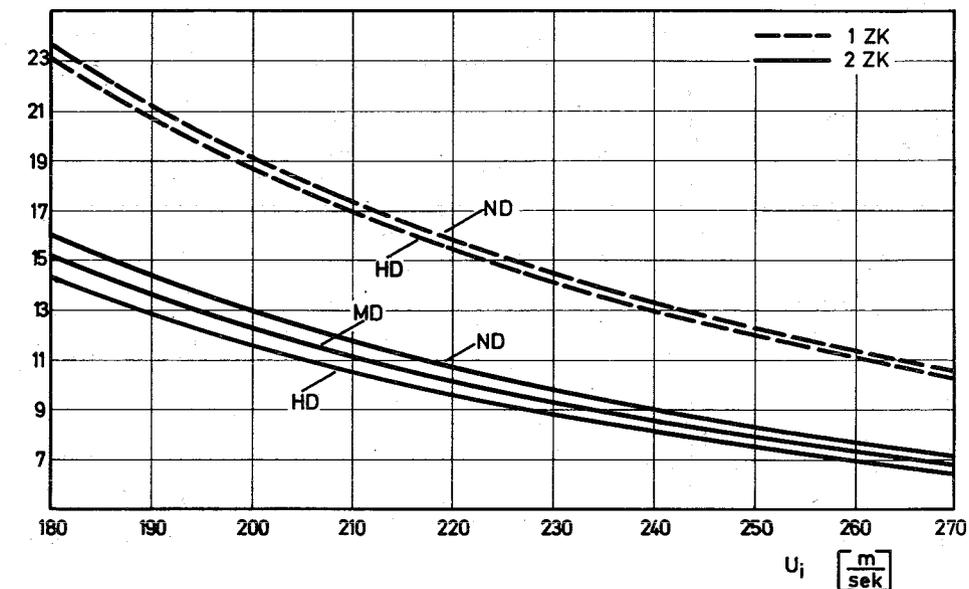


Abb. 6

Anlagenvergleich mit 1 Zwischenkühler bzw. mit 2 Zwischenkühlern

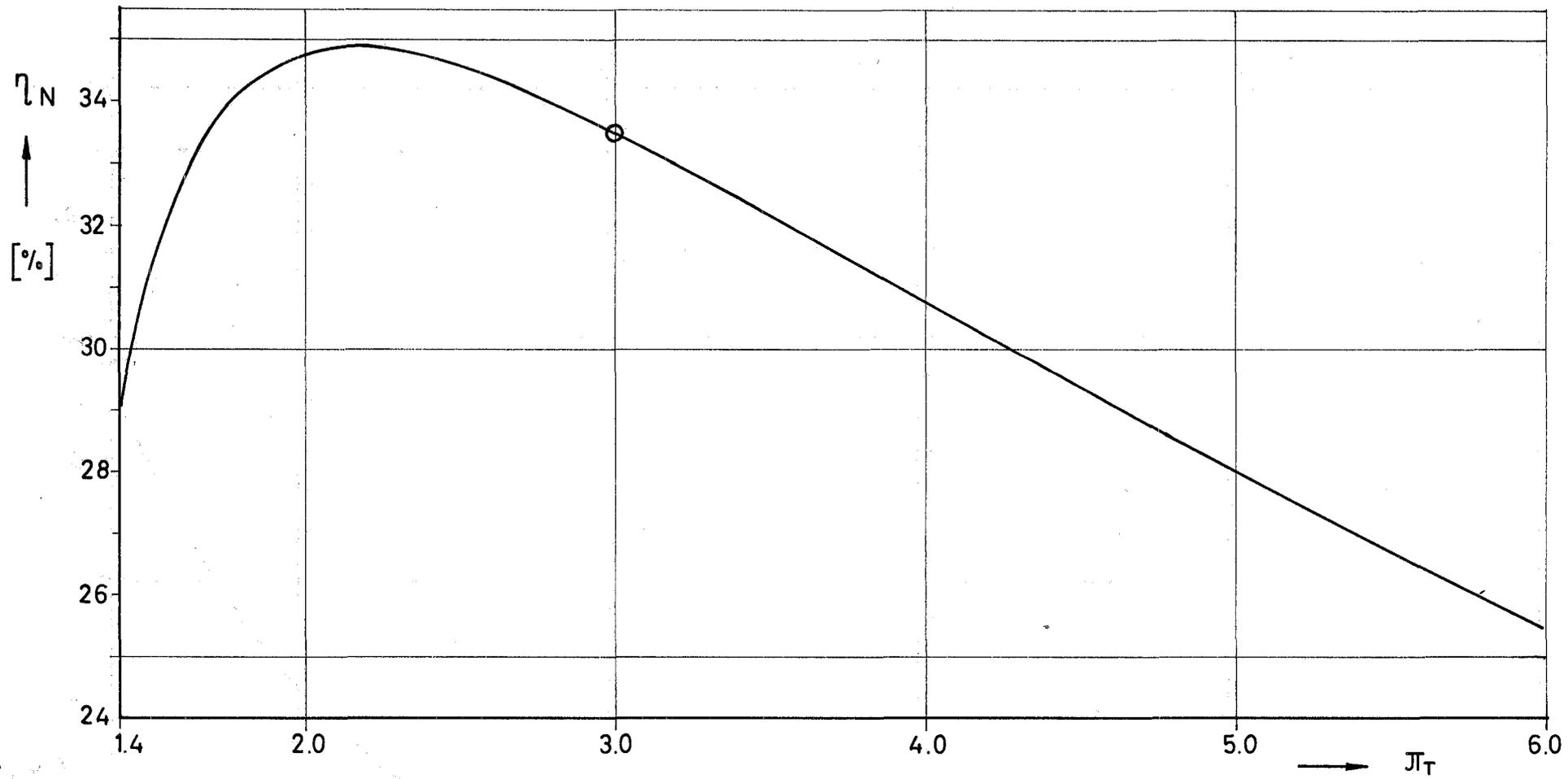


Abb.7 Nettowirkungsgrad η_N als Funktion des Entspannungsverhältnisses π_T

○ Auslegungspunkt

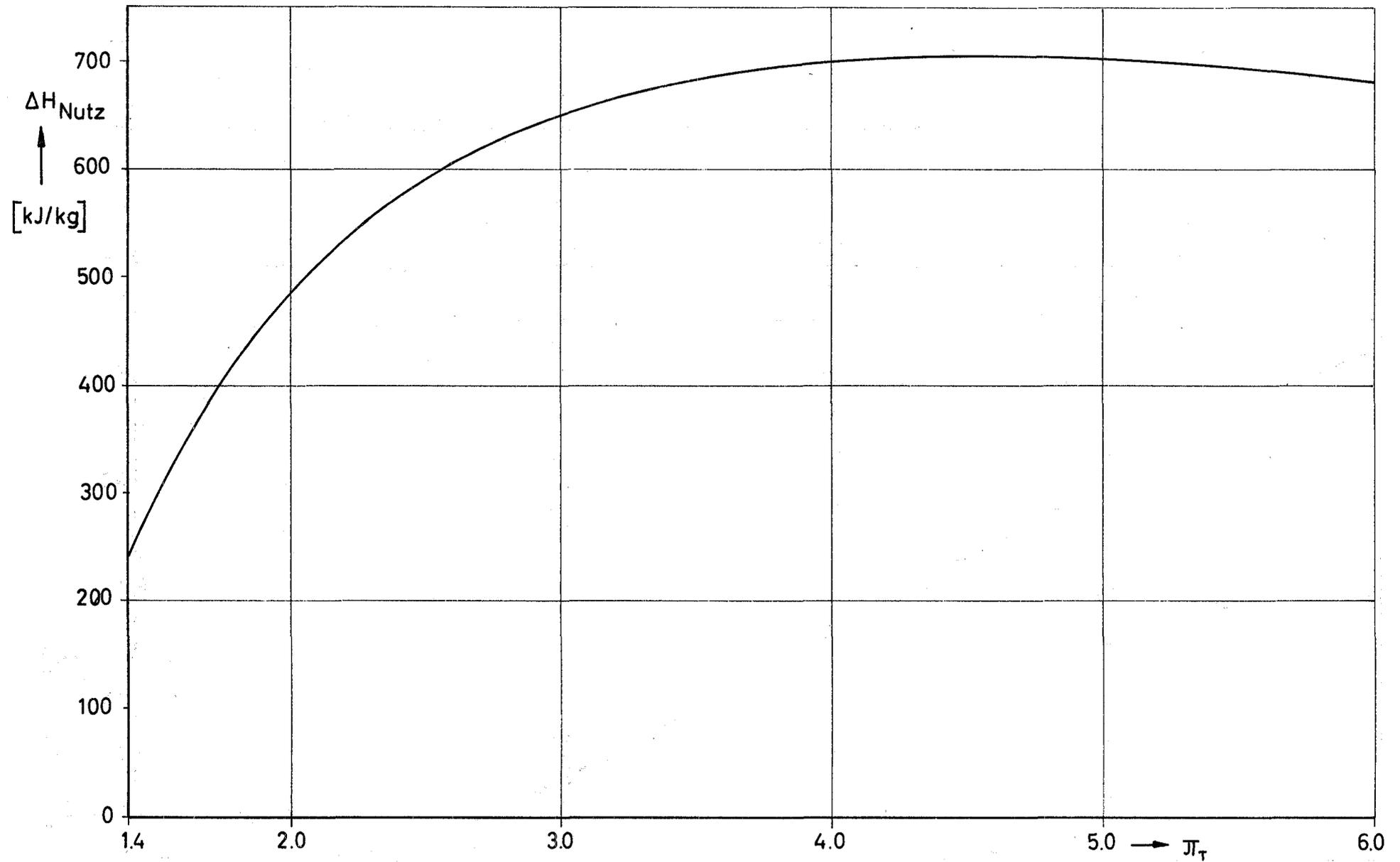


Abb. 8 Nutzarbeit ΔH_{Nutz} als Funktion des Entspannungsverhältnisses π_T

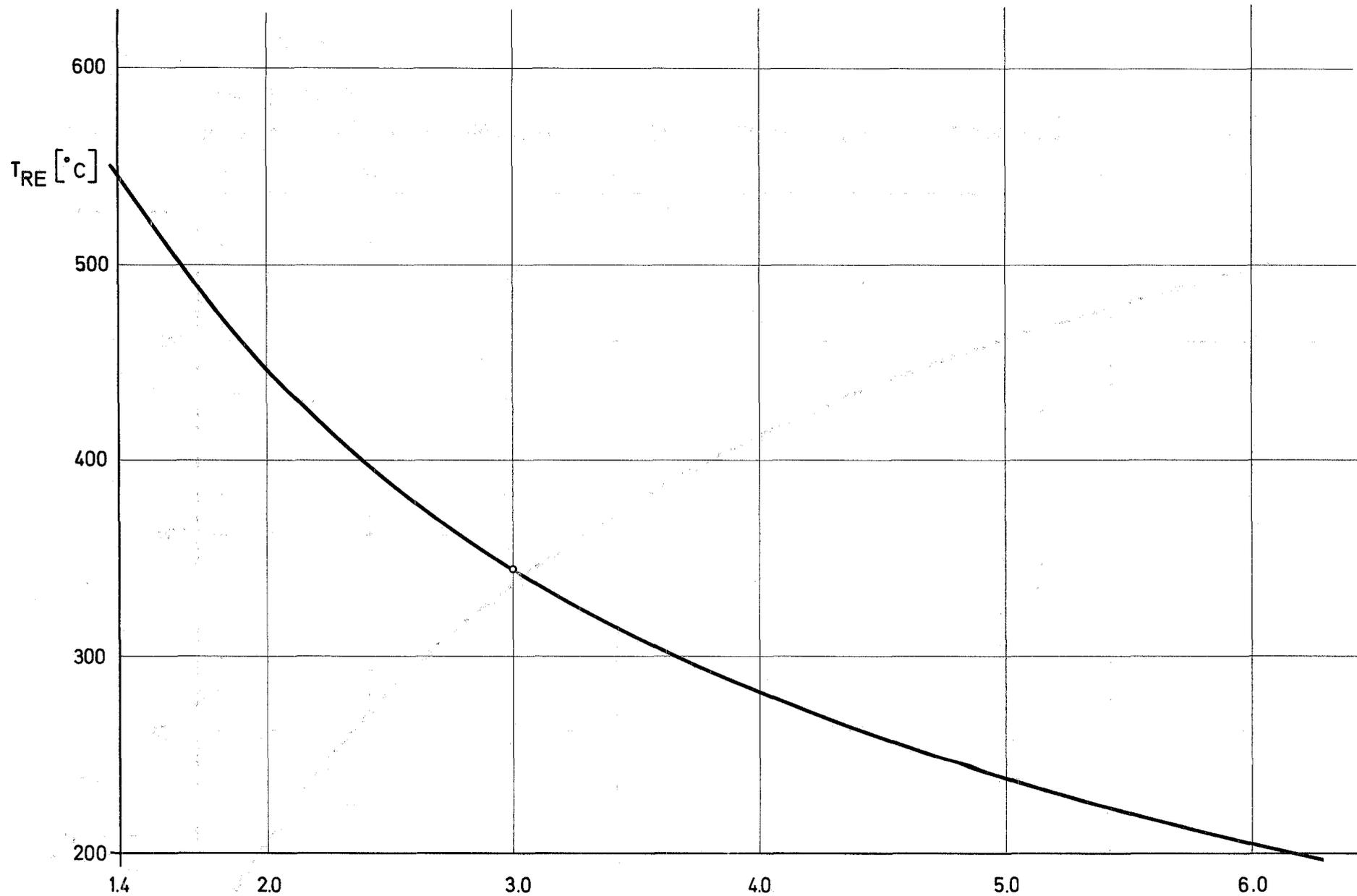


Abb. 9 Reaktoreintrittstemperatur T_{RE} als Funktion des Entspannungs-
 verhältnisses π_T .
 o Auslegungspunkt

