

Auswirkung verschiedener Betriebsbedingungen auf den Kesselnutzungsgrad

Der Kesselnutzungsgrad wird neben den konstruktiven Gegebenheiten wesentlich durch die Betriebsbedingungen bestimmt. Diese Betriebsbedingungen sind teilweise unbeeinflussbar vorgegeben (z.B. Anzahl und Art der Wärmeverbraucher) bzw. können mehr oder weniger frei gewählt werden (z.B. Leistungsaufteilung, Dimensionierung).

Ziel dieses Aufsatzes ist, frei wählbare Betriebsparameter in ihrer Auswirkung auf den Kesselnutzungsgrad qualitativ und quantitativ darzustellen. Im Interesse allgemeiner Verständlichkeit werden zunächst die gültigen Grundlagen zusammengestellt.

Der statische Nutzungsgrad

Bei konstanter Brennerleistung erfolgt die Anpassung an verringerte Verbrauch-Abnahmen durch intermittierende Betriebsweise. Es treten somit die Schaltzustände Brenner "Ein" und Brenner "Aus" auf.

Brenner " Ein ":

Energetisch ist diese Phase durch den Kesselwirkungsgrad η_K charakterisiert:
 $\eta_K = \text{zugeführter Energiestrom (100\%)} - \text{Abstrahlungsverlust (} q_s \text{)} - \text{Abgasverlust (} q_A \text{)},$
 $\eta_K = 100 - q_s - q_A$

Der Abstrahlungsverlust wird sinnvollerweise aus zwei Komponenten bestehend verstanden:

1. Wärmeverlust über wasserführende Oberflächenpartien des Kessels,
2. Wärmeverluste über nicht-wasserführende Oberflächenpartien (Reinigungstüren, Brennkammer-Verschlussdeckel usw.).

Komponente 1 wird, bei gegebener Qualität und Ausführung der Wärmedämmung sowie Umgebungstemperatur, hauptsächlich von der Kesselwassertemperatur bestimmt.

Komponente 2 ist von der Flammen- bzw. Heizgastemperatur sowie der Heizgasführung abhängig. Charakteristisch für 2 ist auch die zum Einschaltzeitpunkt zeitverschobene Auswirkung als Folge der vorhandenen Speichermassen.

q_s kann ohne größeren Aufwand nicht unmittelbar messtechnisch erfasst werden und wird deshalb in der Praxis meist als Erfahrungswert angenommen. Seine Größe liegt bei etwa 2 bis 5 % der Feuerungsleistung. Anhaltswerte liefert auch die Richtlinie VDI 3808. Wie später noch begründet wird, spielt q_s bei intermittierender Betriebsweise keine allzu gravierende Rolle für die wirtschaftliche Bewertung. Fehler in der Annahme wirken sich also nur unwesentlich aus.

Der Abgasverlust q_A und seine Bestimmung mit Hilfe der Siegertschen Formel oder deren Modifizierung dürfte hinlänglich bekannt sein.

Brenner "Aus":

Während der Phase Brenner "Aus" entfallen Wärmeverluste die an das Vorhandensein von Flamme und Heizgasstrom gekoppelt sind. Nicht-wasserführende Oberflächenpartien geben zwar immer noch gespeicherte Wärme ab, diese stammt aber aus der Phase Brenner "Ein". Aufgrund des wirksamen Schornstein-Unterdruckes und geringer freier Querschnitte auf der Brennerseite findet jedoch eine zusätzliche Auskühlung des Kessels aufgrund der inneren Luftströmung statt. Diese innere Auskühlung ist heute aufgrund des Einsatzes von kombinierten Nebenluftvorrichtungen und Brennerabschlussklappen praktisch Null. Die Summe von äußerem und innerem Wärmeverlust ist meist deutlich geringer als q_S während der "Ein"-Phase und wird als Bereitschaftsverlust q_B bezeichnet.

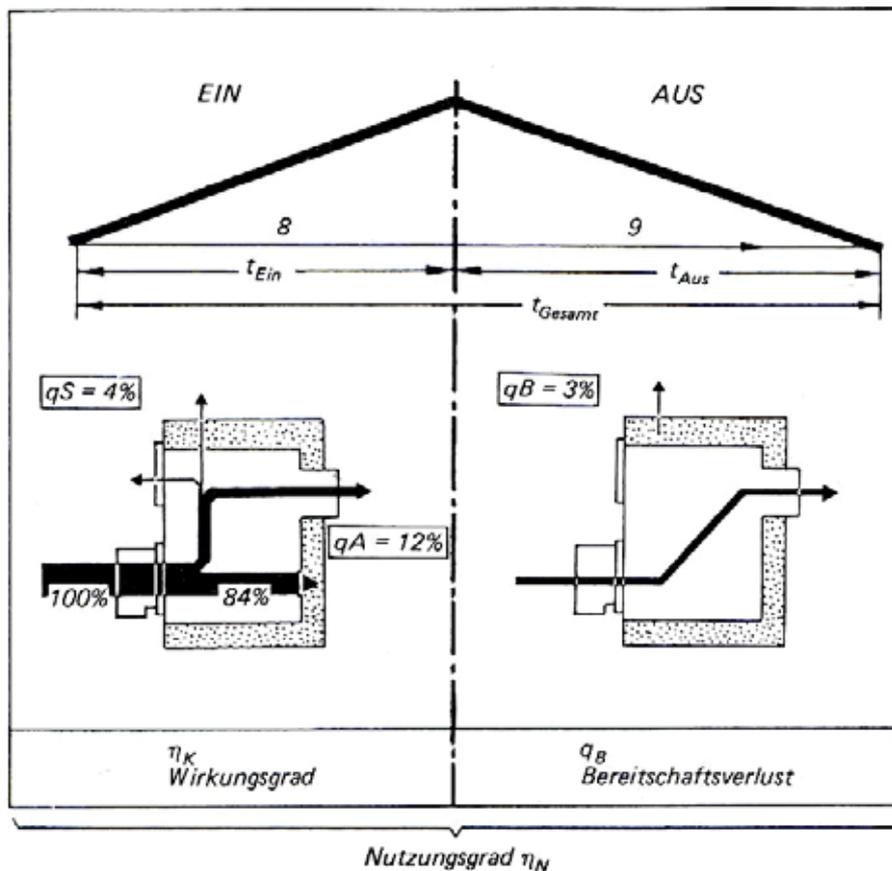


Bild 1 Der Nutzungsgrad als Bewertungskriterium eines einzelnen Betriebszyklus (die gesetzten Werte sind als Beispiel für eine bestimmte Kesselauslastung angenommen)

Der Gesamtzyklus "Ein" und "Aus" charakterisiert vollständig den momentanen energetischen Zustand des Wärmeerzeugers. Er kann als Nutzungsgrad aus den zeitlich gewichteten Kriterien η_K und q_B definiert werden.

Bild 1 zeigt, unter Ansatz konkreter Zahlenwerte, die bisher erläuterten Zusammenhänge in der Übersicht.

Der Kessel-Nutzungsgrad η_{NK}

Nach Bild 1 lässt sich der Nutzungsgrad aufstellen:

$$\eta_{NK} = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{84\% \cdot t_{\text{Ein}}}{100\% \cdot t_{\text{Ein}} + 3\% \cdot t_{\text{Aus}}}$$

$$= \frac{84 \cdot 8}{100 \cdot 8 + 3 \cdot 6} = 81,3 \%$$
(1)

Es fällt auf, dass der Nutzungsgrad beim Auftreten von "Aus"-Zeiten sofort kleiner η_K wird. Obiger Ansatz zeigt auch den wesentlichen qualitativen Unterschied von η_K und η_{NK} . Bei η_K handelt es sich um die Bilanz von Wärmeströmen (Absolutwerte z.B. in der Einheit kW), bei η_{NK} um die Bilanz von Wärmemengen (kWh). Für die Angabe des Nutzungsgrades ist also immer ein Zeitintervall zugrunde zu legen. Das kleinste mögliche Zeitintervall ist mit dem Zyklus "Ein" und "Aus" gegeben. Es ist unbenommen die Summe beliebig vieler Zyklen zusammenzufassen, um auf diese Weise einen Tages-, Monats- oder Jahres-Nutzungsgrad zu bilden.

Auswertung 1

Wenn keine "Aus"-Phasen auftreten, wird der Wärmeerzeuger offensichtlich mit seinem vollen Leistungsvermögen gefordert. Der Kessel ist voll ausgelastet. Diese Kesselauslastung (φ_K wird durch das Verhältnis der "Ein"-/ "Aus"-Zeiten deutlich:

Kesselauslastung φ_K	
exakt dimensioniert (incl. WW)	$\varphi_K = \frac{1\,500 + 200}{8\,760^*} = 19\%$
(ohne WW)	$\varphi_K = \frac{1\,500}{6\,400} = 23\%$
100% überdimensioniert	$\varphi_K = \frac{750 + 100}{8\,760} = 10\%$

* evtl. Kessel-Vollabschaltungen nicht berücksichtigt

Tabelle 1 Typische Werte für Kesselauslastung φ_K

φ_K	t_{Ein}	t_{Aus}	t_{Gesamt}	η_N
1,0		0		84
0,8	23	5	28	83,5
0,6	11	6	17	82,6
0,4	7	9	16	80,9
0,2	5	17	22	76,2
0,1	4	30	34	68,6
0,0	4	130	134	

Tabelle 2 Verschiedene Größen unterschiedlichen Auslastungen φ_K zugeordnet

$$\varphi_K = \frac{t_{\text{Ein}}}{t_{\text{Ein}} + t_{\text{Aus}}} = \frac{t_{\text{Ein}}}{t_{\text{Gesamt}}} \quad (2)$$

Demnach wäre zum Beispiel mit $t_{\text{Aus}} = 0$

$$\varphi_K = \frac{t_{\text{Ein}}}{t_{\text{Ein}} = 1}.$$

Mit den Werten aus Bild 1 ist

$$\varphi_K = \frac{8}{8+9} = 0,47.$$

So wie mit den Zeitanteilen eines einzelnen Zyklus die momentane Kesselauslastung sichtbar wird, kann durch Summieren dieser Schaltzeiten über einen beliebigen Zeitraum die durchschnittliche Auslastung während dieses Zeitraumes ermittelt werden.

So ergibt sich die jahresdurchschnittliche Kesselauslastung aus den Jahressummen von t_{Ein} und t_{Gesamt} :

$$\varphi_{\text{Ka}} = \frac{\sum^a t_{\text{Ein}}}{\sum^a t_{\text{Gesamt}}}$$

Tabelle 1 zeigt typische Werte, die allesamt eine erstaunlich niedrige Auslastung des Wärmeerzeugers im Heizbetrieb ausweisen.

Auswertung 2

Der einfache, aus den praktischen Betriebsbedingungen abgeleitete Zusammenhang nach Gl. (1) lässt sich mathematisch verallgemeinern:

1. Wandlung in Wärmeströme

$$\eta_{\text{NK}} = \frac{84\% \cdot t_{\text{Ein}}}{100\% \cdot t_{\text{Ein}} + 3\% \cdot t_{\text{Aus}}}$$

mit: 84 % $\hat{=}$ Kesselleistung Q_K ,
 100 % $\hat{=}$ Feuerungsleistung Q_K/η_K
 3 % $\hat{=}$ $q_B \cdot Q_K/\eta_K$ (q_B als dezimale Größe) und
 $t_{\text{Aus}} \hat{=}$ $t_{\text{Gesamt}} - t_{\text{Ein}}$.

wird:

$$\eta_{\text{NK}} = \frac{Q_K \cdot t_{\text{Ein}}}{\frac{Q_K}{\eta_K} \cdot t_{\text{Ein}} + q_B \cdot \frac{Q_K}{\eta_K} \cdot (t_{\text{Gesamt}} - t_{\text{Ein}})}$$

2. Kürzen von Q_K , η_K auf Hauptbruchstrich

$$\eta_K = \frac{\eta_K \cdot t_{\text{Ein}}}{t_{\text{Ein}} + q_B \cdot (t_{\text{Gesamt}} - t_{\text{Ein}})}$$

3. Division durch t_{Ein}

$$\eta_K = \frac{\eta_K}{1 + q_B \left(\frac{t_{\text{Gesamt}}}{t_{\text{Ein}}} - 1 \right)} \text{ bzw. } \frac{\eta_K}{\left(\frac{t_{\text{Gesamt}}}{t_{\text{Ein}}} - 1 \right) \cdot q_B + 1} \quad (3)$$

Diese Form ist, bis auf die Bezeichnungen innerhalb der Klammer, mit der allgemein bekannten Nutzungsgradformel nach VDI 2067 identisch. Mit obiger Herleitung wird der Praxisbezug deutlich.

Bei Vergleich des Quotienten innerhalb der Klammer mit Gl. (2) fällt auf, dass dieser dem umgekehrten Auslastungsverhältnis φ_K , also $1/\varphi_K$ entspricht.

So kann Gl. (3) weiter verallgemeinert werden:

$$\eta_{NK} = \frac{\eta_K}{\left[\frac{1}{\varphi_K} - 1 \right] \cdot q_B + 1} \quad (4)$$

Der Vergleich von Gl. (1) und Gl. (4):

$$\frac{84\% \cdot 8}{100\% \cdot 8 + 3\% \cdot 9} = 81,3 \%$$
$$\frac{84}{\left[\frac{1}{0,47} - 1 \right] \cdot 0,03 + 1} = 81,3 \%$$

(Der q_B -Wert muss hier in dezimaler Form angesetzt werden $\rightarrow 3 \% = 0,03$).

Auswertung 3

In Tabelle 2 sind alle in Gl. (1) vorkommenden Größen unterschiedlichen Auslastungen φ_K zugeordnet. Interessant ist, dass φ_K auch bei völligem Wegfall der Nutzwärmeabgabe immer noch eine Auslastung nach dem Zeitverhältnis von

$$\varphi_K = \frac{4}{4 + 130} = 0,03$$

aufweist.

In diesem Betriebszustand wird der q_B -Wert sichtbar und kann in der Praxis leicht ermittelt werden. (Meist wird vorgeschlagen, diese Messung über einen bestimmten Zeitraum, z.B. 24 oder 36 Stunden vorzunehmen. Obige Darlegung zeigt aber, dass diese im Grundsatz nicht korrekt ist. Es kommt auf das Zeitverhältnis abgeschlossener Zyklen an, wobei tatsächlich ein einziger Zyklus vollständig ausreichend ist.)

Die Differenz zwischen φ_K = Kesselauslastung (mit q_B als Minimalwert) und der tatsächlichen nach der Nutzwärmeabnahme gegebenen Auslastung φ führt dazu, dass zwischen der Feuerungslaufzeit (Messwert) und der "Nutz-Feuerungslaufzeit" (Rechenwert) unterschieden werden muss. Dieser Sachverhalt interessiert hier für die weitere Darstellung nicht und wird deshalb nicht weiter dargelegt.

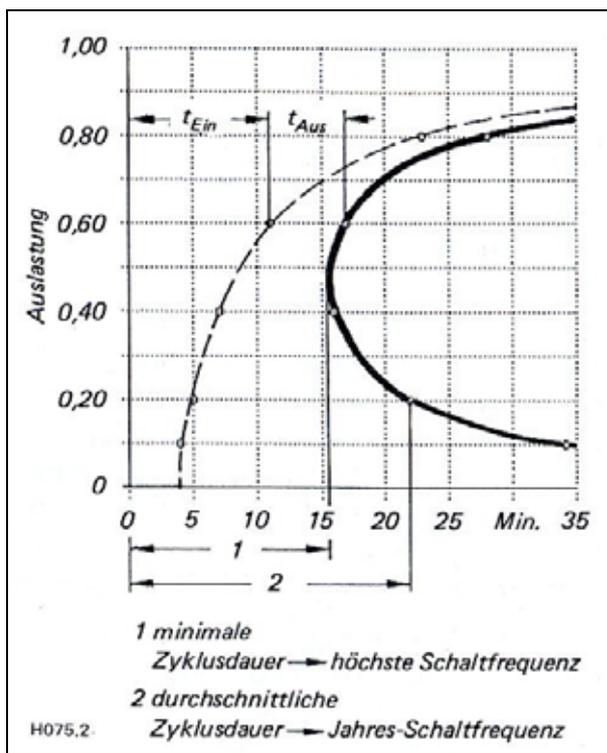


Bild 2 Verlauf der Brennerlaufzeiten " t_{Ein} " und Brennerstillstandszeiten " t_{Aus} " nach Tabelle 2. Die Zyklusdauer $t_{Ein} + t_{Aus}$ gestattet Rückschlüsse auf die Schaltfrequenz des Brenners