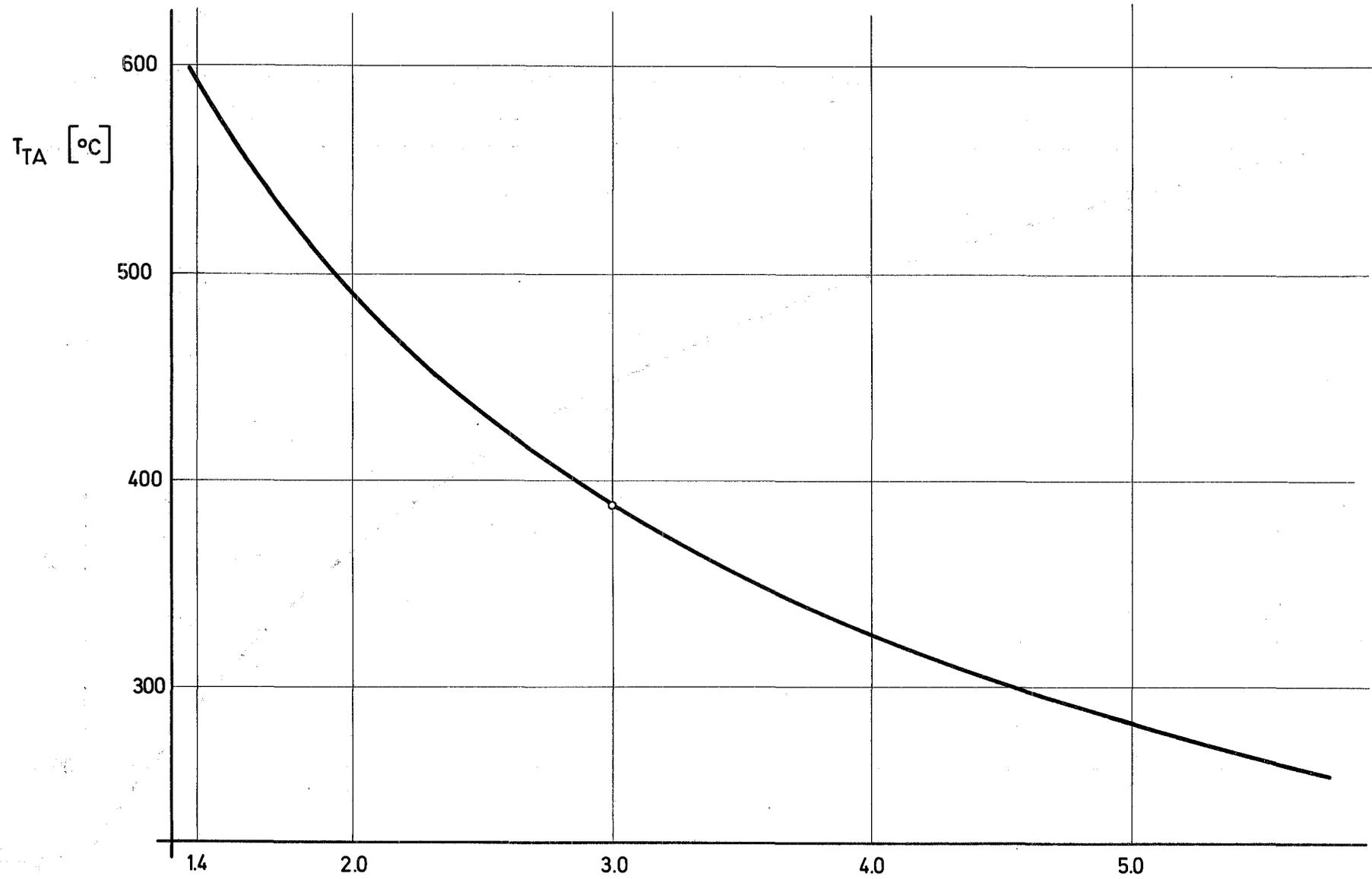


Abb.10

Turbinenausstrittstemperatur T_{TA} als Funktion des Entspannungs-
verhältnisses π_T .

o Auslegungspunkt

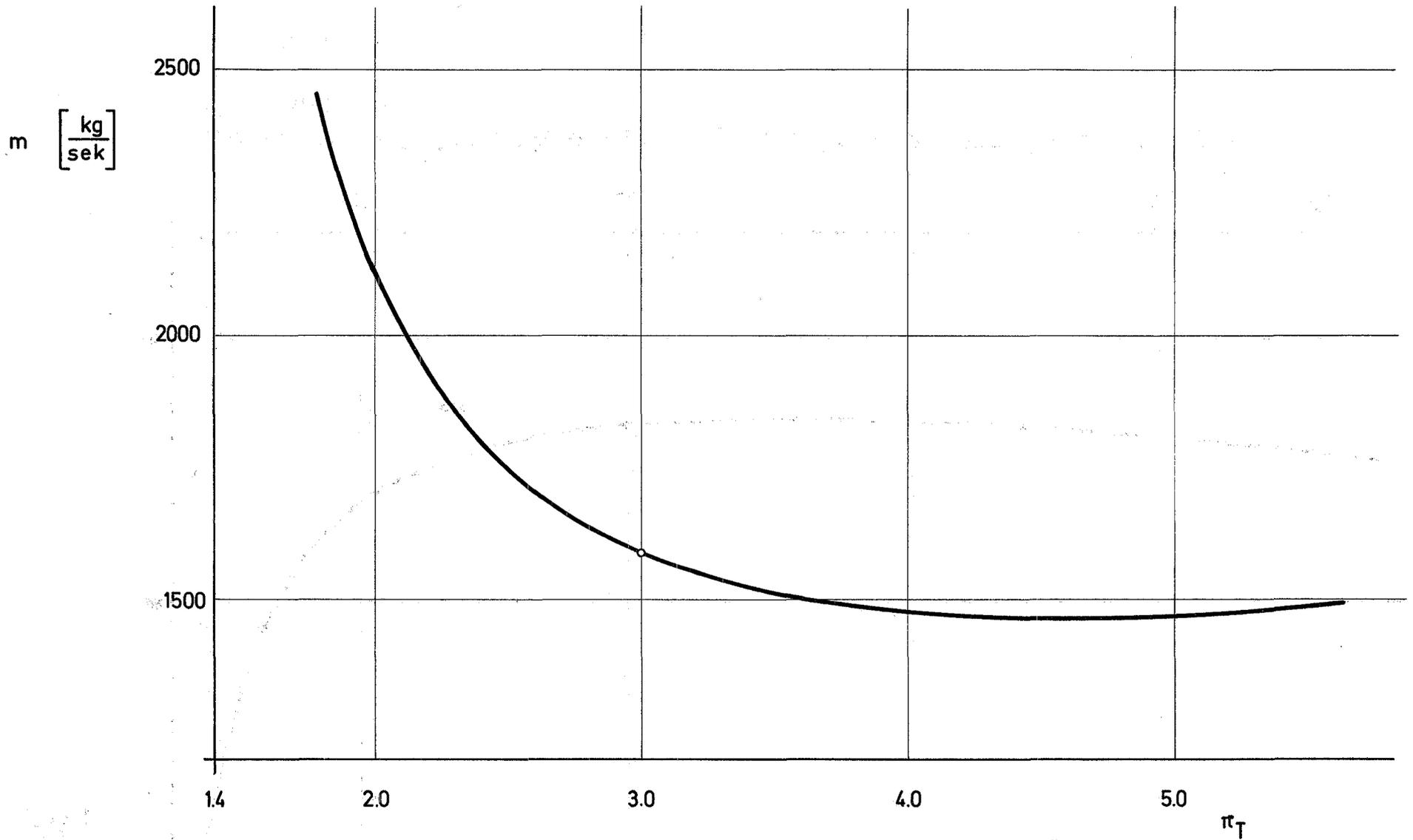


Abb.11

Umlaufende Gasmenge m als Funktion des Entspannungsverhältnisses π_T .

○ Auslegungspunkt

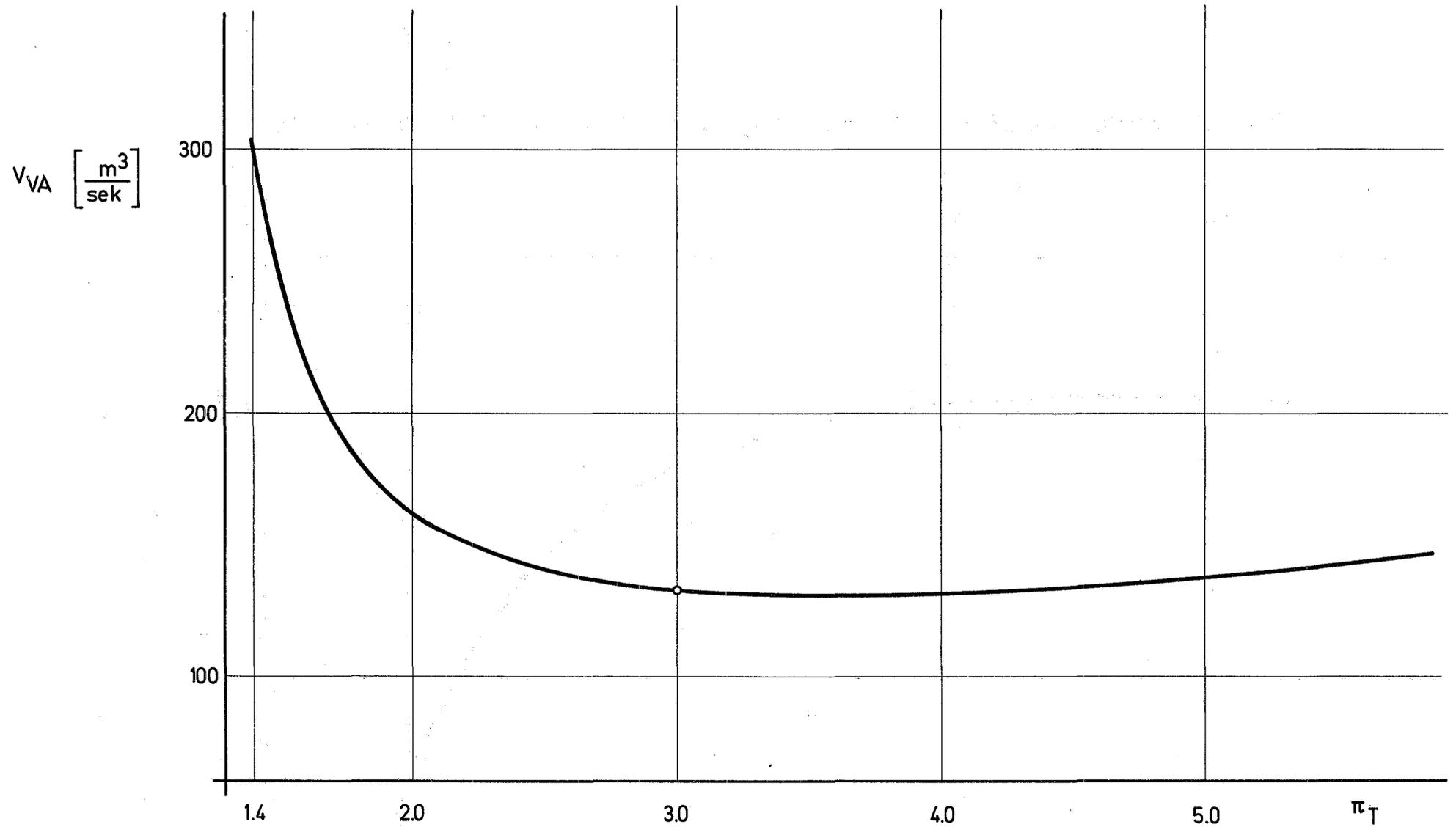


Abb. 12

Volumen am HD-Verdichteraustritt v_{VA} als Funktion des Entspannungsverhältnisses π_T .

o Auslegungspunkt

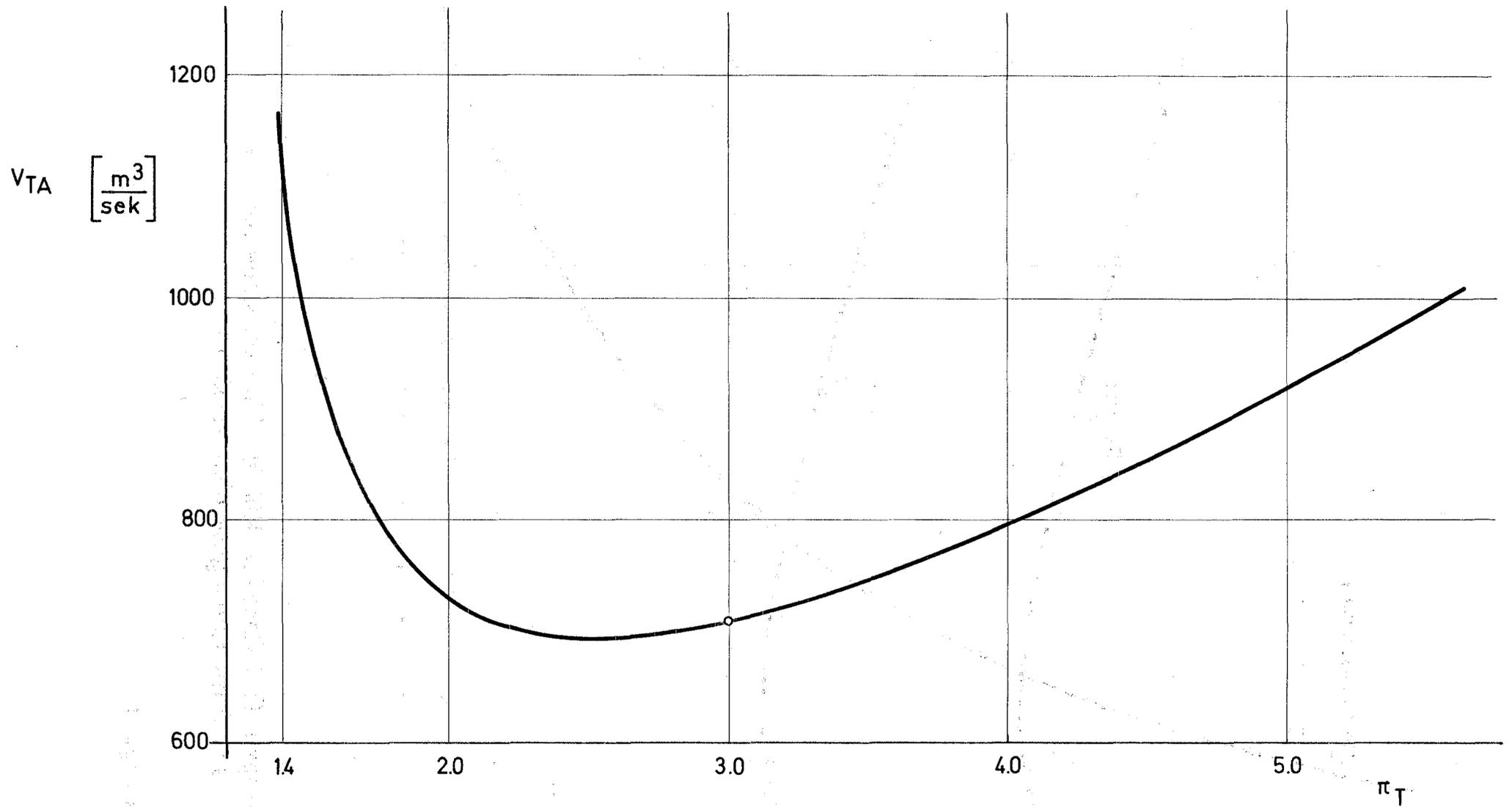


Abb. 13

Volumen am Turbinenaustritt V_{TA} als Funktion des Entspannungsverhältnisses π_T .