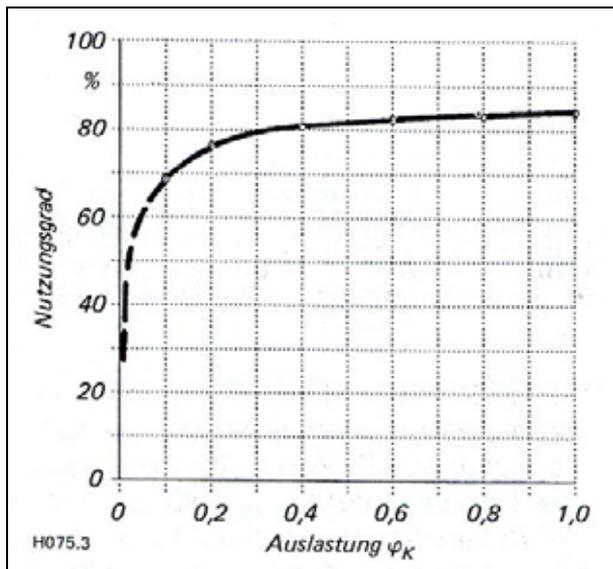


Bild 3 Die Nutzungsgrad-Kennlinie nach Tabelle 2 bzw. grafische Auswertung der Gl. (4). Bei Konstanzhaltung aller in Gl. (4) enthaltenen Parameter q_A , q_S , q_B erreicht der Nutzungsgrad sein Maximum bei voller Auslastung des Kessels

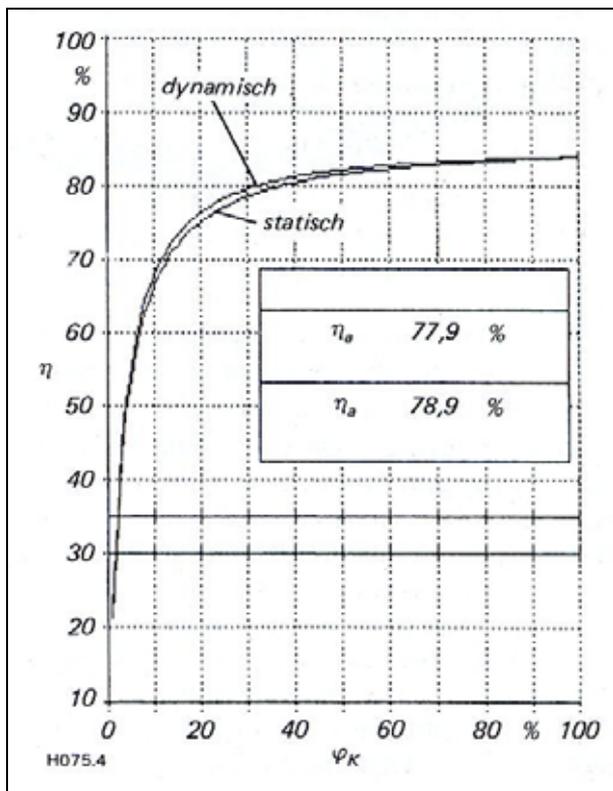


Bild 4 Kennlinienverlauf bei statischer Betrachtung (q_A , q_S , q_B sind konstante Größen) und realer Verlauf unter Berücksichtigung der dynamischen Veränderung von q_A und q_S bei Teillast ($\varphi < 1$ bzw. $< 100\%$). Die Kesseltemperatur ist konstant ($q_B = \text{konstant}$)

In Bild 2 sind die Abhängigkeiten der Zeitanteile t_{Ein} , t_{Aus} und t_{Gesamt} von der Kessel- auslastung grafisch dargestellt. Es fällt auf, dass die Zyklusdauer t_{Gesamt} ziemlich genau bei $\varphi_K = 0,5$ ein Minimum hat (die Abweichung von $\varphi_K = 0,5$ hängt wiederum mit dem q_B -Wert zusammen). Bei dieser Auslastung tritt somit die höchste Schaltfrequenz auf, die sich mit den gegebenen Werten leicht abschätzen lässt:

zum Beispiel 16 h-Tag → Schaltfrequenz

$$= \frac{\text{Betrachtungs – Zeitraum}}{\text{Zyklusdauer}} = \frac{16 \text{ h/d} \cdot 60 \text{ min/h}}{15,8 \text{ min}} = 61/\text{d},$$

Ganzjahresbetrieb bei $\varphi_{Ka} = 20 \%$, nur Heizung → Schaltfrequenz

$$= \frac{16 \text{ h/d} \cdot 60 \text{ min/h} \cdot 256 \text{ d/a}}{22 \text{ min}} = 11.170/\text{a}.$$

Da die durchschnittliche Kesselauslastung wohl immer kleiner 50% sein wird, bedeutet eine "knappe" Kesseldimensionierung (was immer man darunter verstehen mag) prinzipiell eine zunehmende Schaltfrequenz, da φ_K zunimmt. Die Zyklusdauer als solche hängt natürlich wesentlich von Konstruktionsparametern wie Wasserinhalt des Kessels, Schalthysterese des Temperaturreglers etc. ab.

Mit Hilfe des Zeitenverhältnisses kann auch der Einfluss der beteiligten Verlustgrößen auf den Nutzungsgrad erkannt werden. η_K und damit q_S und q_A werden mit t_{Ein} gewichtet, q_B mit t_{Aus} . Mit abnehmender Auslastung wird deshalb q_B immer wirksamer, während umgekehrt q_S und q_A an Bedeutung verlieren. Fehler in der Annahme von q_S wirken sich deshalb auf den Nutzungsgrad wesentlich geringer aus, als Fehler bei der Annahme von q_B .

Die Zuordnung von η_{NK} und φ_K ist in Bild 3 grafisch dargestellt. Der Kurvenverlauf kann auch ohne Kenntnis der Tabellenwerte mit Hilfe von Gl. (4) konstruiert werden. Dieser Kurvenverlauf wird im weiteren als "Nutzungsgrad-Kennlinie" bezeichnet.

Der dynamische Nutzungsgrad

Den bisherigen Betrachtungen liegt die Annahme zugrunde, dass die in Gl. (4) enthaltenen Größen q_A , q_S , q_B konstant, d.h. von φ_K unabhängig seien. Diese Annahme ist - obwohl sie in der Praxis nahezu ausschließlich getroffen wird - nicht korrekt. Deshalb sind auch weiterreichende Schlussfolgerungen, die sich aus dem Kennlinienverlauf ergeben - z.B. die negative Auswirkung einer Leistungsüberdimensionierung – zumindest generell nicht vertretbar.

Tabelle 2 und Bild 2 zeigen, dass die Brennerlaufzeit t_{Ein} mit der Auslastung abnimmt. Dies bleibt nicht ohne Auswirkung auf den Abgasverlust q_A , da die Abgastemperatur bei kürzeren Brennerlaufzeiten nicht mehr den Beharrungswert erreicht.

Für die Größe des Abgasverlustes ist dabei nicht die Abgastemperatur im Moment der Brenner-Abschaltung maßgeblich, sondern der über die Brennerlaufzeit sich ergebende Mittelwert. Diese "effektive" Abgastemperatur ϑ_{Aeff} kann naturgemäß nicht unmittelbar gemessen werden. Es wird jedenfalls deutlich, dass während der gesamten Kesselbetriebsdauer die Beharrungs-Abgastemperatur, die oftmals als wesentliches Bewertungskriterium der Kesselwirtschaftlichkeit gilt, praktisch gar nicht vorkommt.

Die kürzeren Brennerlaufzeiten bei Teillast wirken sich auch positiv auf Komponente 2 (nicht wasserführende Oberflächenpartien) des Abstrahlungsverlustes q_s aus, da sich diese Oberflächenpartien entsprechend weniger aufheizen.

Da der Kesselwirkungsgrad aus den Komponenten q_s und q_A besteht, wird er abhängig von der Brennerlaufzeit und damit von der Auslastung φ_K . In Bild 4 ist der tatsächliche "dynamische" Kennlinienverlauf dem statischen Verlauf gegenübergestellt (Kesseltemperatur konstant).

Der Fehler bei statischer Betrachtung ist relativ klein. Ursache ist der bereits diskutierte Sachverhalt, dass die zeitliche Gewichtung der in η_K enthaltenen Größen bei Teillast geringer wird. Der Nutzungsgrad-Ansatz in Gl. (1) zeigt dies ja deutlich. Viel größer muss deshalb der Fehler sein, wenn der q_B -Wert falsch angesetzt wird bzw. wenn dessen evtl. dynamisches Verhalten unberücksichtigt bleibt.

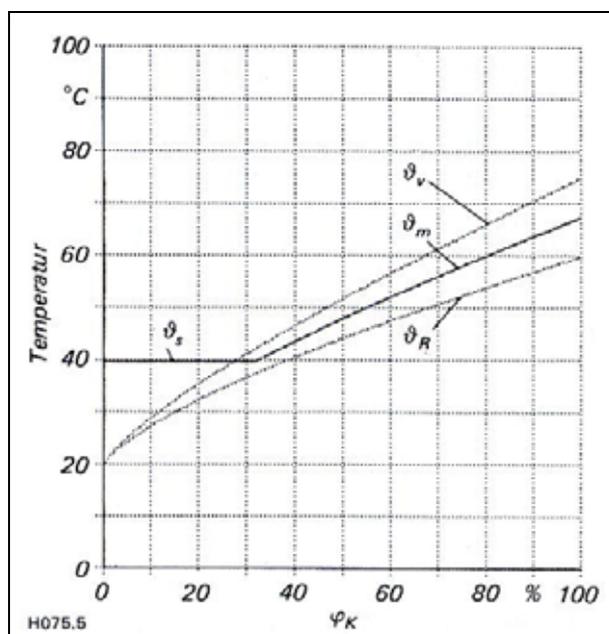


Bild 5 Temperaturverlauf eines gleitend betriebenen Kessels (NT-Kessel) nach Definition HeizAnIV, mittl. Vorlauftemperatur ϑ_v , Rücklauftemperatur ϑ_R , mittl. Kessel-Betriebstemperatur ϑ_m , Sockeltemperatur ϑ_s

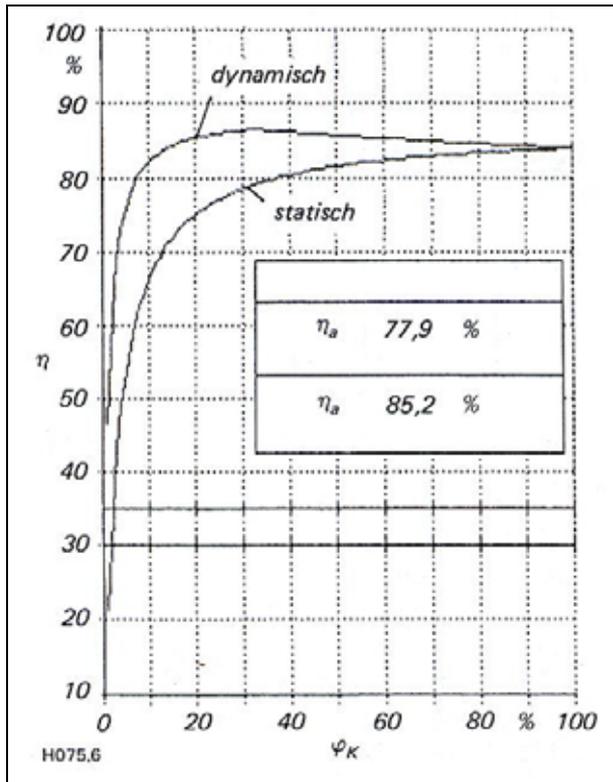


Bild 6 Kennlinienverlauf eines NT-Kessels unter Berücksichtigung der dynamischen Änderung aller Größen. Im Vergleich dazu der statische Verlauf

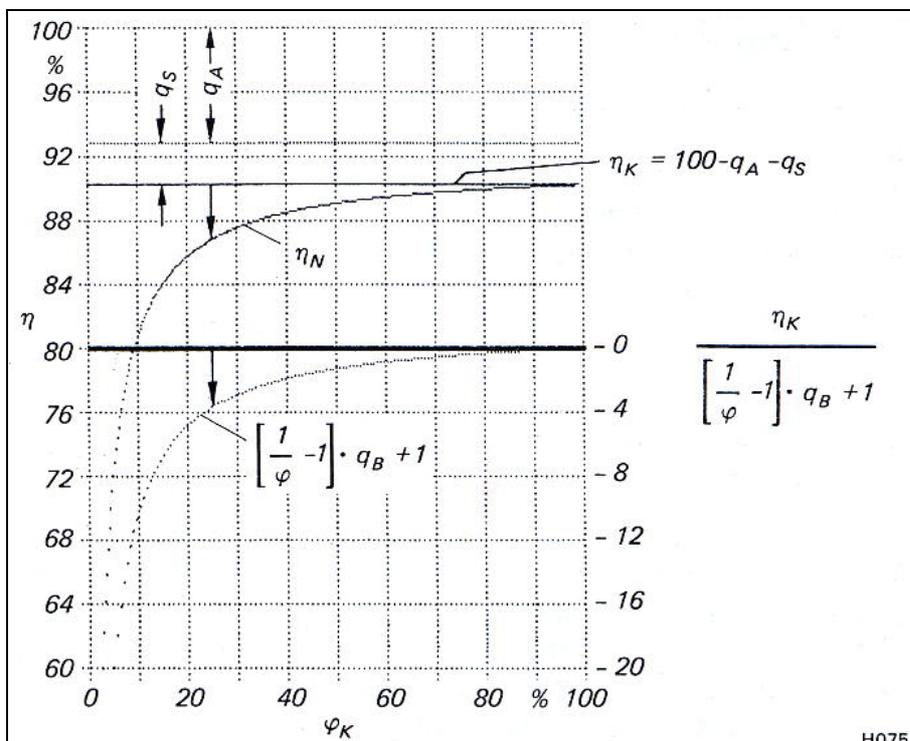


Bild 7 "Synthese" der Nutzungsgrad-Kennlinie aus den beteiligten Verlustgrößen:

$100 - q_A \rightarrow \eta_F =$ "Feuerungstechnischer Wirkungsgrad"

$100 - q_A - q_S = \eta_K =$ Kesselwirkungsgrad

Die Nutzungsgrad-Kennlinie η_N ergibt sich durch Addition der Linie η_K und dem Linienvorlauf unterhalb der dick gezogenen Abszissenachse. Diese entspricht dem Hauptbruchstrich der nebenstehenden Gleichung. (Die Funktion unterhalb des Bruchstrichs ist für die grafische Darstellung so umgeformt, dass sie als Summand und nicht als Faktor erscheint).

q_A, q_S, q_B als konstante Größen

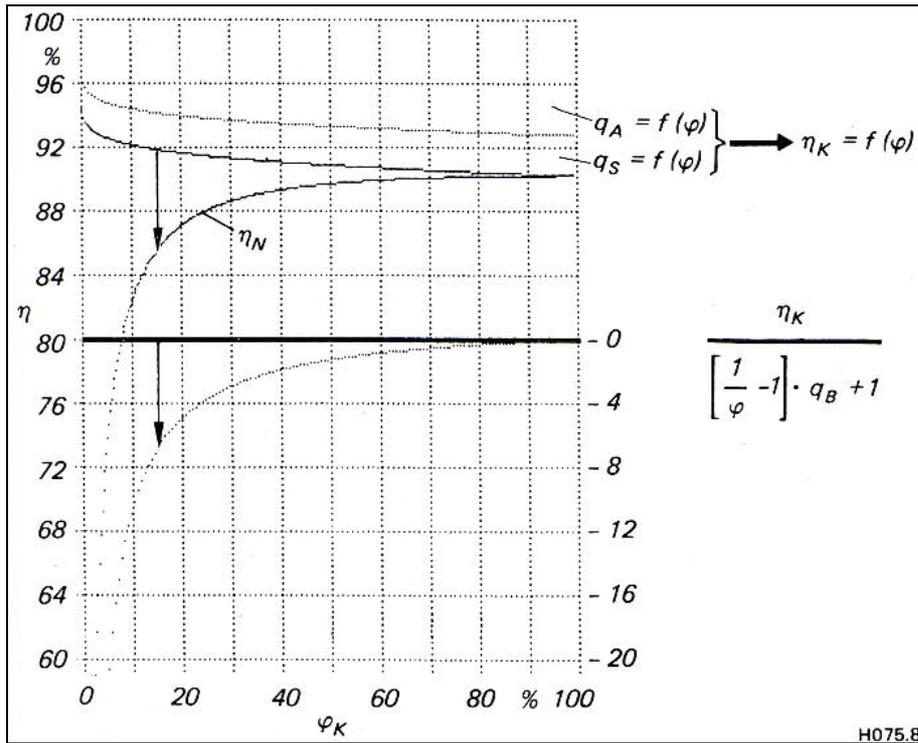


Bild 8 Wie Bild 7, aber dynamischer Verlauf von q_A und q_S . Kesselbetriebstemperatur und damit q_B konstant.