o Auslegungspunkt

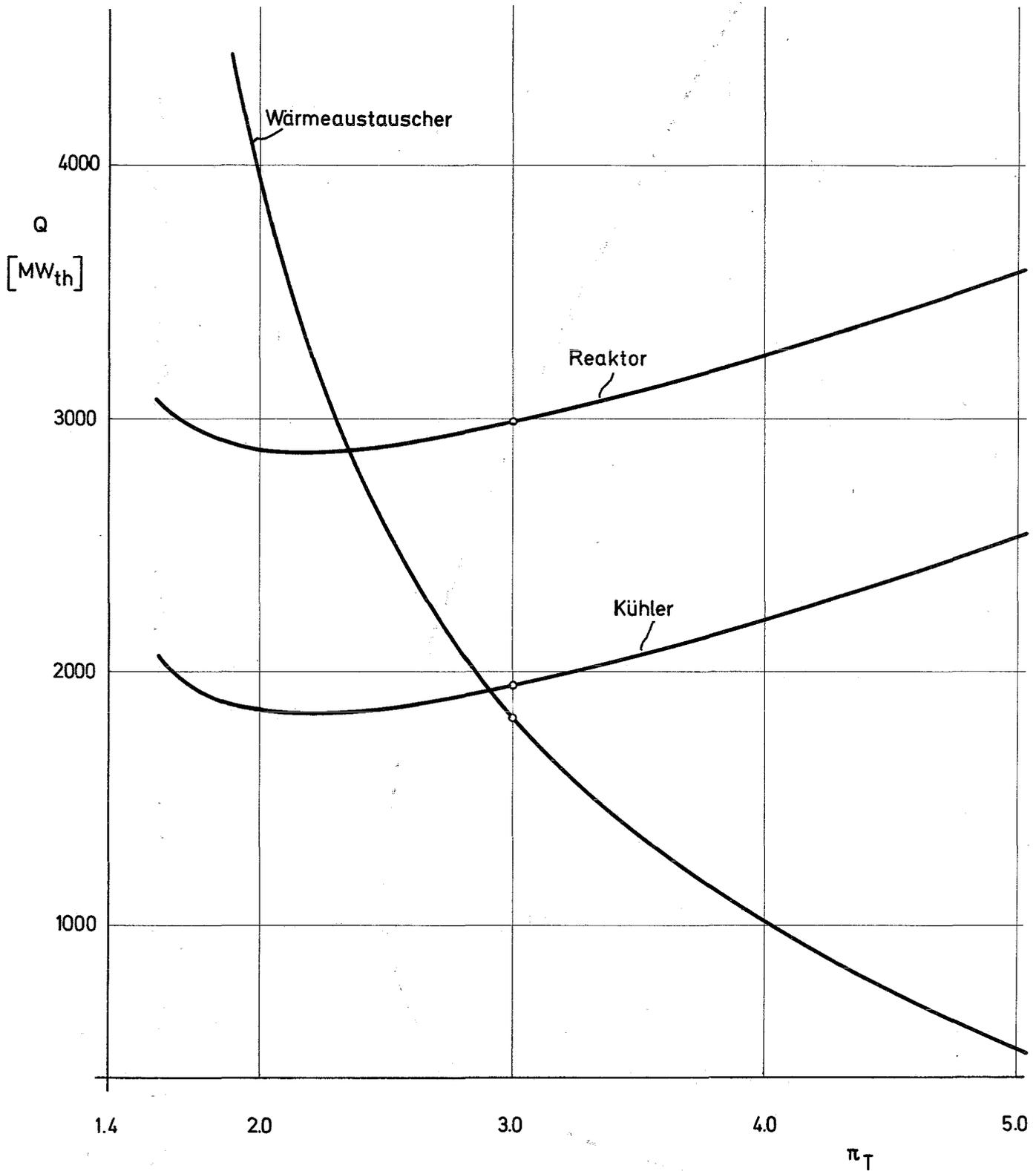


Abb. 14

Wärmemengen Q (Reaktor, Kühler, Wärmeaustauscher) als Funktion des Entspannungsverhältnisses π_T

o Auslegungspunkt

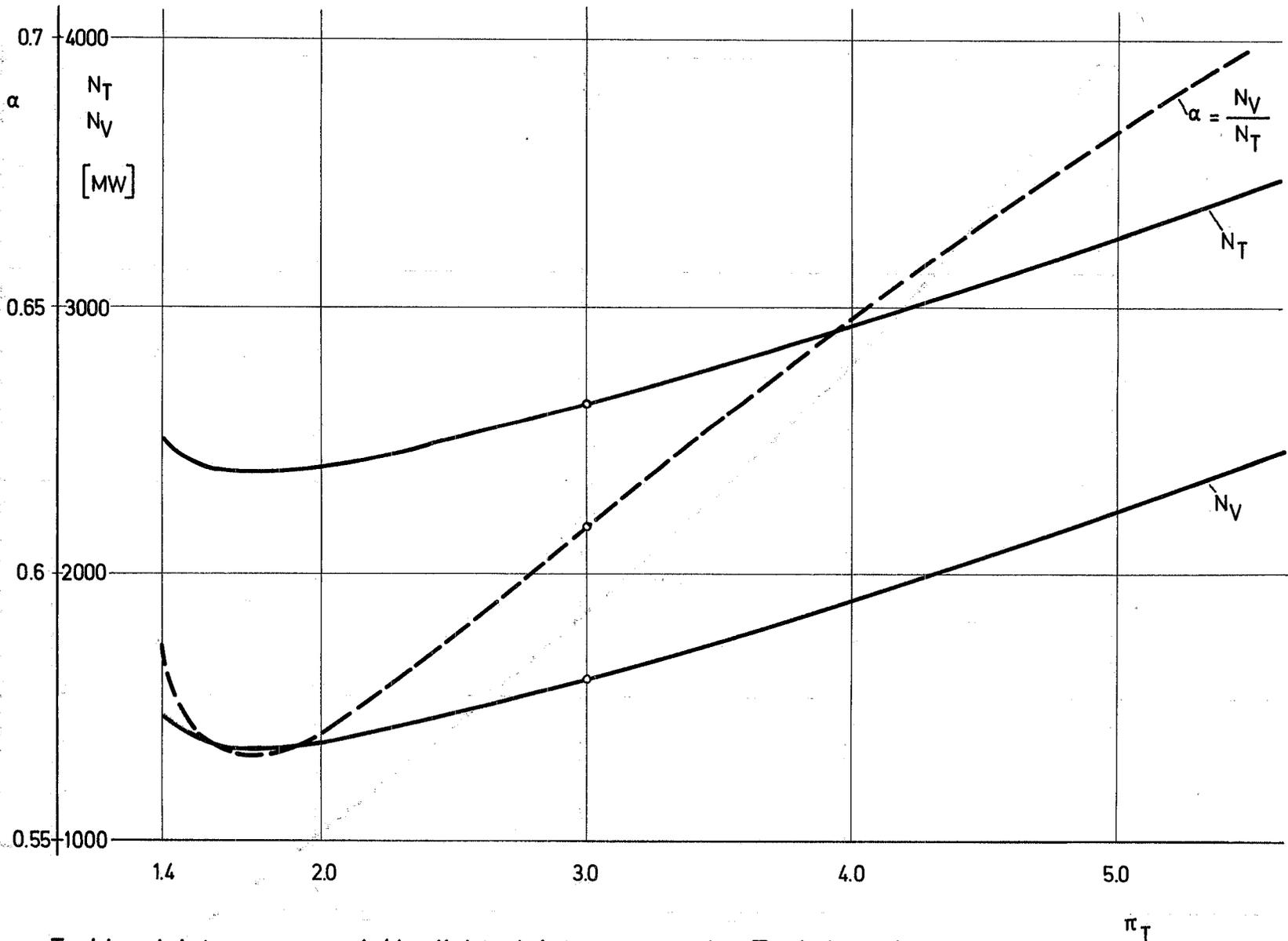


Abb. 15

Turbinenleistung N_T und Verdichterleistung N_V als Funktion des Entspannungsverhältnisses π_T .

○ Auslegungspunkt

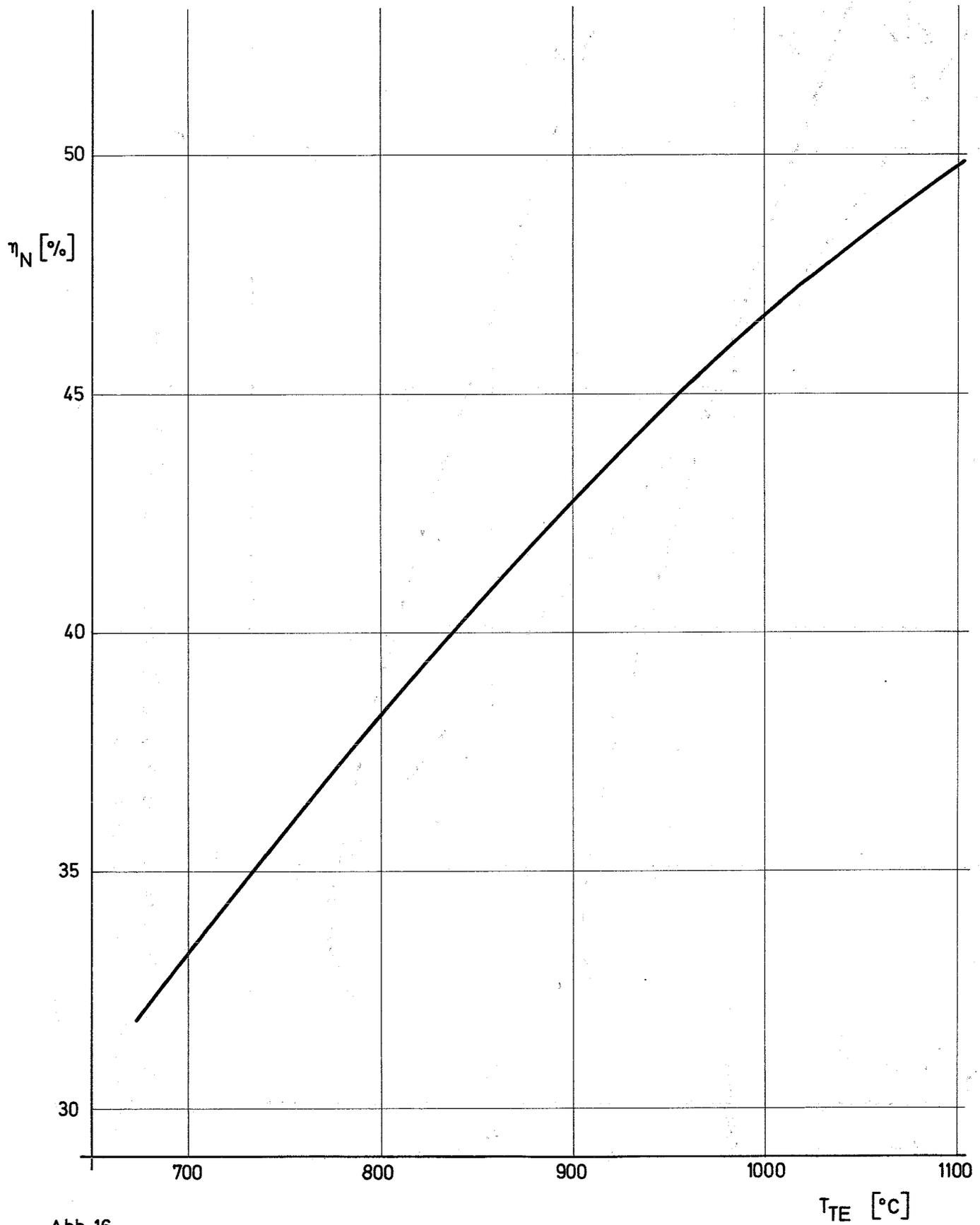


Abb. 16

Nettowirkungsgrad η_N als Funktion der Turbineneintrittstemperatur T_{TE} .

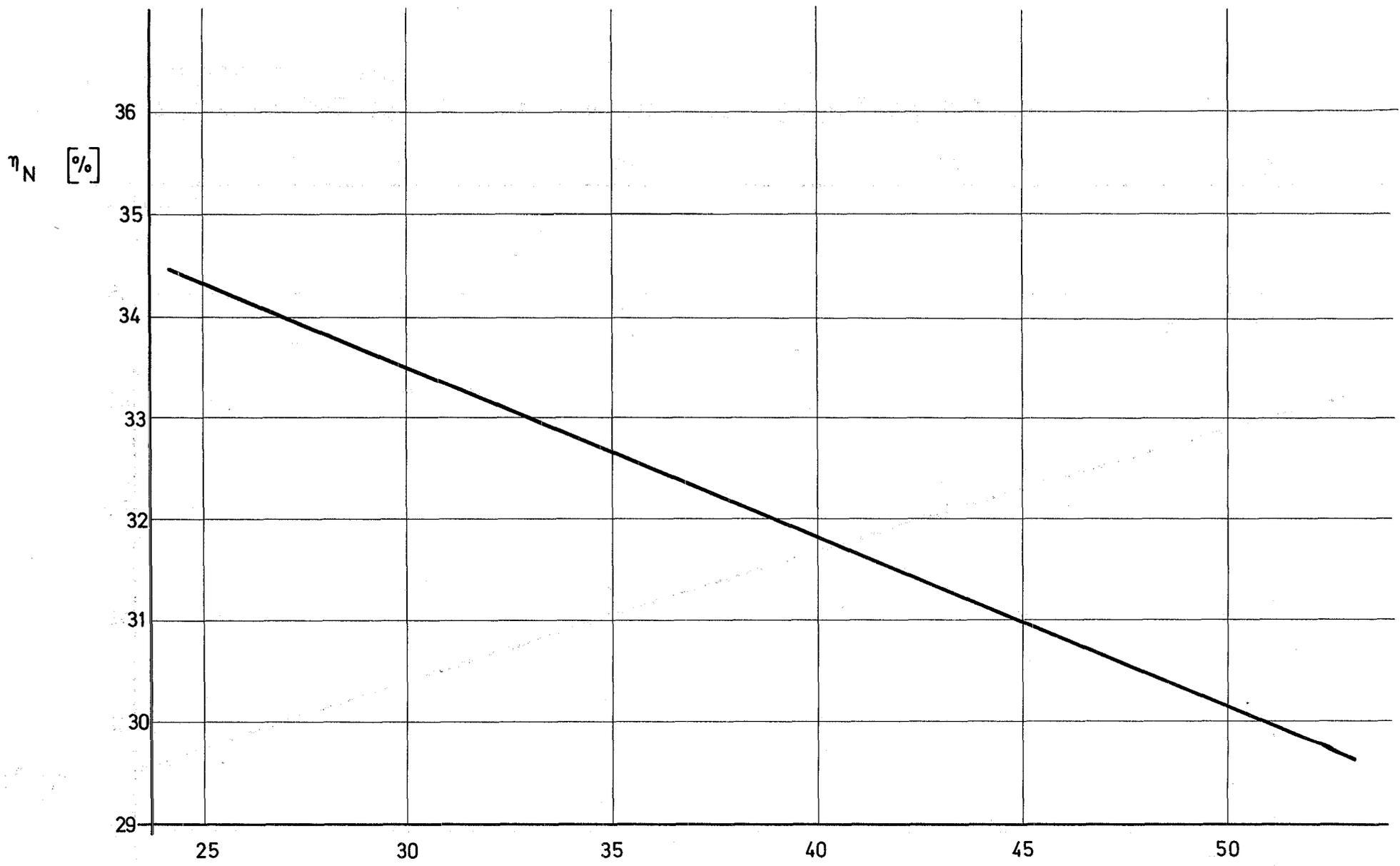


Abb.17

Nettowirkungsgrad η_N als Funktion der Verdichtereintritts-
temperatur T_{EV} .