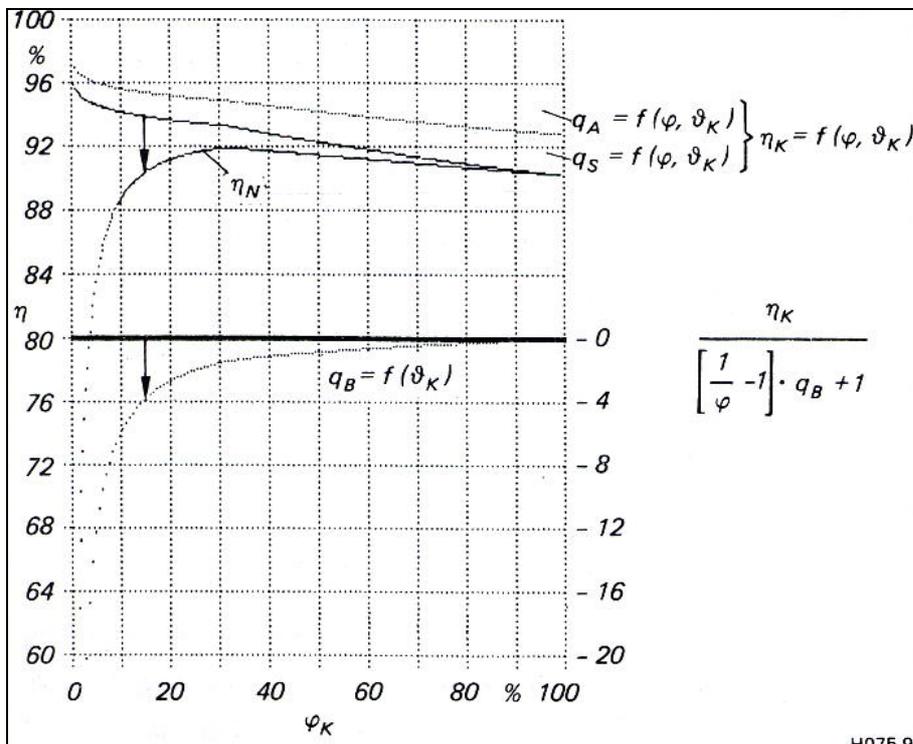


Bild 9 wie Bild 8, zusätzlich gleitender Betrieb entsprechend Bild 5. Der Knick im Verlauf η_K bei φ_K 30% wird durch die Beendigung des gleitenden Betriebes (Sockeltemperatur) verursacht, hier liegt auch der Wendepunkt des Kennlinienverlaufes. Typisch und von weitreichenden Konsequenzen ist der bei Teillast ansteigende Kennlinienverlauf

Der q_B -Wert wird, bei gegebener Umgebungstemperatur, wesentlich von der Kessel-Betriebstemperatur bestimmt. Er verändert sich exponentiell. Auch q_S und q_A werden, neben der Brennerlaufzeit, von der Betriebstemperatur bestimmt.

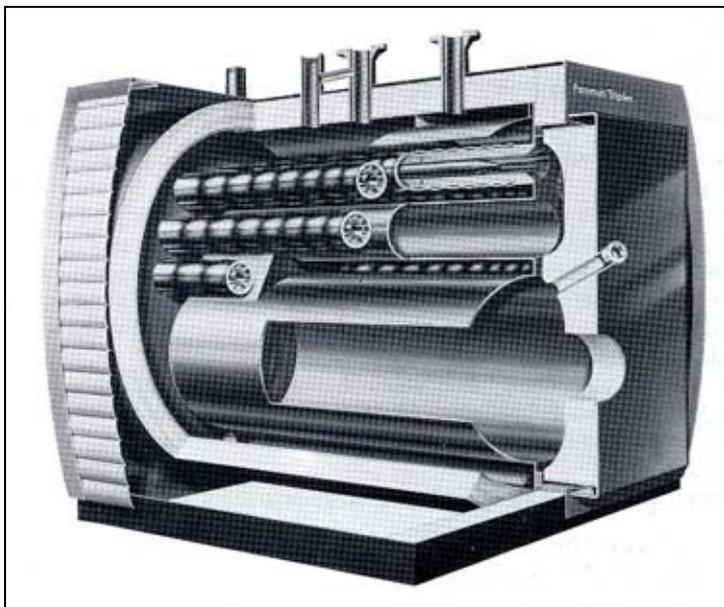
Alles zusammen, vor allem die zunehmende zeitliche Gewichtung des q_B -Wertes bei Teillast, führt zu einem nicht mehr vernachlässigbaren Fehler bei rein statischer Betrachtung. In Bild 6 ist der dynamische Kennlinienverlauf dem statischen gegenübergestellt. Der Temperaturverlauf ist entsprechend Bild 5 angenommen.

Der Fehler beläuft sich bei 20 % jahresdurchschnittlicher Auslastung auf etwa sieben Prozent-Punkte. Wie im weiteren Verlauf gezeigt wird, kann dieser Fehler durch Ansatz entsprechend korrigierter Formelwerte [q_S , q_B , q_A in Gl. (4)] verringert bzw. ausgeglichen werden. Was bei der statisch angewandten Nutzungsgradformel allerdings immer charakteristisch bleibt, ist der bei Teillast sofort abfallende Nutzungsgrad.

In den Bildern 7 bis 9 sind die am Nutzungsgrad beteiligten Verlustgrößen als Funktion der Kesselauslastung dargestellt. Die Nutzungsgrad-Kennlinie erscheint in dieser Darstellungsform als Resultierende dieser funktionellen Linienverläufe. Die Abszissenachse entspricht dem Haupt-Bruchstrich der nachstehenden Formel. Die Funktion oberhalb des Bruchstriches ($\eta_K = 100 - q_A - q_S$) und auch die Funktion unterhalb

$$\left[\left(\frac{1}{\varphi} - 1 \right) \right] \cdot q_B + 1$$

ergeben, addiert, die Nutzungsgrad-Kennlinie.



Schnitt durch den Öl / Gas-Kessel Paromat-Triplex-RN Leistung: 70 bis 1750 kW, ab 320 kW zerlegbar. Heizkessel fortschrittlicher Technologie in Dreizugausführung mit dreischaligen antikorrosiven Konvektionsheizflächen für hohe Betriebssicherheit

Die Gleichung zeigt, dass η_K und q_B die bestimmenden Kennlinien-Parameter sind. Es liegt nahe, deren jeweilige Auswirkung zunächst getrennt zu untersuchen.

Generell sollte hier aber nicht die Anmerkung fehlen, dass die Wirtschaftlichkeit nur ein Teilaspekt planerischer Überlegungen sein kann. Fragen der Betriebssicherheit oder Anforderungen im Interesse der Umweltschonung dürfen nicht zu kurz kommen. Natürlich sind Wirtschaftlichkeit und Umweltschonung eng miteinander verknüpft.

Das Verständnis der Kennlinien dürfte am besten sein, wenn man sie von rechts ($\varphi = 1$) nach links liest.

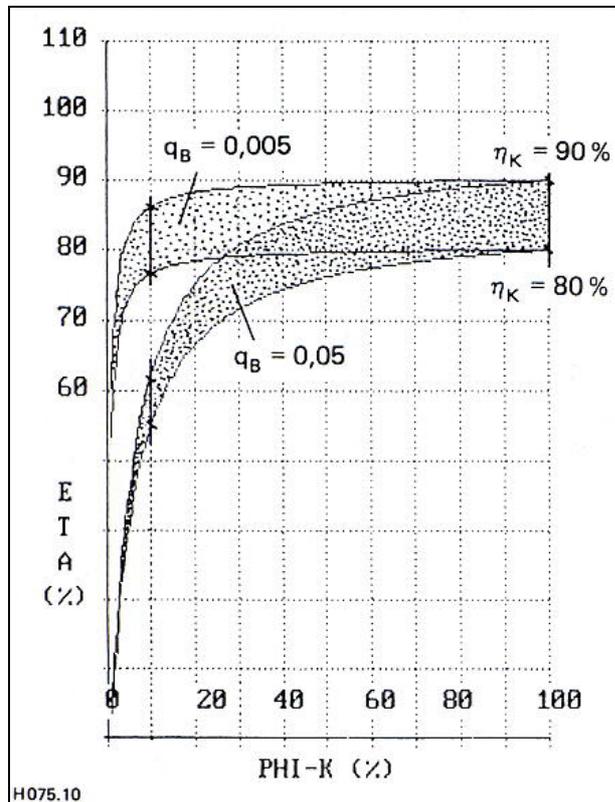


Bild 10 η_K wird von 80 % auf 90 % angehoben. q_B als Parameter.