T_{VE} [°C]

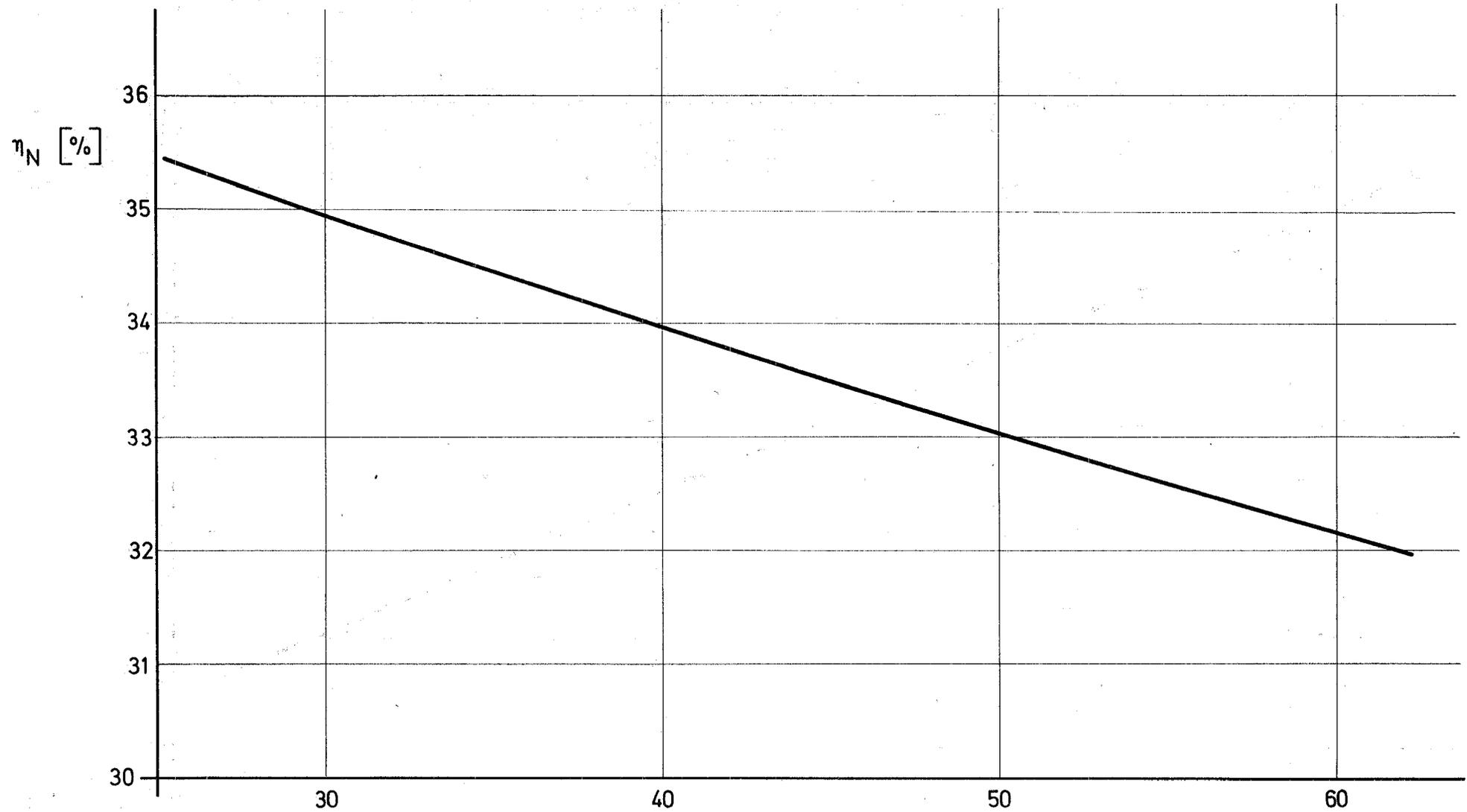


Abb. 18

Nettowirkungsgrad η_N als Funktion der Grädigkeit Δt_h im Wärmeaustauscher.

Δt_h

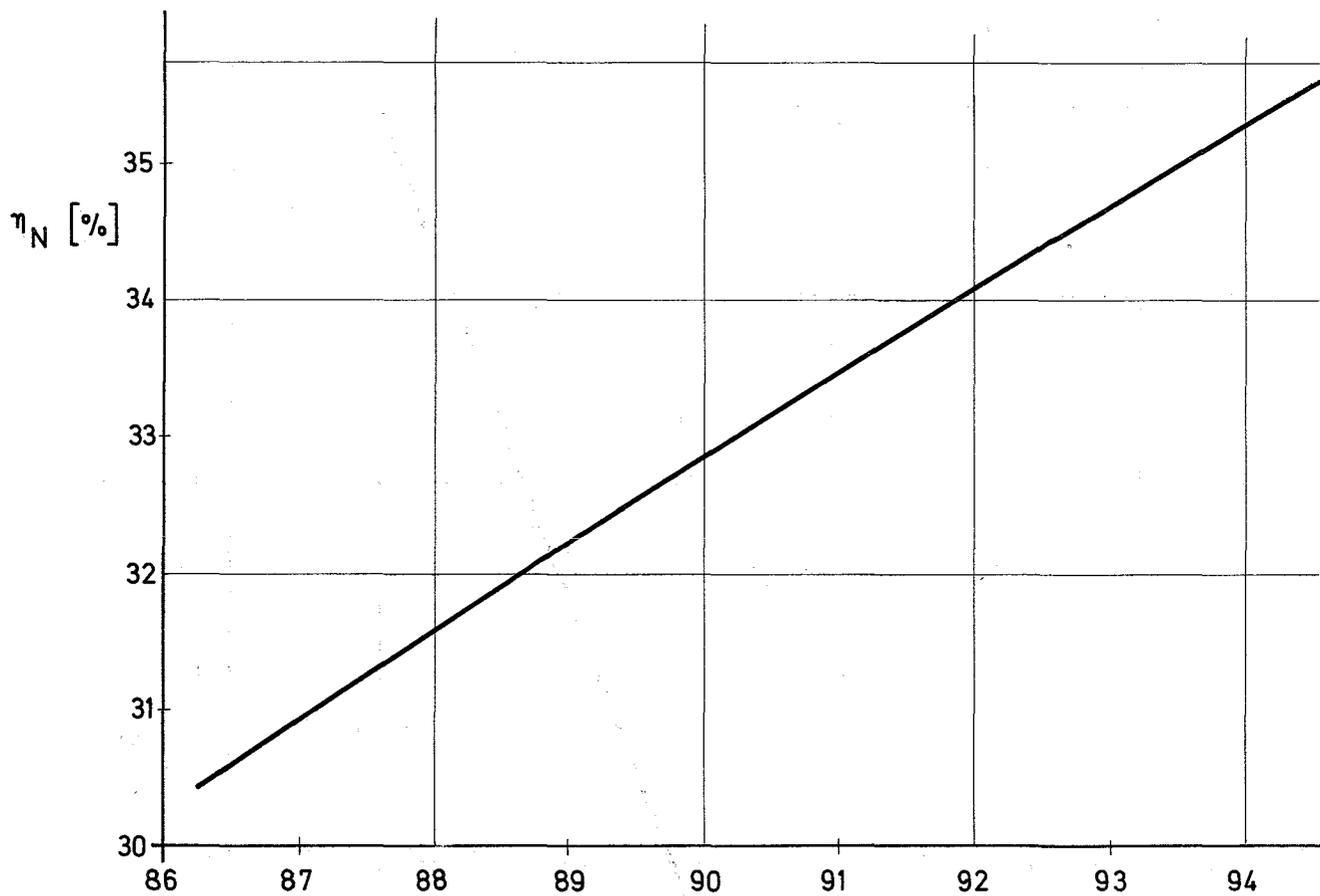


Abb. 19 Nettowirkungsgrad η_N als Funktion des Turbinen-
wirkungsgrades η_T .

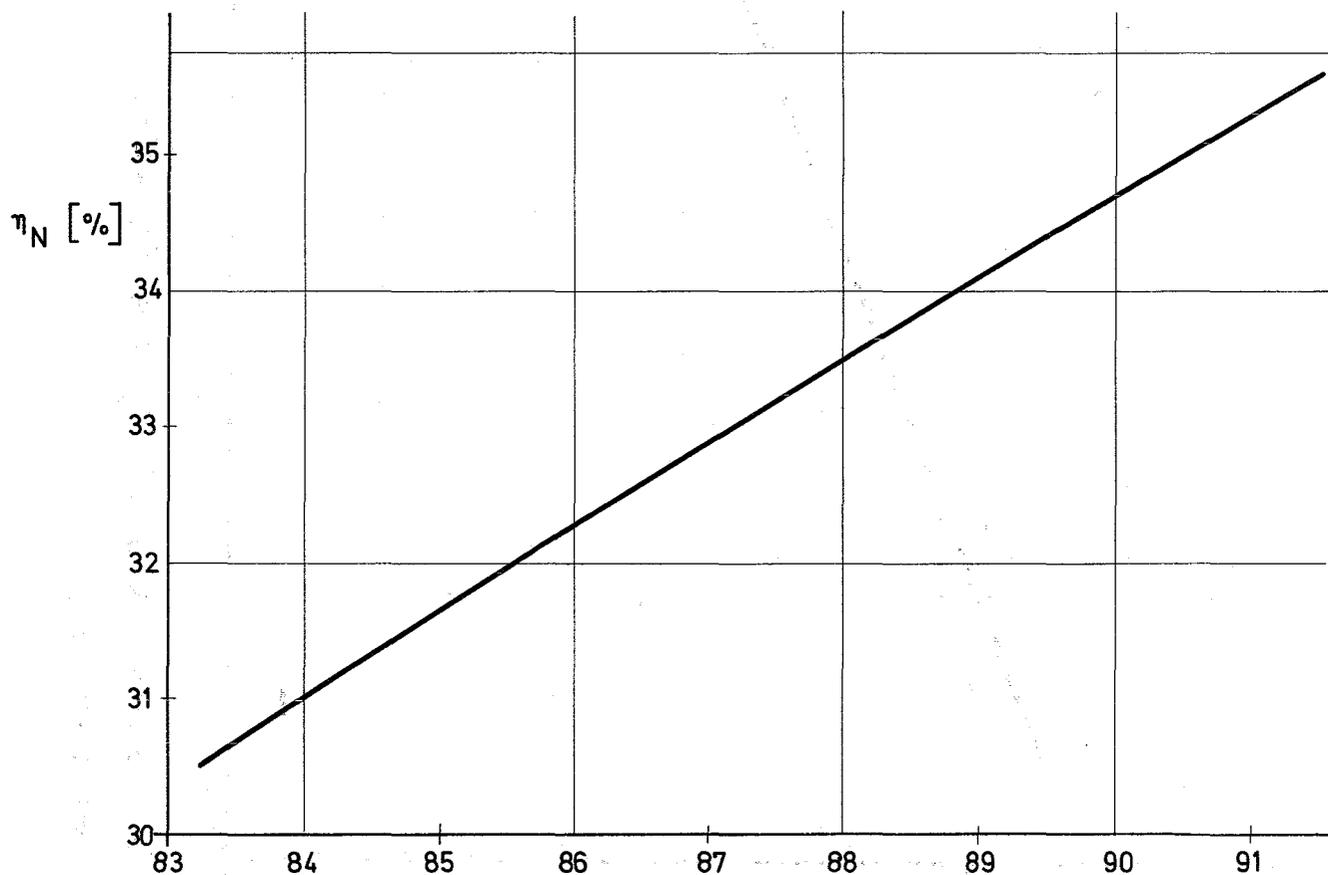


Abb. 20 Nettowirkungsgrad η_N als Funktion des Verdichter-
wirkungsgrades η_V .

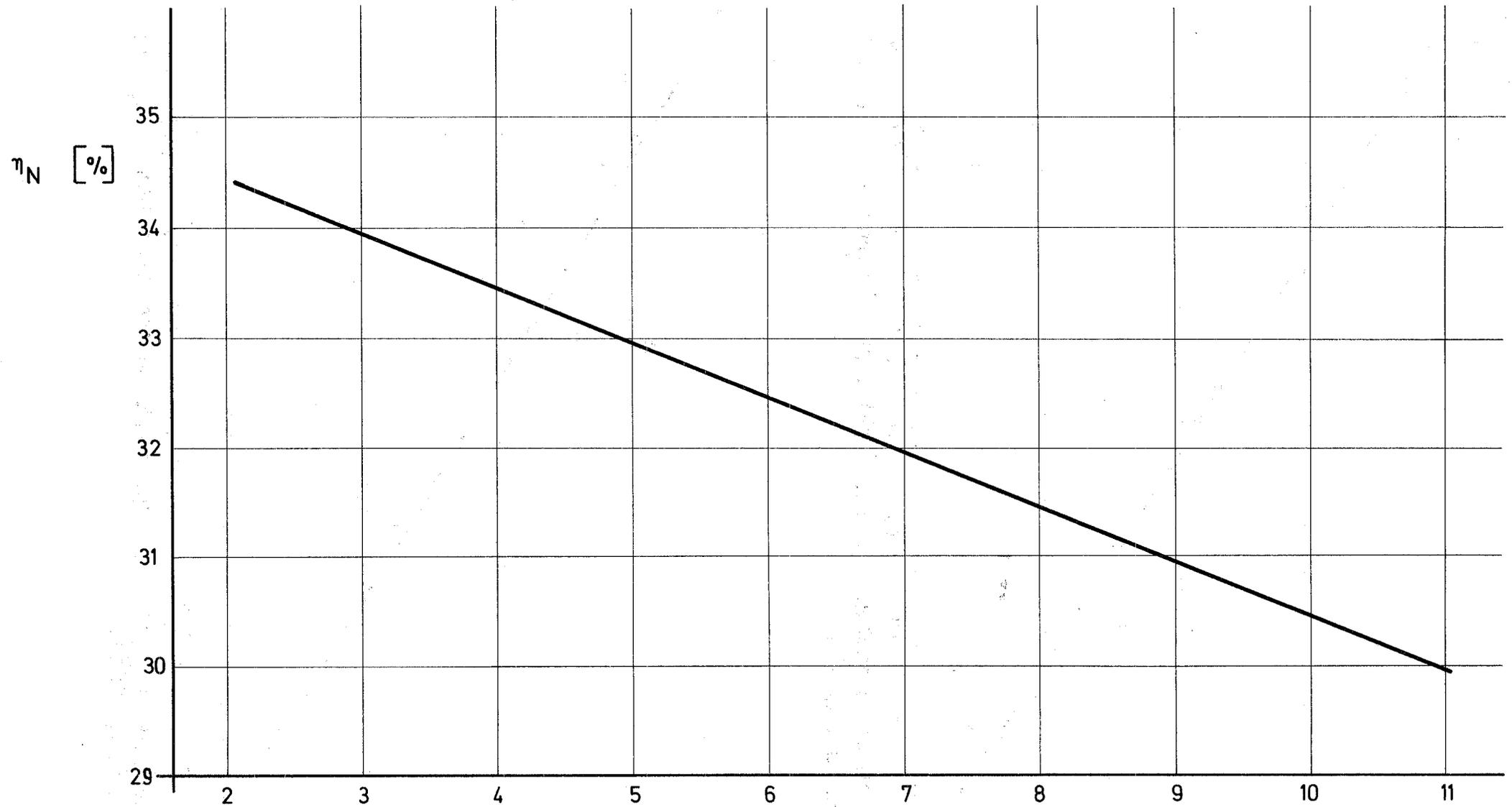


Abb. 21

Nettowirkungsgrad η_N als Funktion des Reaktordruckverlustes ΔP_R .

ΔP_R $\left[\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right]$

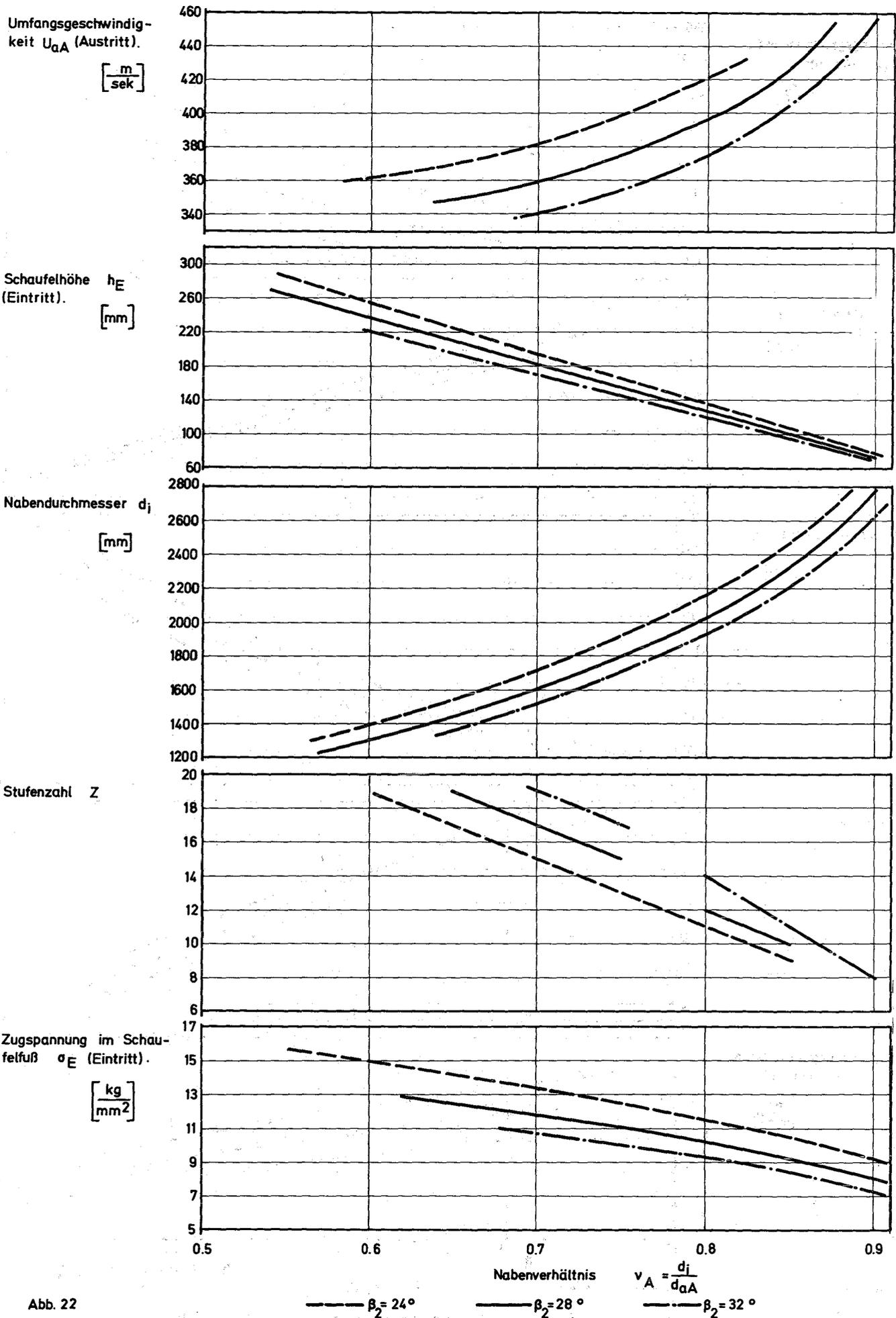


Abb. 22

Auslegungsdiagramm für Überdruckturbinen von 1000 MWe.
 $n = 3000 \frac{U}{min}$; $\alpha_0 = 90^\circ$

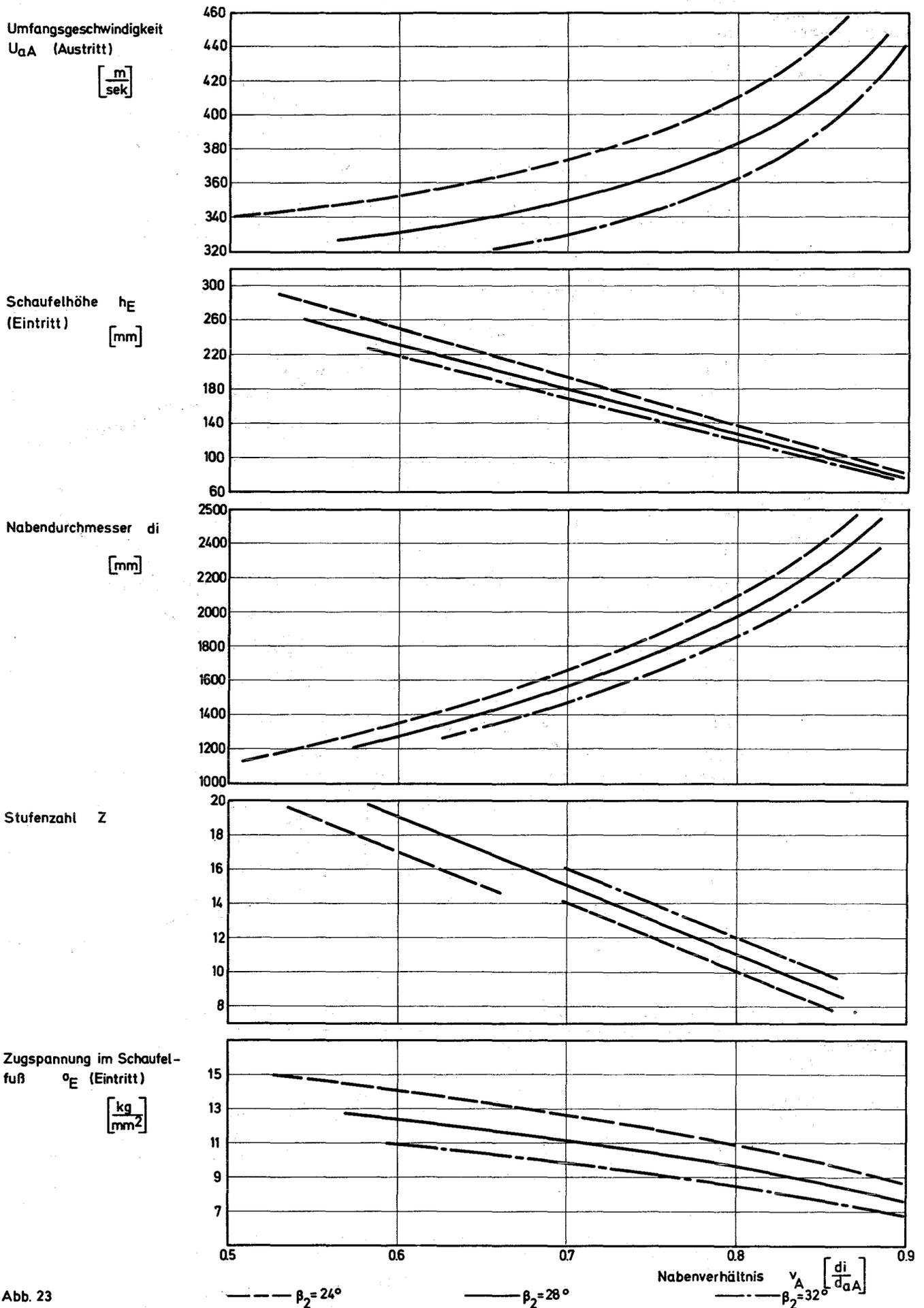


Abb. 23

Auslegungsdiagramm für Überdruckturbine von 1000 MWe

$n = 3000 \frac{U}{min}$

$\alpha_o = 80^\circ$

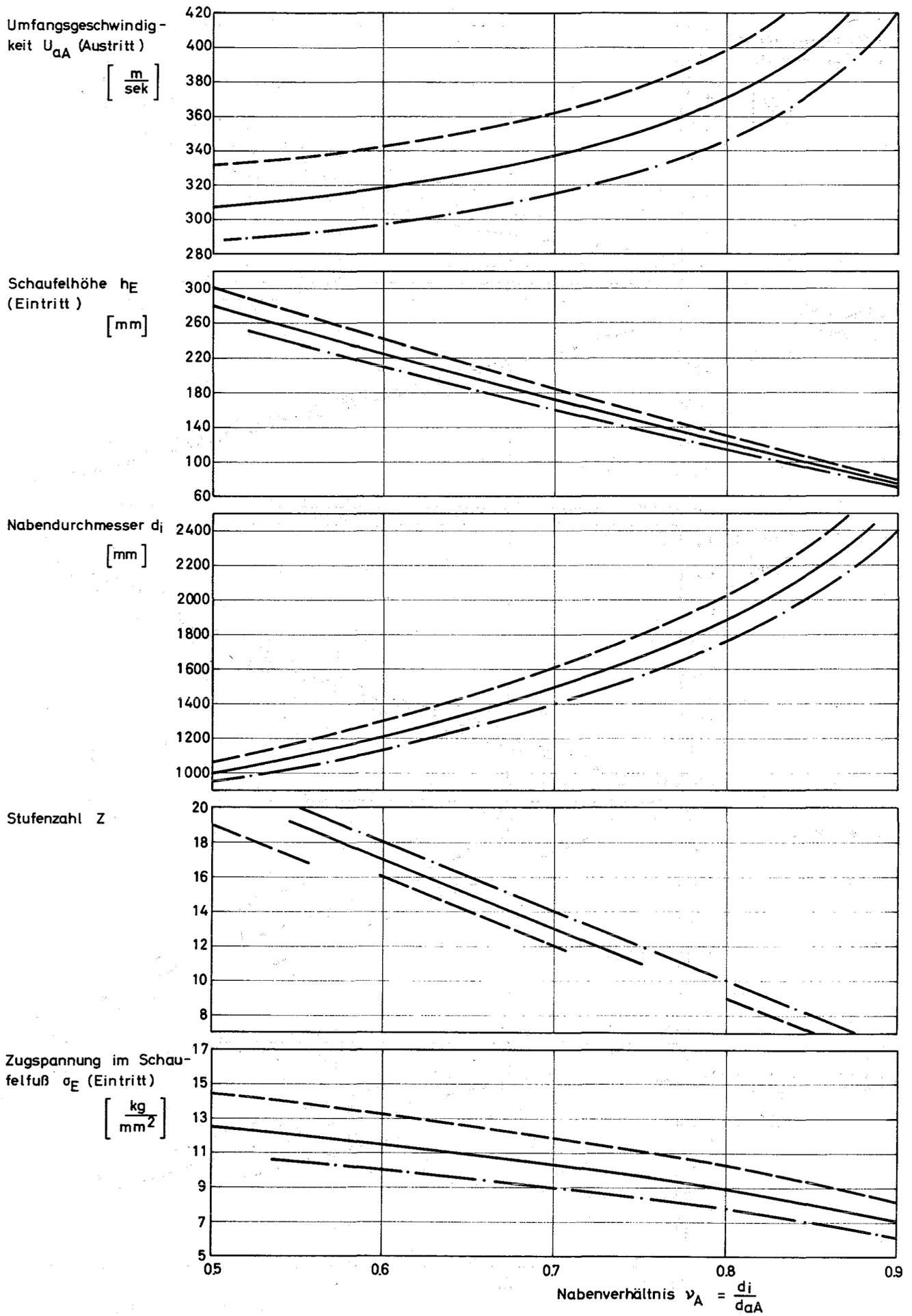


Abb. 24

Auslegungsdiagramm für Überdruckturbinen von 1000 MWe
 $n = 3000 \text{ U/min}$; $\alpha_0 = 70^\circ$

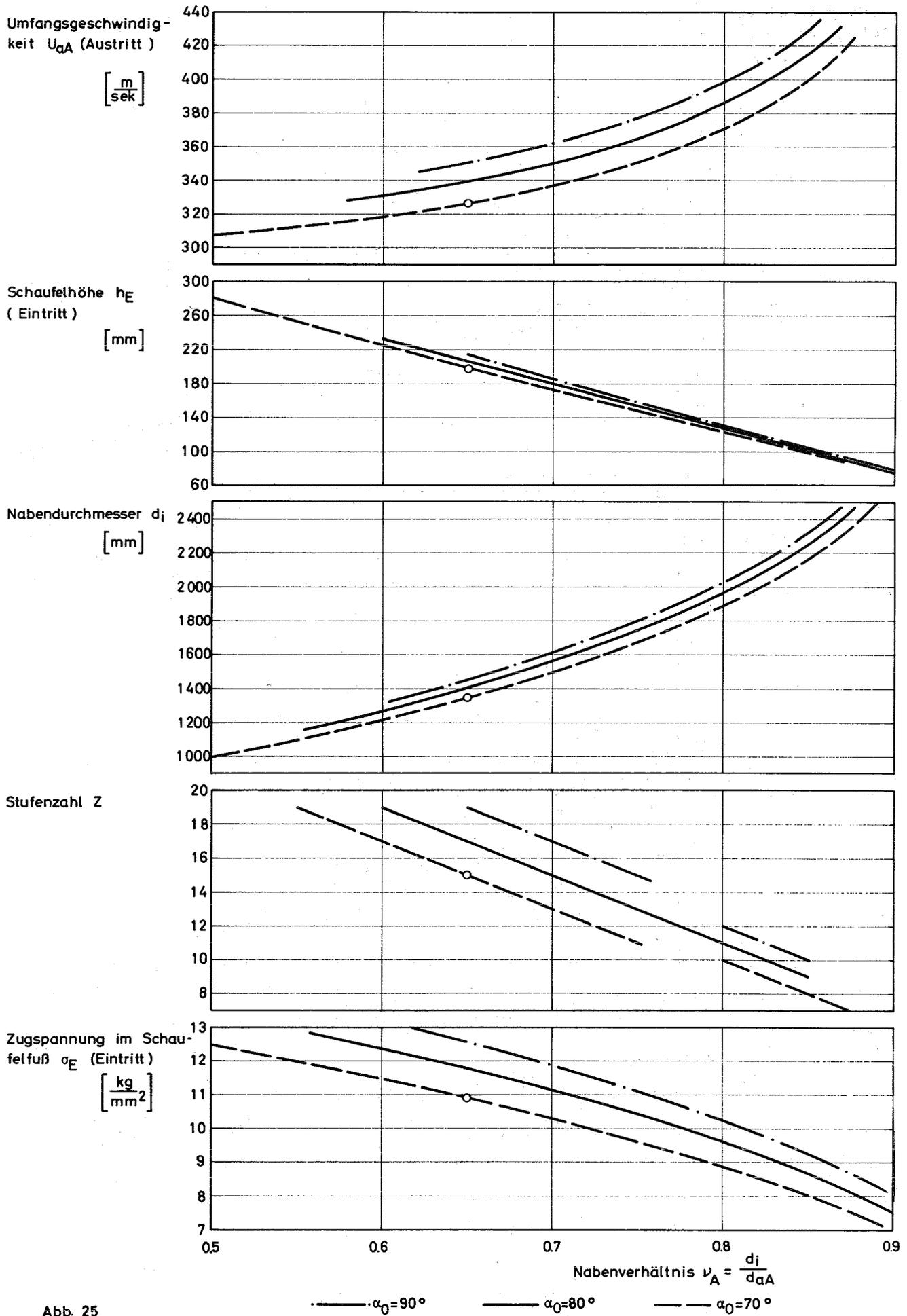


Abb. 25

Auslegungsdiagramm für Überdruckturbinen von 1000 MWe
 $n = 3000 \text{ U/min}$; $\beta_2 = 28^\circ$; \circ gewählter Auslegungspunkt