Verbesserung des Kesselwirkungsgrades η_K (Bild 10)

Vorgang: η_K wird von 80 % auf 90 % angehoben. q_B als Parameter.

Aussage: Die Maßnahme verliert mit abnehmender Auslastung an Wirksamkeit.

Besonders deutlich bei höheren q_B -Werten (Altkessel, Kessel im kleineren Leistungsbereich). Bei extrem geringer Auslastung, z.B. direkt beteuerte Warmwasserbereiter mit φ um 4 % und q_B um 0,03, ist die Maßnahme praktisch wirkungslos.

Prinzipiell vorteilhaft bei höherer Auslastung und guten q_B -Werten (Kessel größerer Leistung, Führungskessel von Mehrkesselanlagen).

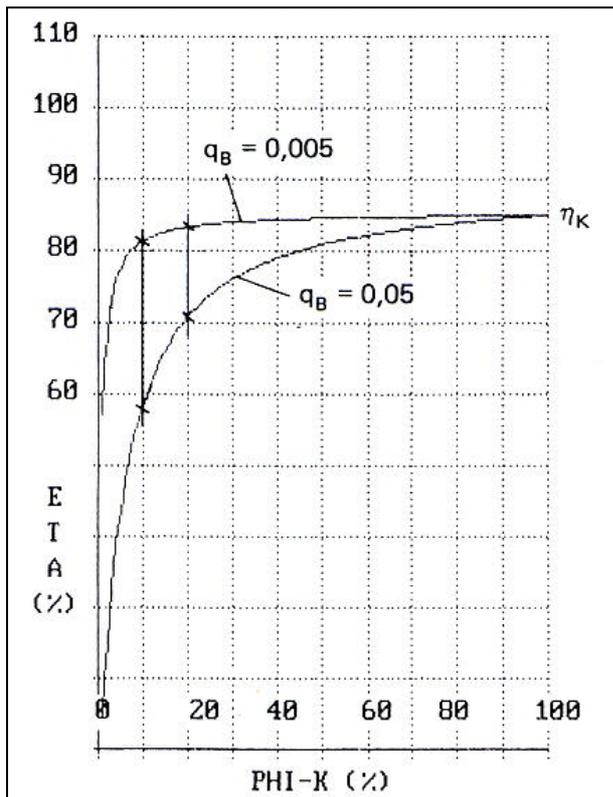


Bild 11 Verbesserung des q_B -Wertes von 0,05 auf 0,005. η_K mit 85 % als Parameter.

Verringerung des Bereitschaftsverlustes (Bild 11)

Vorgang: Verbesserung des q_B -Wertes von 0,05 auf 0,005.
 η_K mit 85 % als Parameter.

Aussage: Wichtige Maßnahme bei gering belasteten Wärmeerzeugern. Das ist praktisch immer in Verbindung mit der Heizung der Fall (Tabelle 1, Teil 1). Auch Folgekessel in Mehrkesselanlagen (hier mit weitergehenden Konsequenzen, wie hydraulische Trennung, Vermeidung von Fehlzirkulationen, unnötige Inbetriebnahme usw.).

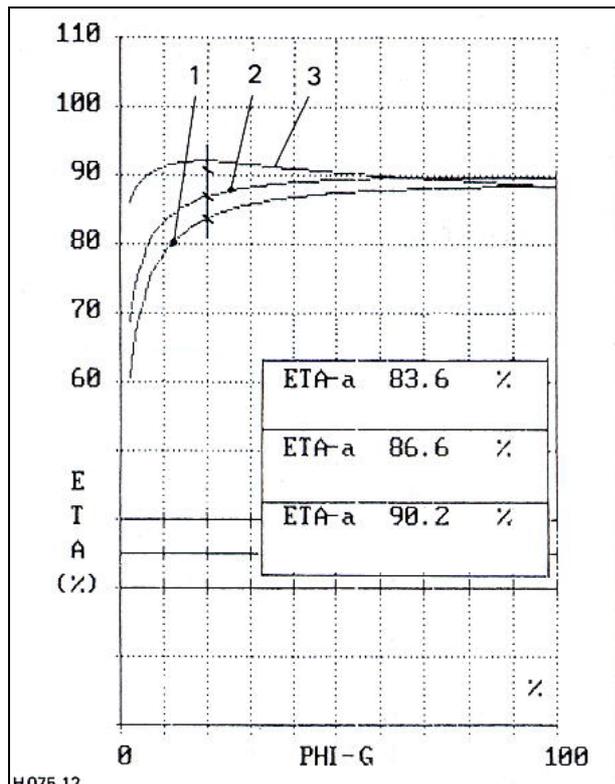


Bild 12 1 Kessel konstant mit 80 °C mittlerer Temperatur, 2 Kessel konstant mit 65 °C mittlerer Temperatur, 3 Kessel gleitend von 80 °C auf 38 °C.

Einfluss der Betriebstemperatur (Bild 12)

Vorgang: Absenkung der Kesseltemperatur von 80 °C konstant auf 65 °C konstant sowie gleitend von 80 °C auf 38 °C. Neuzzeitlicher Kessel mit 18 kW Leistung.

Aussage: Die Betriebstemperatur wirkt auf alle beteiligten Verlustgrößen und ist daher eine Kombination von Maßnahme 1. und 2.

Bei Konstantbetrieb bleibt grundsätzlich der Kennlinientypus mit dem Maximum bei $\varphi = 1$ erhalten. Der gleitende Betrieb führt zu einem Anstieg des Nutzungsgrades bei Teillast. Er ist deshalb besonders wertvoll, wenn Heizflächen auf hohe Norm-Auslegungstemperaturen dimensioniert sind (die Festlegung der Maximaltemperatur mit 75 °C für NT-Betrieb ist in diesem Zusammenhang nicht recht zu verstehen).

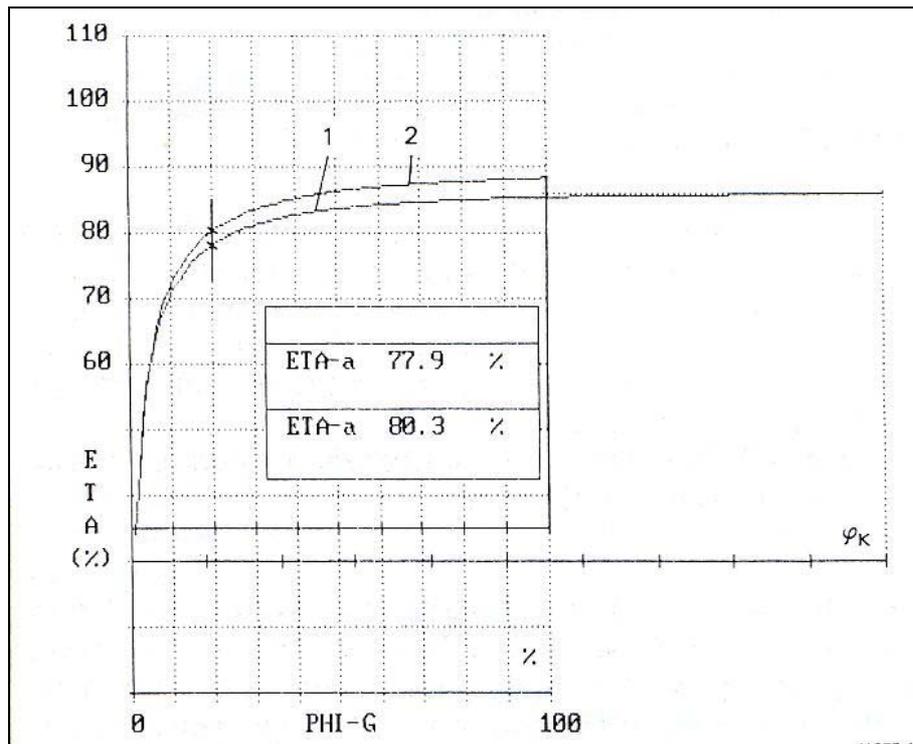


Bild 13 1 Kessel mit $Q_K - 144 \text{ kW}$; konstant $75 \text{ }^\circ\text{C}$. Um das Maß der Überdimensionierung deutlich zu machen, ragt die Abszissenachse mit φ_K über die Achse mit dem Gebäude-Wärmebedarf φ_G hinauf. 2 Kessel mit angepasster Feuerungsleistung.