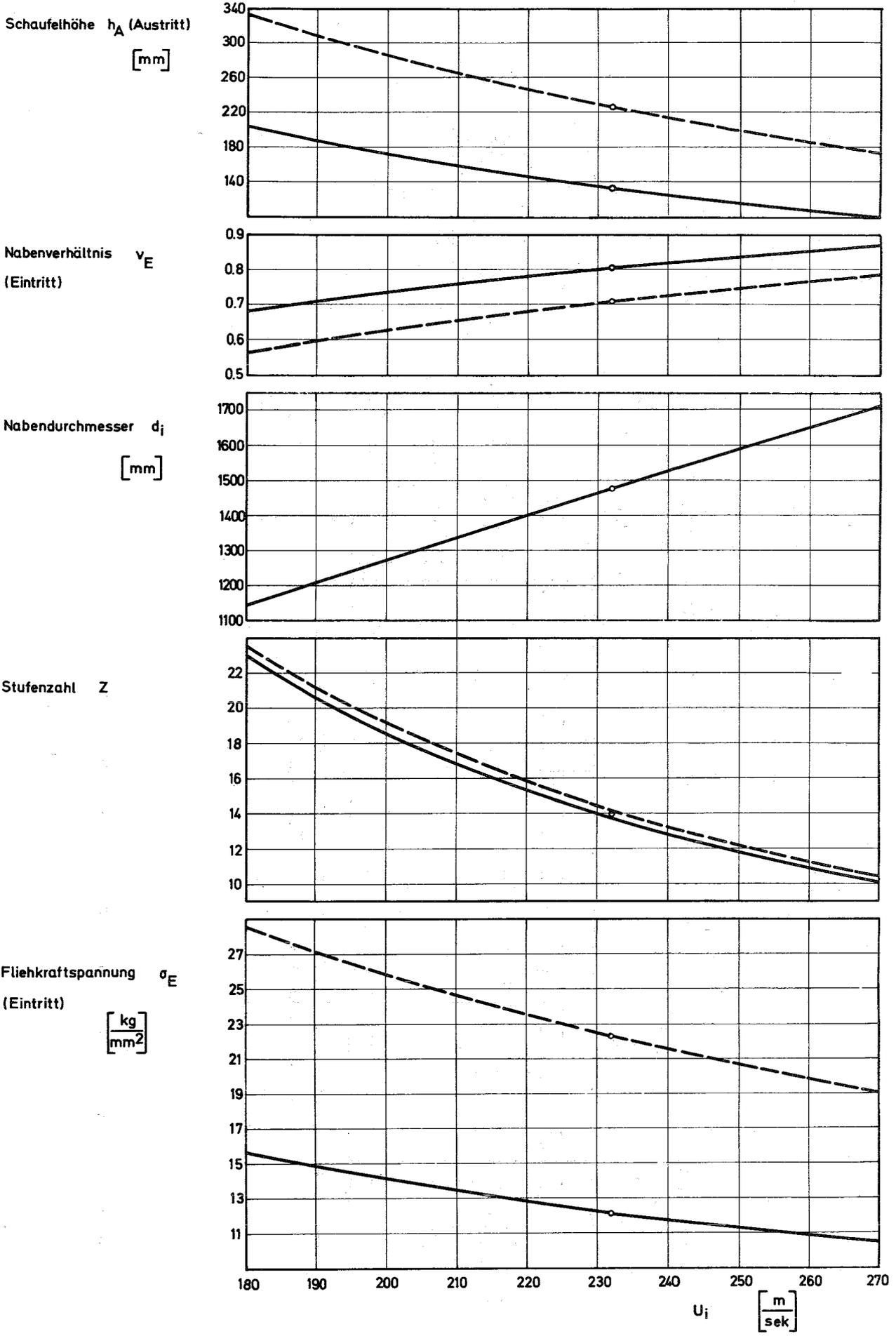


Abb. 26

--- ND-Verd. ($n=3000 \frac{U}{min}$) — HD-Verd. ($n=3000 \frac{U}{min}$)

Auslegungsdiagramm für Verdichter einer 1000 MWe - Anlage mit ZK=1. o gewählter Auslegungspunkt

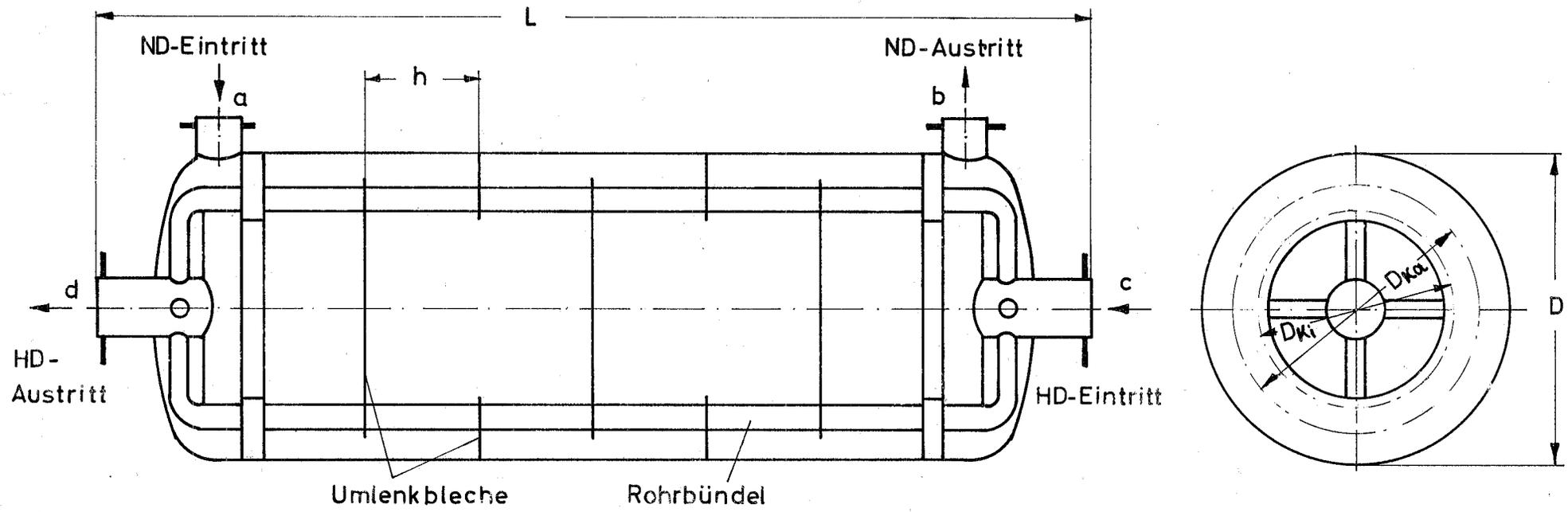


Abb. 27 Schema des Wärmeaustauschers

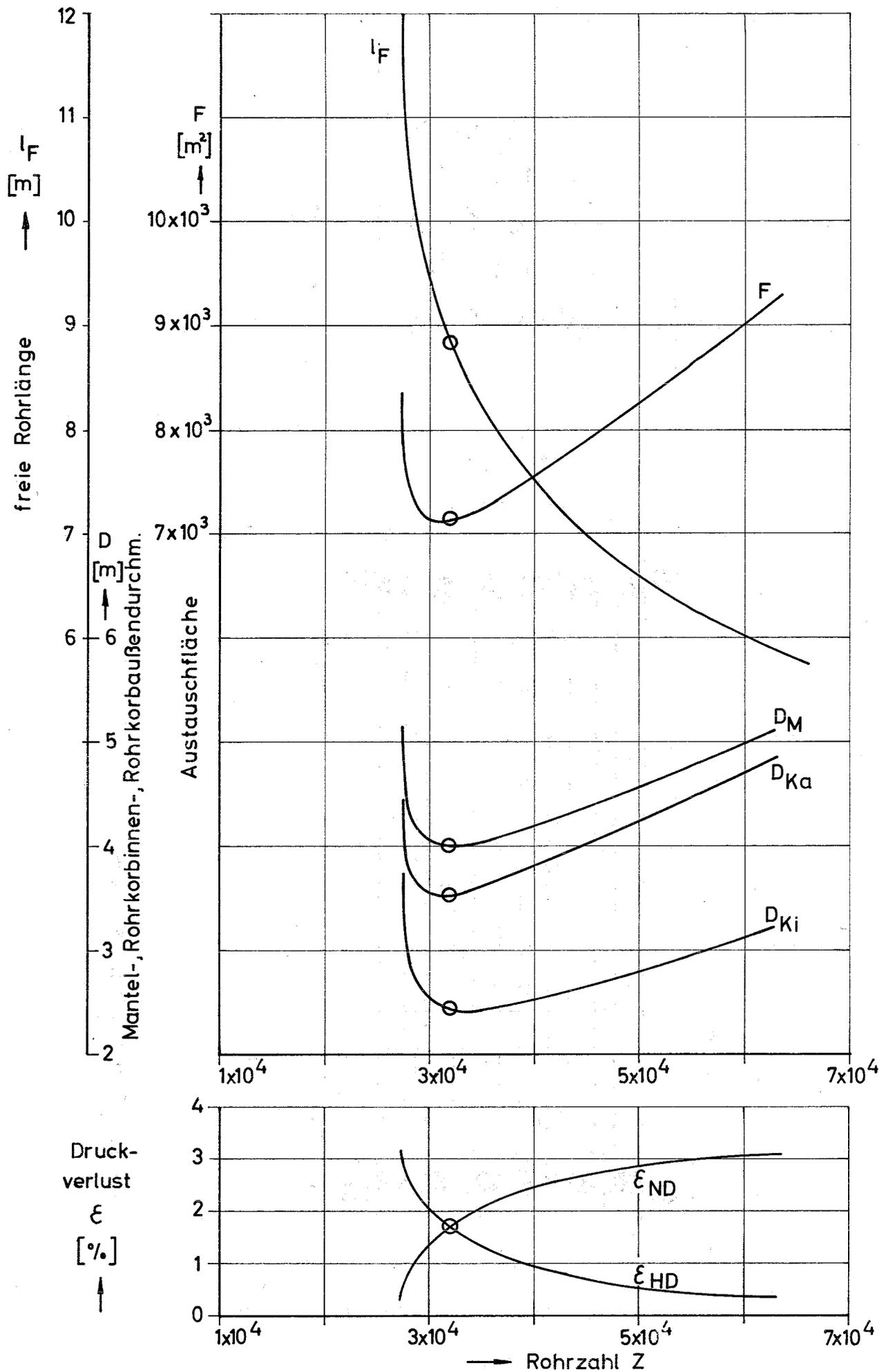


Abb. 28 Auslegungsdiagramm des Wärmeaustauschers

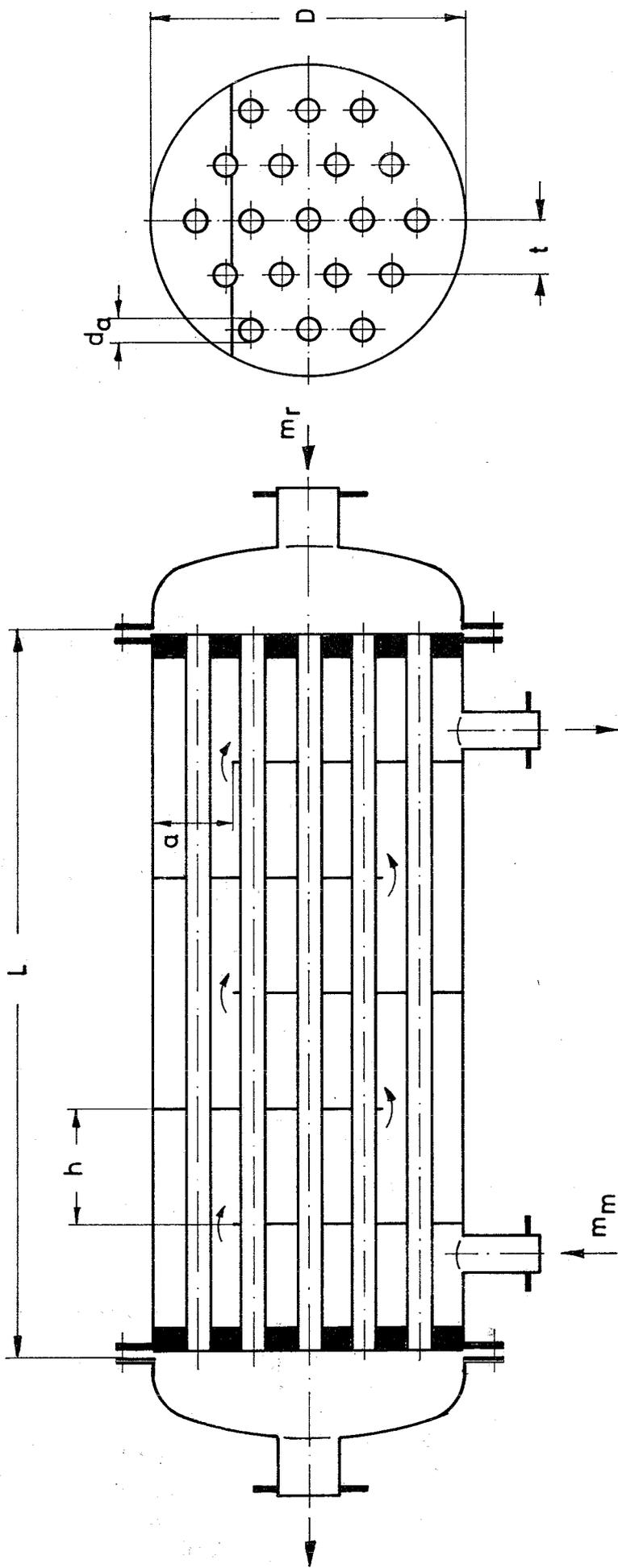


Abb. 29 Schema des Kühlers

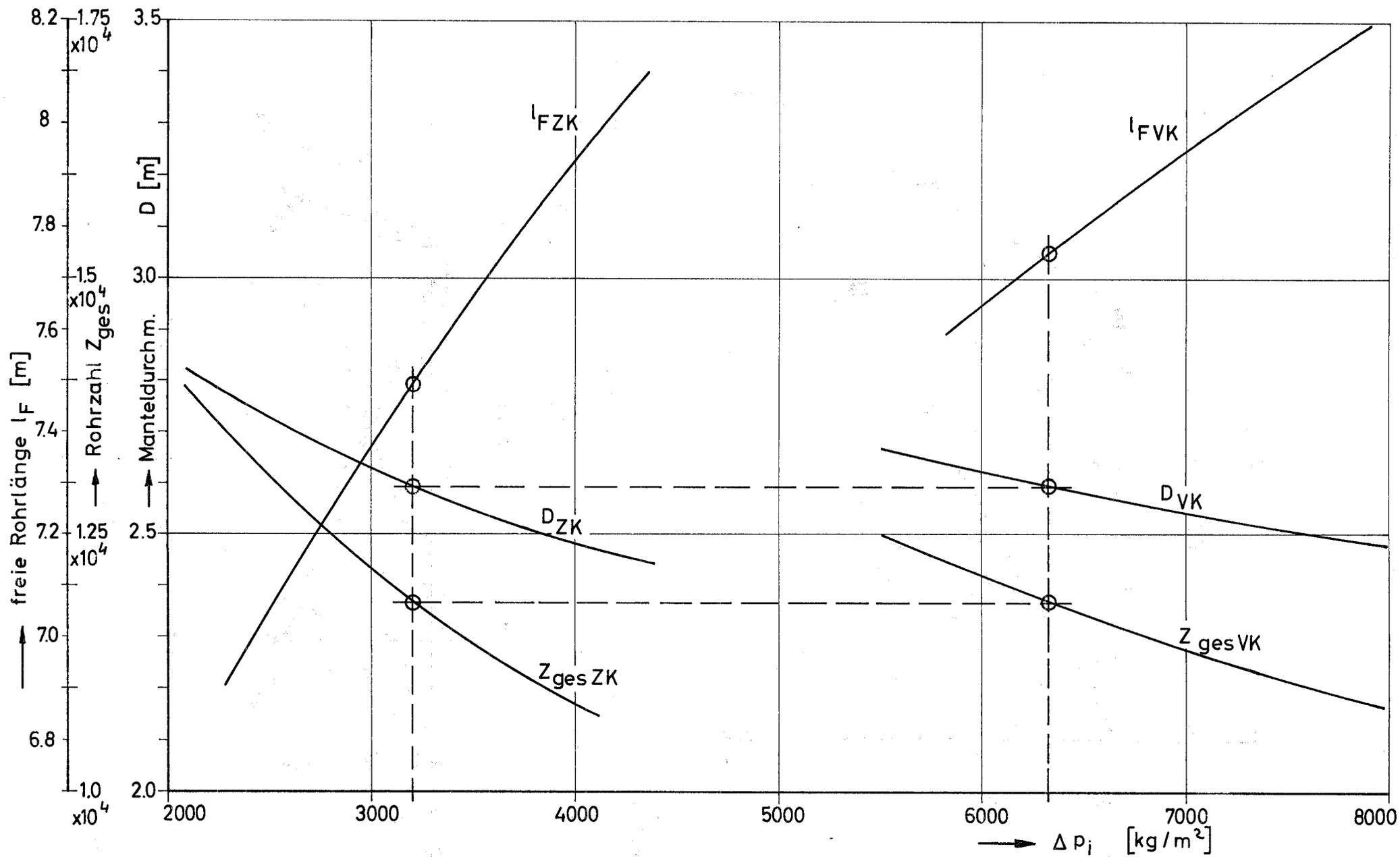


Abb. 30 Auslegungsdiagramm für Vor- und Zwischenkühler

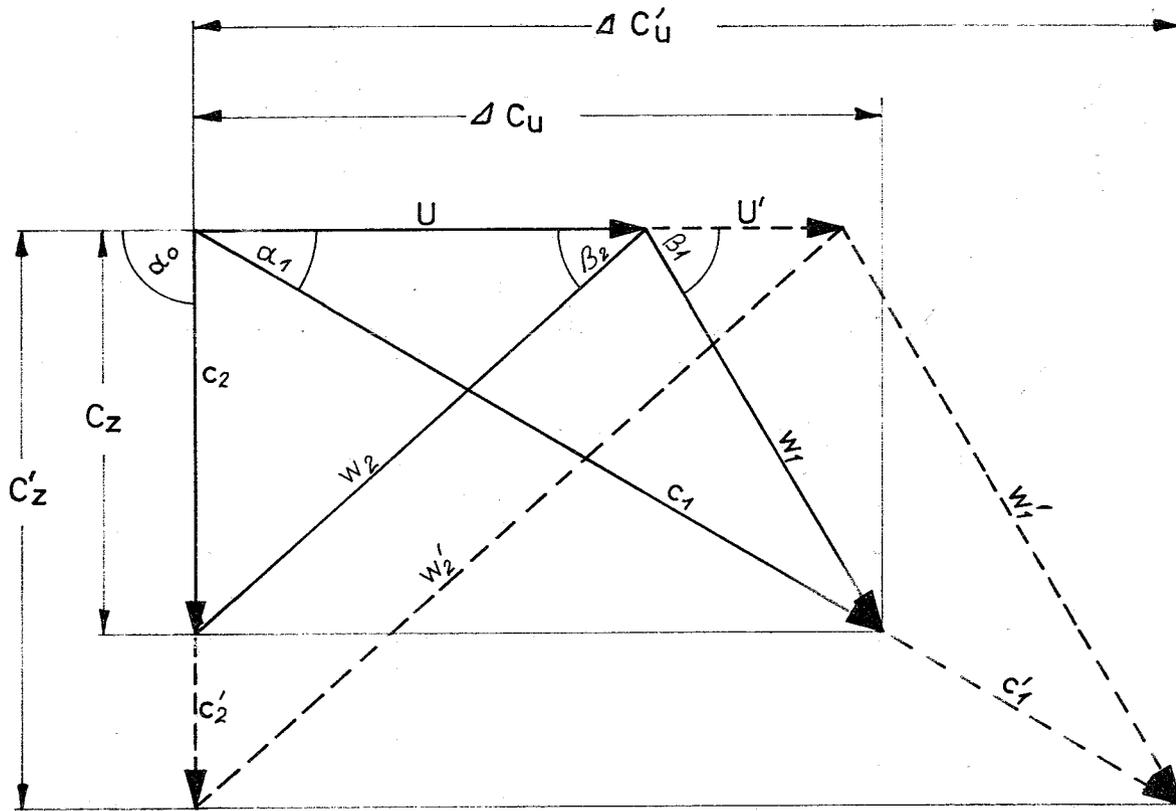


Abb. 31

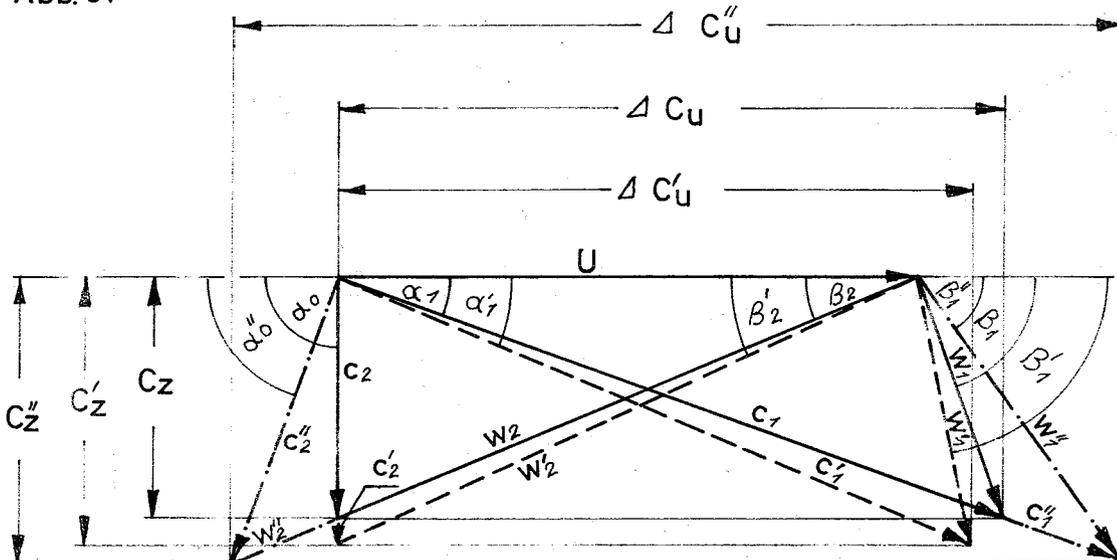
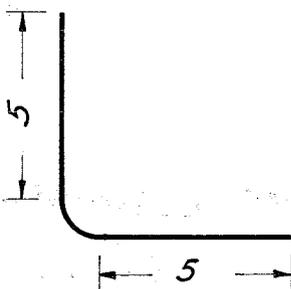
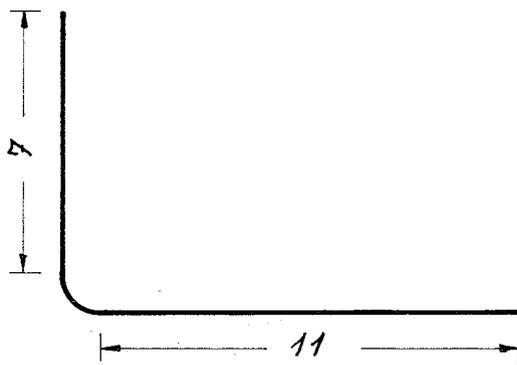
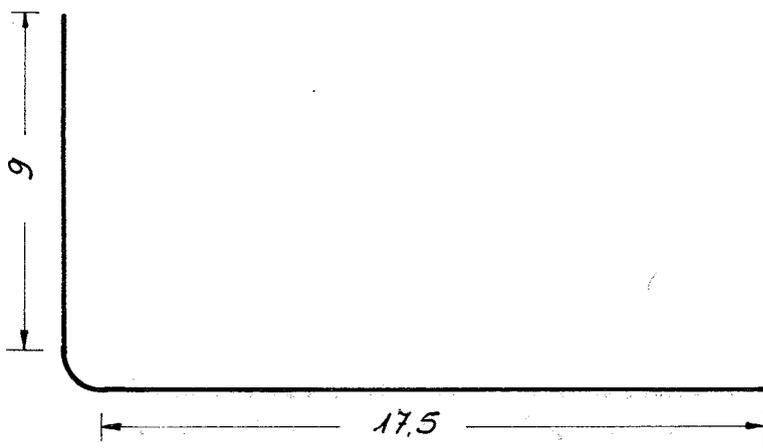


Abb. 32



Vorkühler - Niederdruckverdichter

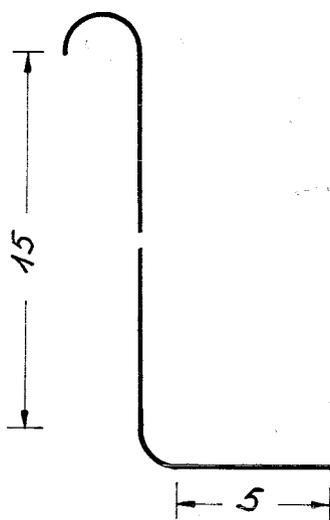
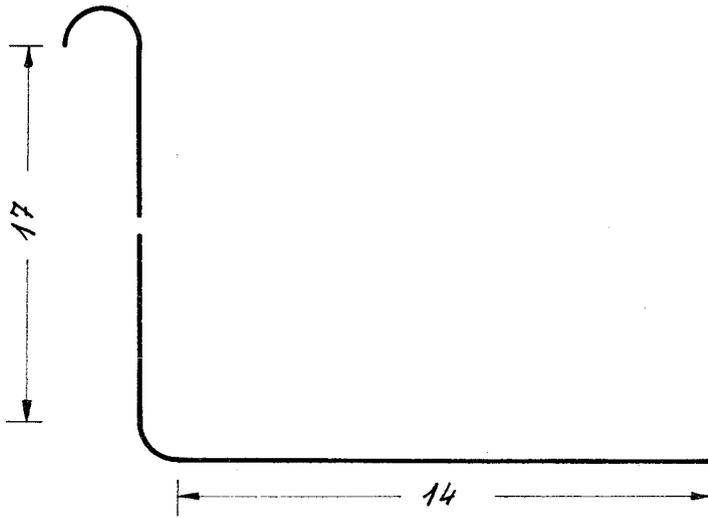
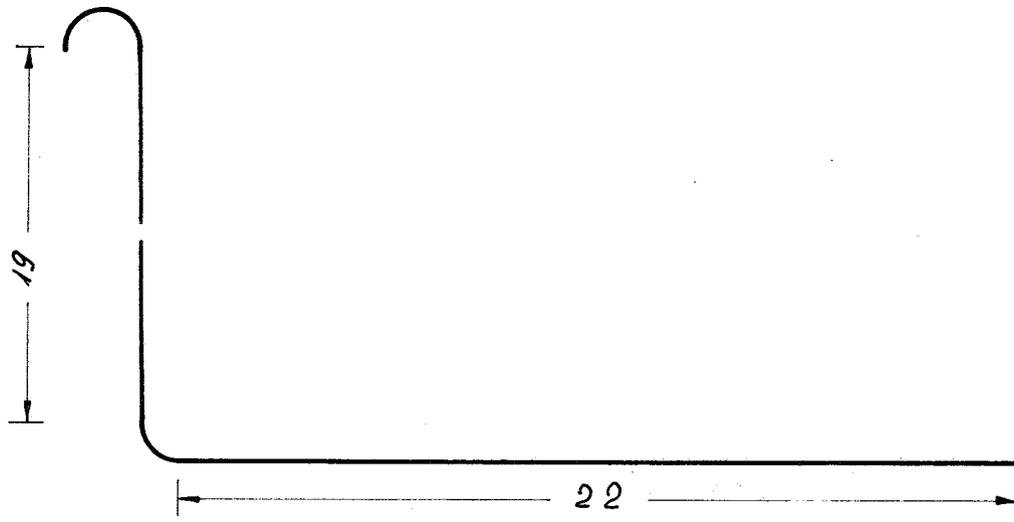
Rohrdurchmesser	1030 mm
Länge	129 m
Anzahl der Krümmen	6

(je 2 Rohrleitungen)

Abb. 33 Blatt 1

Rohrleitungsplan der 1000 MWe - Kraftwerksanlage

Als Länge wird die Summe der Längen der geraden Rohrstücke bezeichnet
Maße in m



Niederdruckverdichter - Zwischenkühler

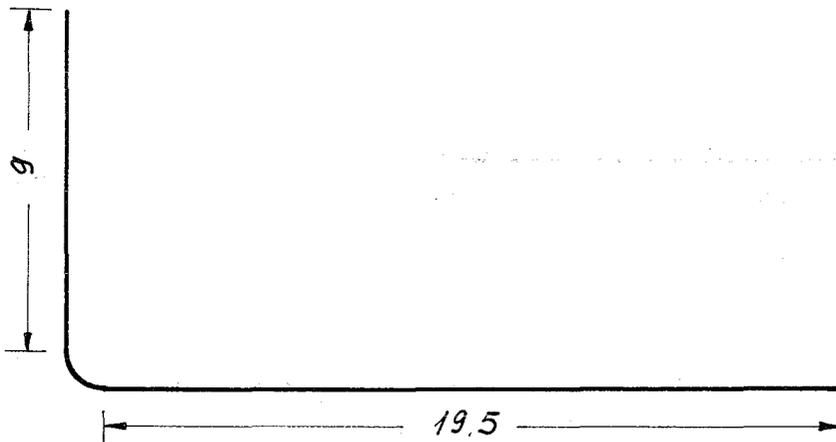
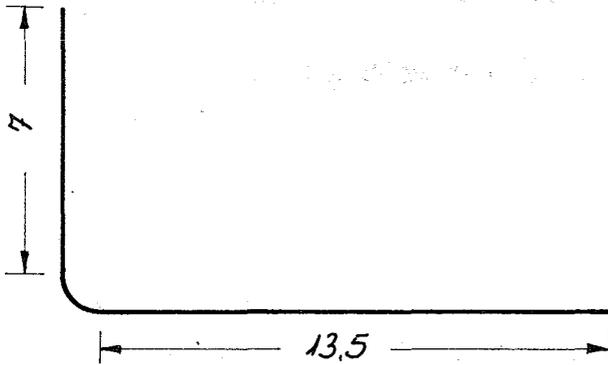
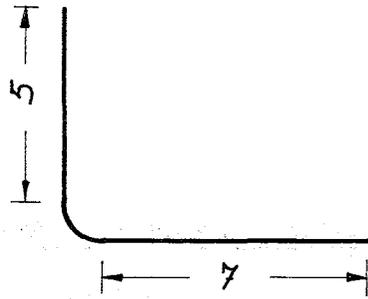
Rohrdurchmesser 920 mm

Länge 182 m

Anzahl der Krümmen 18

(je 2 Rohrleitungen)

Abb. 33 Blatt 2 Rohrleitungsplan



Zwischenkühler - Hochdruckverdichter

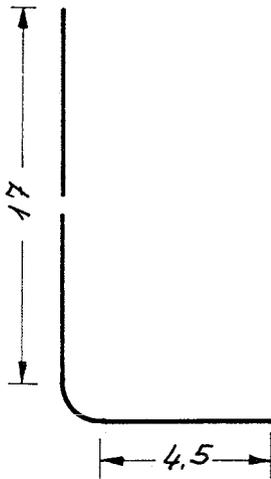
Rohrdurchmesser 920 mm

Länge 122 m

Anzahl der Krümmen 6

(je 2 Rohrleitungen)

Abb. 33 Blatt 3 Rohrleitungsplan



Hochdruckverdichter - Wärmeaustauscher

Rohrdurchmesser 920 mm
 Länge 203 m
 Anzahl der Krümmer 6

(je 2 Rohrleitungen)