Anpassung der Kesselleistung

Bei der Modernisierung veralteter Kesselanlagen wird die Leistung häufig erheblich zurückgenommen.

Die Frage der Kesseldimensionierung ist inzwischen zu einer Grundsatzfrage geworden, die meist so beantwortet wird, dass jegliche Leistungsreserve von Schaden ist. Für die Begründung wird Gleichung (4) angeführt, deren Grenzen jedoch nicht beachtet werden.

Es sind drei verschiedene Möglichkeiten zu untersuchen:

1. Der Kessel ist überdimensioniert. Die Leistungsanpassung erfolgt durch Reduzierung der installierten Feuerungsleistung.
2. Der überdimensionierte Kessel wird durch einen leistungsgerechten Kessel ersetzt.
3. Der leistungsgerechte Kessel wird mit einem gestuften bzw. modulierenden Brenner betrieben.

In Anlehnung an Praxisverhältnisse wird unter 1. von einem älteren Kessel ausgegangen.

Bei 2. und 3. wird der neue Kessel prinzipiell bessere Daten aufweisen als der Altkessel. Der alleinige Einfluss der reduzierten Baugröße ist damit nicht mehr erkennbar. Aus diesem Grund wird der Vergleich an ein und demselben neuzeitlichen Kesseltyp vollzogen. Schlussfolgerungen über den Erfolg der Austauschmaßnahme (im Fall der Modernisierung) sind dann natürlich nicht zulässig.

Vorgang 4.1: Der Kessel hat folgende Daten:

$$Q_K = 144 \text{ kW}; \quad \vartheta_A = 240 \text{ °C};$$

$$\text{CO}_2 = 11 \text{ %}; \quad q_S = 2,3 \text{ %};$$

$$\eta_K = 100 - 0,59 \cdot \frac{240 - 20}{11} - 2,3 = 85,9 \text{ %}$$

$$q_B = 0,016; \quad Q_F = \frac{Q_K}{\eta_K} = \frac{144}{0,859}$$
$$= 168 \text{ kW}$$

Kessel konstant mit 75 °C betrieben.

Es wird nur eine Kesselleistung von 80 kW benötigt. Die Feuerungsleistung wird deshalb auf $80/0,859 = 93 \text{ kW}$ reduziert.

Aussage: Die Maßnahme wirkt sich allein über die Reduzierung der Abgastemperatur von 240 °C auf etwa 160 °C aus, $\rightarrow q_A$ wird kleiner. Gleichzeitig muss aber durch Anpassung der Verbrennungsluftmenge der CO_2 -Wert gehalten werden.

Bei unveränderter Baugröße ist es wichtig, die als Relativgrößen definierten q_S - und q_B -Werte entsprechend der geänderten Feuerungsleistung umzurechnen: q_S mit 2,3 % entspricht dem Absolutwert:

$$Q_S = 0,023 \cdot 168 \text{ kW} = 3,8 \text{ kW}.$$

Bei einer Feuerungsleistung von nur noch 93 kW ergibt sich der neue Wert

$$q_S = 3,9/93 = 0,042 \text{ bzw. } 4,2 \text{ %}.$$

Ebenso für $q_B = 0,029$. Die Erhöhung der Brennerlaufzeit wirkt sich auf η_N praktisch nicht aus, da zwar die Bereitschaftszeit mit dem Einfluss von q_B verkürzt, dafür aber die zeitliche Gewichtung von q_S vergrößert wird.

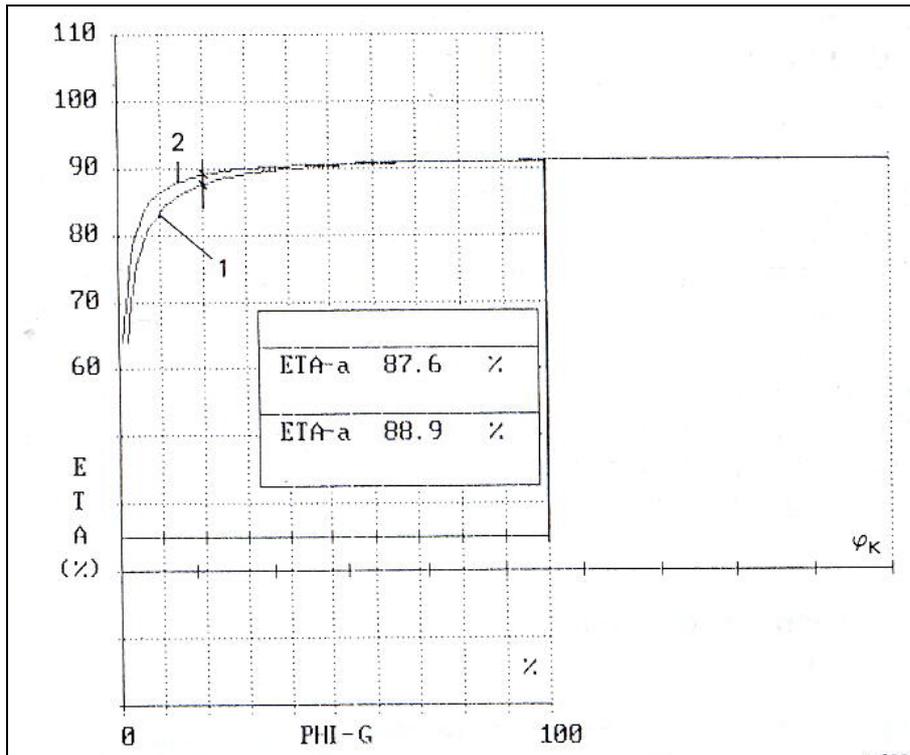


Bild 14 1 Kessel mit $Q_K = 144$ kW, 2 Kessel mit $Q_K = 80$ kW, Konstanttemperatur 75 °C.

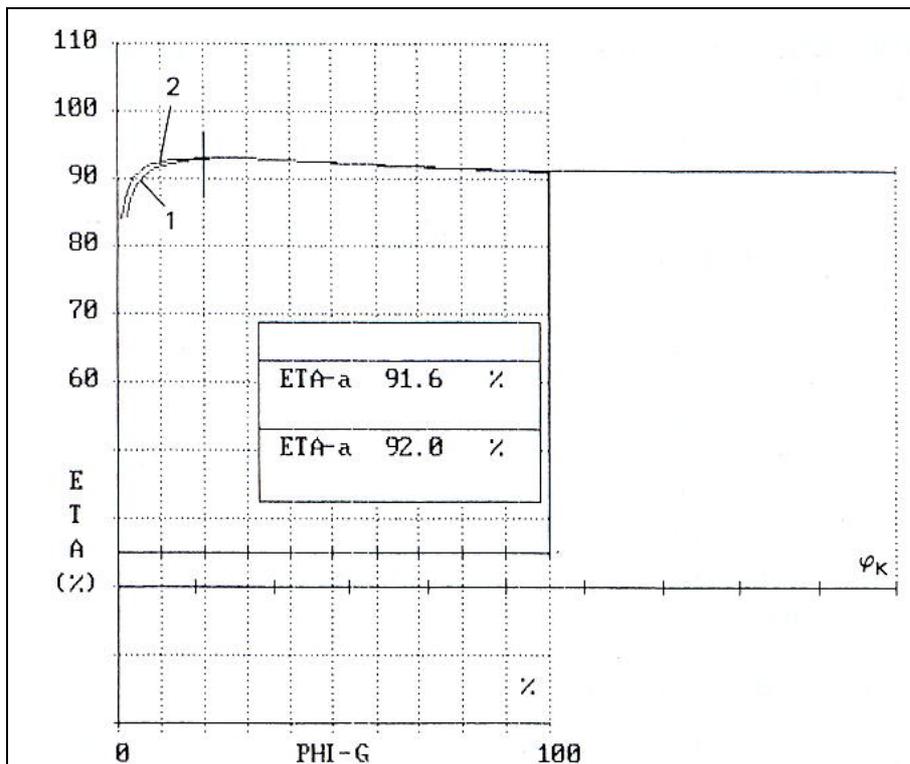


Bild 15 Wie Bild 14. Kessel gleitend von 75 °C auf 38 °C.