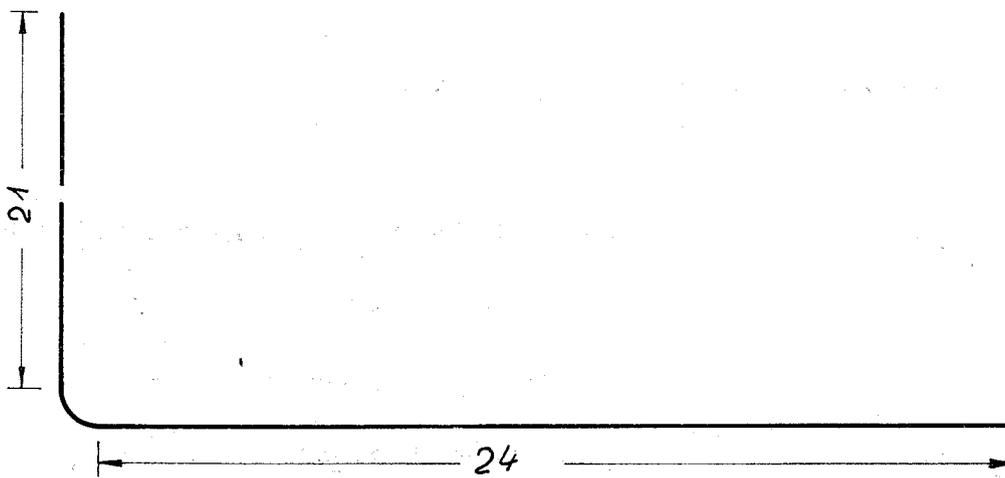
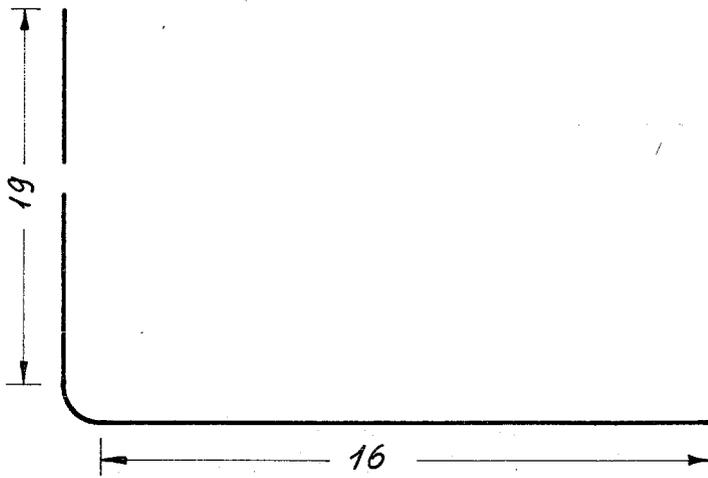
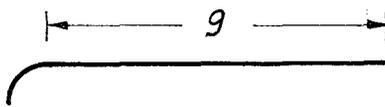


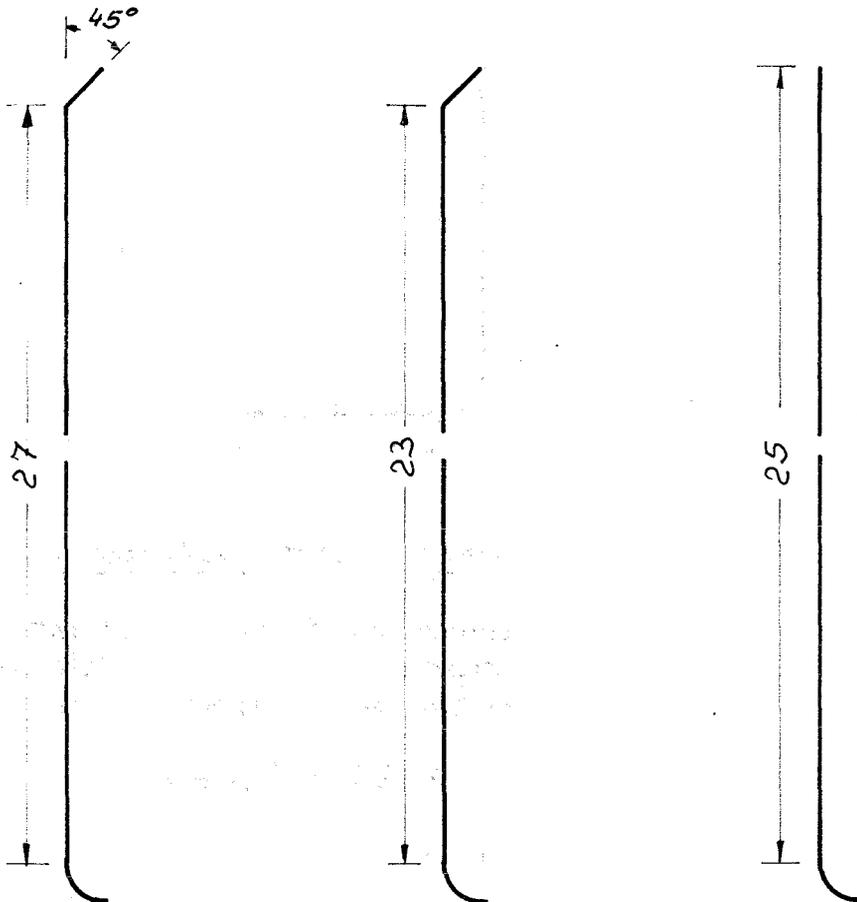
Abb.33 Blatt 4 Rohrleitungsplan

Wärmeaustauscher - Reaktor



Rohrdurchmesser 920 mm
Länge 54 m
Anzahl der Krümmen 6

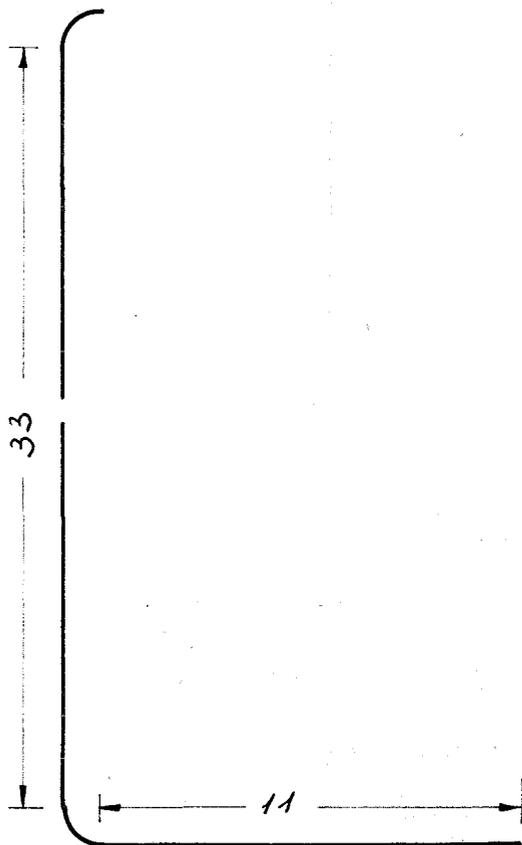
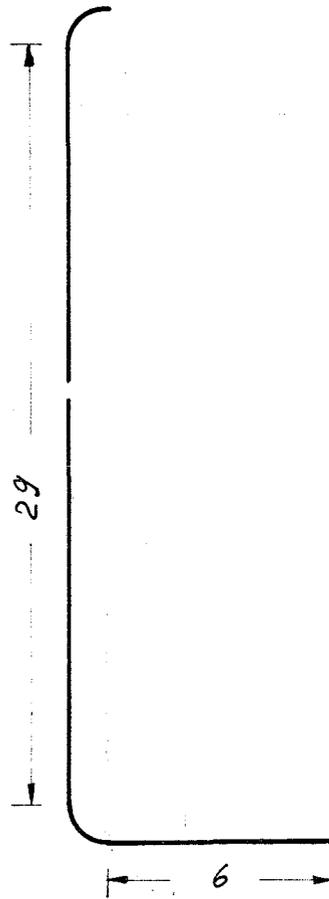
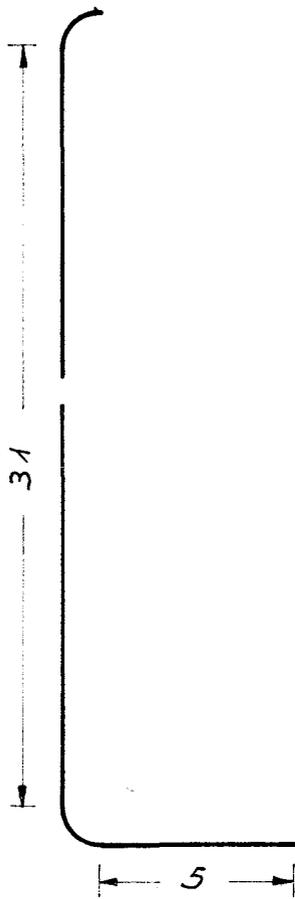
(6 Rohrleitungen)



Reaktor - Turbine

Rohrdurchmesser 1430 mm
Länge 75 m
Anzahl der Krümmen 5

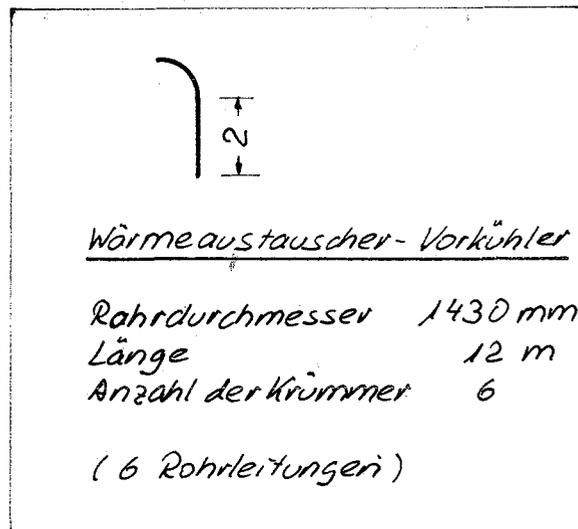
(je 1 Rohrleitung)



Turbine - Wärmeaustauscher

Rohrdurchmesser 1430 mm
 Länge 230 m
 Anzahl der Krümmen 12

(je 2 Rohrleitungen)



Wärmeaustauscher - Vorkühler

Rohrdurchmesser 1430 mm
 Länge 12 m
 Anzahl der Krümmen 6

(6 Rohrleitungen)

Abb. 33 Blatt 6 Rohrleitungsplan

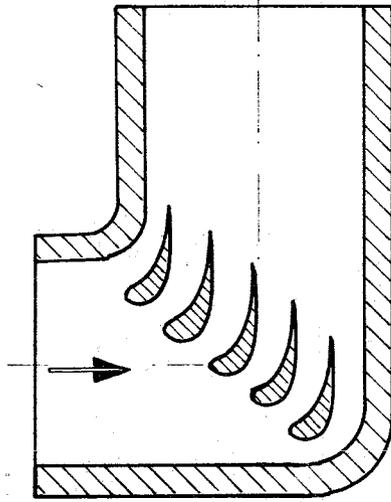


Abb. 34a Umlenkung mit geringen Energieverlusten und Vermeiden der Ablösung bei einem Flügelgitter.

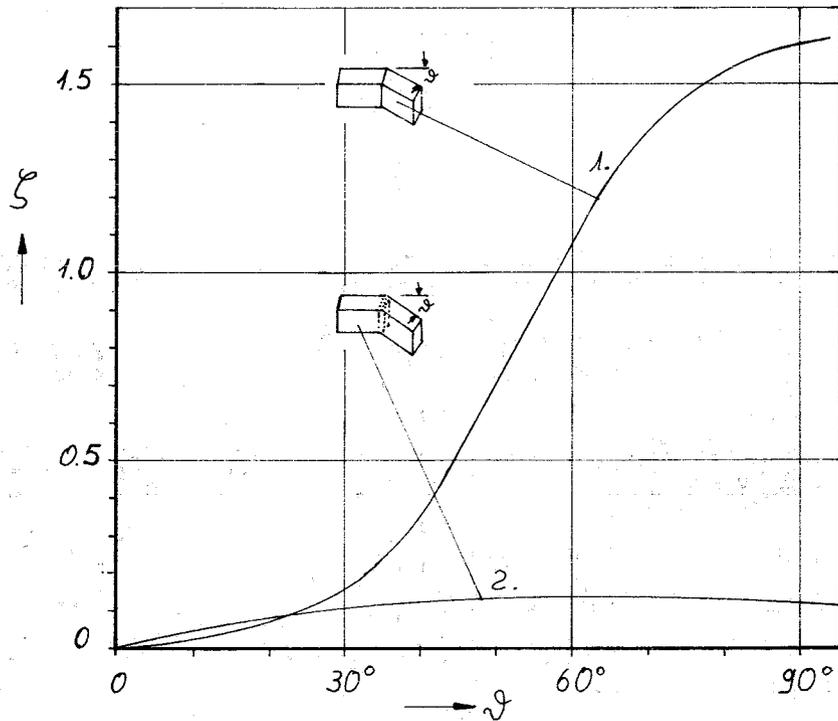
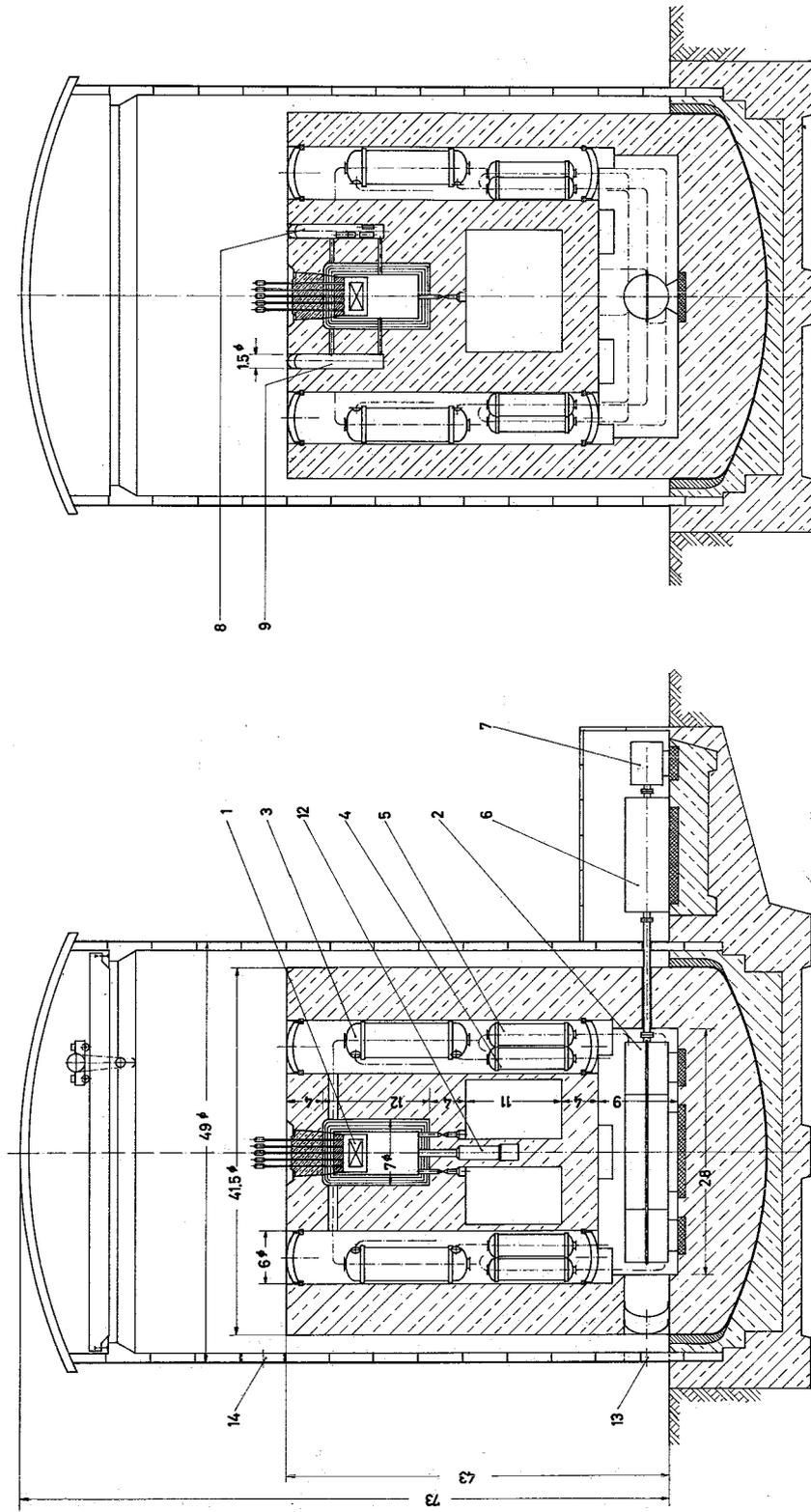


Abb. 34b Widerstandsbeiwert ξ für Krümmen
 1. ohne Flügelgitter
 2. mit Flügelgittern



Schnitt B-B

Schnitt A-A

Abb. 35 100MWe - Kraftwerk