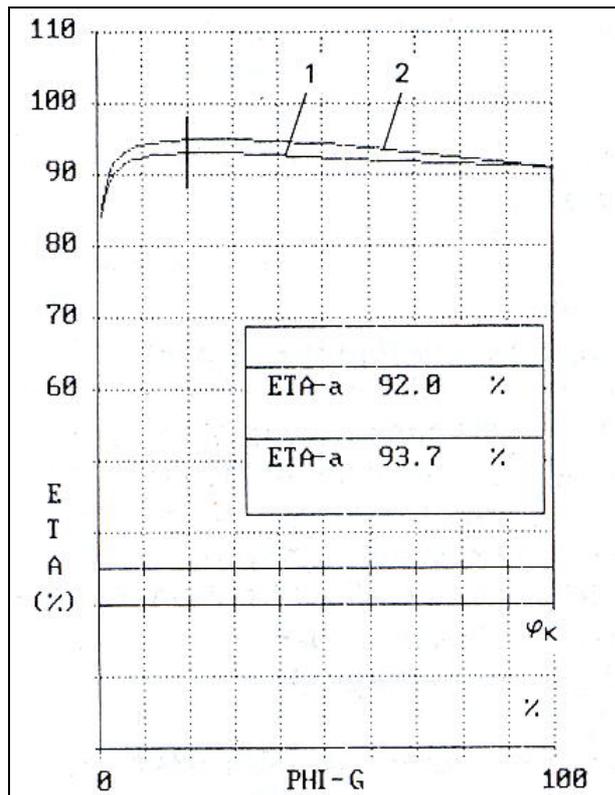


Bild 16 Neuzeitlicher NT-Kessel mit $Q_K = 80$ kW, gleitend von 75 °C auf 38 °C betrieben. 1 mit einstufigem Brenner, 2 mit zweistufigem Brenner, minimale Leistung 50 % der Nennleistung.

Vorgang 4.2: Die Daten des Kessels sind:

$Q_K = 144$ kW; $\vartheta_A = 185$ °C;
 $CO_2 = 13$ %; $q_S = 1,2$ %; $q_B = 0,007$
 bzw.
 $Q_K = 80$ kW; $q_S = 1,5$ %; $q_B = 0,008$.

Aussage: (Bild 14 u. Bild 15) Die Anpassung führt zu einer tendenziellen Verbesserung des Nutzungsgrades. Bei guten q_B -Werten ist dies allerdings weniger gravierend als bei schlechten. Das gilt noch mehr für NT-Kessel, deren Dimensionierung in bezug auf den erreichbaren Nutzungsgrad fast ohne Bedeutung ist.

Vorgang 4.3: Kessel 80 kW mit gestuftem Brenner, Stufenleistung 50 % der Nennleistung.

Aussage: (Bild 16) Bei guten q_B -Werten kann die Reduzierung der Feuerungsleistung ebenfalls zu einem Anstieg der Kennlinie bei Teillast führen. Die Auswirkung mag relativ gering erscheinen. Es muss aber berücksichtigt werden, dass auch der einstufige Brenner bei Teillast geringere Abgasverluste produziert (Bild 4, 1. Teil) und dass für q_S und q_B das gleiche gilt wie unter 4.1. Auch dürfen betriebstechnische Vorteile wie Startverhalten, Verringerung der Schaltfrequenzen usw. nicht vernachlässigt werden.

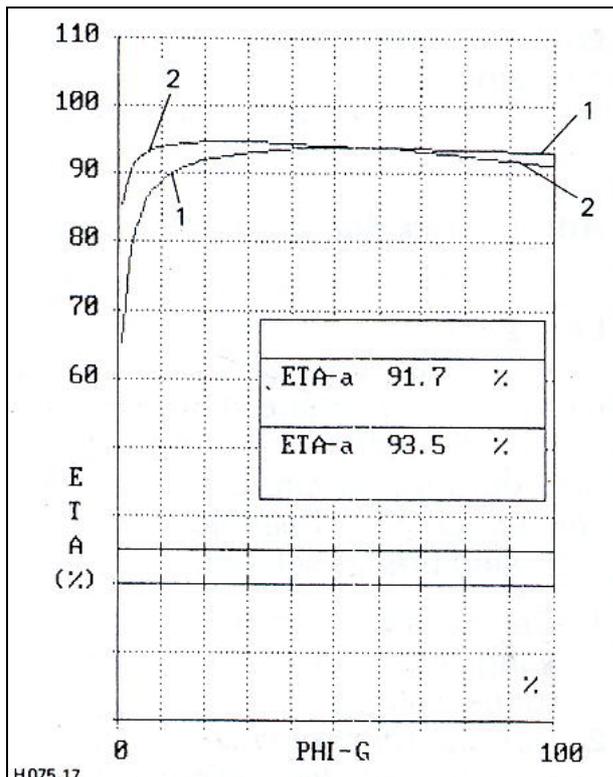


Bild 17 1 Kessel mit Konstanttemperatur, aber extrem niedriger Abgastemperatur $\vartheta_A = 140\text{ °C}$, 2 NT-Kessel mit $\vartheta_A = 180\text{ °C}$.

Abgastemperatur und Kesselwassertemperatur (Bild 17)

Vorgang: Konstanttemperaturkessel wie oben, aber mit auf 140 °C reduzierter Abgastemperatur und Stufenleistung 40% gegenüber gleitendem Kessel mit 38 °C Sockeltemperatur; $\vartheta_A = 180\text{ °C}$ und 60% Stufenleistung.

Aussage: Es erscheint sinnvoll, auf extrem niedrige Abgas-Beharrungstemperaturen und Stufenleistung im Interesse möglichst gleitender Betriebsweise zu verzichten (Ausnahme Brennwertnutzung, hier sollte alles zusammenkommen), zumal mit dem Kessel auch der gesamte Kessel-Verteilkreis zu sehen ist.

Auch muss berücksichtigt werden, dass zur Reduzierung von ϑ_A entweder der heizgasseitige Widerstand erhöht (Brennerleistung) oder die Fläche vergrößert wird (q_s ; q_B).

Zusammenfassung

Die bekannte Nutzungsgradgleichung nach VDI 2067 hat aufgrund ihrer Einfachheit eine eminente Bedeutung für die Praxis gewonnen. Ohne dies in Frage zu stellen, sollte doch immer bedacht werden, dass konstruktions- und betriebsbedingte Faktoren die Kesselwirtschaftlichkeit auf recht komplexe Weise beeinflussen.

Weitreichende Schlussfolgerungen können ohne Kenntnis der Zusammenhänge nicht gezogen werden. Die Missachtung dieses Grundsatzes führte z.B. zu der inzwischen festverwurzelten Meinung, dass jegliche Leistungsreserve mit Nutzungsgradeinbußen verbunden ist. Die Absurdität absolut unterdimensionierter Kesselleistungen ist leider kein Sonderfall mehr.

Verwendete Formelzeichen:

η_K	Kesselwirkungsgrad	%
η_{NK}	Kesselnutzungsgrad	%
η_a	Jahresnutzungsgrad	%
q_S	Abstrahlungsverlust (relativ)	%
Q_S	Abstrahlungsverlust (absolut)	KW
q_A	Abgasverlust	%
q_B	Bereitschaftsverlust	%
t_{Ein}	Brenner-Einschaltzeit	min
t_{Aus}	Brenner-Ausschaltzeit	min
t_{Gesamt}	Dauer Schaltzyklus	min
φ_K	Kesselauslastung	%
φ_{Ka}	jahresdurchschnittliche Kesselauslastung	%
Q_F	Feuerungsleistung	KW
Q_K	Kesselleistung	KW
ϑ_v	Heizwasser-Vorlauftemperatur	°C
ϑ_m	mittlere Heizwassertemperatur	°C
ϑ_R	Heizwasser-Rücklauftemperatur	°C
ϑ_S	Sockeltemperatur	°C
ϑ_A	Abgastemperatur	°C
CO_2	CO_2 -Gehalt der Abgase	%

Quelle: Viessmann, 1990