

Rekuperative, kreislaufverbundene Wärmerückgewinnung

Vereinfachte thermodynamische Betrachtung

Die Leistung von Wärmerückgewinnungssystemen für stationäre Betriebsfälle sind problemlos meßbar und auch nach bekannten, aufwendigen Algorithmen recht genau berechenbar. Um die Effizienz über den Nutzungszeitraum zu bestimmen, sind jedoch stark vereinfachte Leistungsberechnungen erforderlich, da sie in der Regel nur einen Baustein in umfangreichen Simulationsprogrammen darstellen. Ein ähnlicher Sachverhalt liegt vor, wenn die optimale Strategie für den Betrieb der Gesamtanlage zu bestimmen ist.

Dr.-Ing. habil. Bernd Glück, Hamburg

Sachstand

Kreislaufverbundene Wärmerückgewinnungssysteme bestehen in der Regel aus Luft-Wasser-Wärmeübertragern nach dem Rohr-Lamellen-Bauprinzip, die im Fort- und Außenluftstrom von RLT-Anlagen angeordnet werden und durch einen flüssigen Wärmeträgerkreis verbunden sind (Bild 1). Dabei handelt es sich um Wasser, wenn der Betrieb grundsätzlich nur bei Lufttemperaturen $t_L > 0^\circ\text{C}$ erfolgt oder wenn durch geregelte wasserseitige bzw. außenluftseitige Rezirkulationskreise die Wassertemperaturen mit Sicherheit über der Gefriergrenze $t_w > 0^\circ\text{C}$ liegen. Kann dies nicht gewährleistet werden (Regelfall bei RLT-Anlagen), finden Wasser-Glykol-Mischungen Anwendung.

Die Leistungsregelung des Wärmerückgewinnungssystems erfolgt durch die Massenstrombeeinflussung des Flüssigkeitskreislaufes, entweder durch eine drehzahlregelte Pumpe (Bild 1, Fall A) oder durch eine zusätzliche Wasserrezirkulation über den Fortluftwärmetauscher durch Einbau eines Zweiwegeventils (Bild 1, Fall B). Die letztgenannte Variante reduziert die örtliche Vereisungsgefahr im Luftkühler.

Üblicherweise werden die kreislaufverbundenen Wärmerückgewinnungssysteme im Bereich des sensiblen Wärmeaustausches betrieben. Damit stellt sich der Übertragungsgrad für das Gesamtsystem Φ als reiner Temperaturübertragungsgrad – auch Rückwärmzahl genannt – dar (Bezeichnungen nach Bild 1):

$$\Phi = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'} \quad (1)$$

Je größer dieser Wert ist, um so mehr thermische Energie kann von der Fortluftseite auf die Zuluftseite übertragen werden.

Verschiedene Anbieter empfehlen Lösungen nach Bild 1, die gemäß der Produktinformationen optimiert sind und die Regelung der Wärmerückgewinnung beinhalten. Detaillierte Angaben zu den Aggregaten der Systemlösung werden häufig sehr restriktiv gehandhabt. In den meisten Anwendungsfällen ist die Wärmerückgewinnung jedoch ein integraler Bestandteil einer umfangreichen RLT-Anlage. Die Optimierung des klimatechnischen Prozesses bezüglich der Auslegung und der Betriebsstrategie z. B. nach [1; 2]

bedarf der genauen Kenntnis dieses Bausteines hinsichtlich der wärmetechnischen Charakteristika und der Regelungsmöglichkeiten. In den nächsten zwei Abschnitten werden deshalb zunächst die thermodynamischen Eigenschaften der Einzelwärmeübertrager betrachtet.

Bekannte thermodynamische Zusammenhänge

Unter der Annahme eines konstanten Wärmedurchgangskoeffizienten k , ist die wärmetechnische Berechnung am rationellsten nach der Betriebscharakteristik-Methode von Bošnjaković vorzunehmen.

Mit den Bezeichnungen

- $\dot{C}$ Wärmekapazitätsstrom ($\dot{C} = \dot{m} c$)
- t Temperatur
- $\dot{m}$ Massestrom
- c spezifische Wärmekapazität
- k Wärmedurchgangskoeffizient
- A Wärmeübertragerfläche

und den im Bild 2 getroffenen Zuordnungen gilt für die Betriebscharakteristik

$$\Phi = \frac{t_1'' - t_1'}{t_1' - t_2'} = \Phi \left(\frac{k A}{\dot{C}_1}; \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2} \right) \quad (2)$$

Der Zusammenhang Φ von $k A / \dot{C}_1$ und $\dot{C}_1 / \dot{C}_2$ ist bekanntermaßen von der Art der Stromführung (Gegenstrom, Kreuzstrom usw.) abhängig. Eine ausführliche Herleitung für Gegenstrom, die auch die exakte Ermittlung der mittleren Fluidtemperaturen enthält, ist beispielsweise in [3] gegeben.

Obwohl die inhaltlichen Zusammenhänge selbstverständlich gültig bleiben, hat die gesamte Literatur, die sich speziell mit der Berechnung von Wärmeübertragern befaßt – z. B. [4] – die angel-

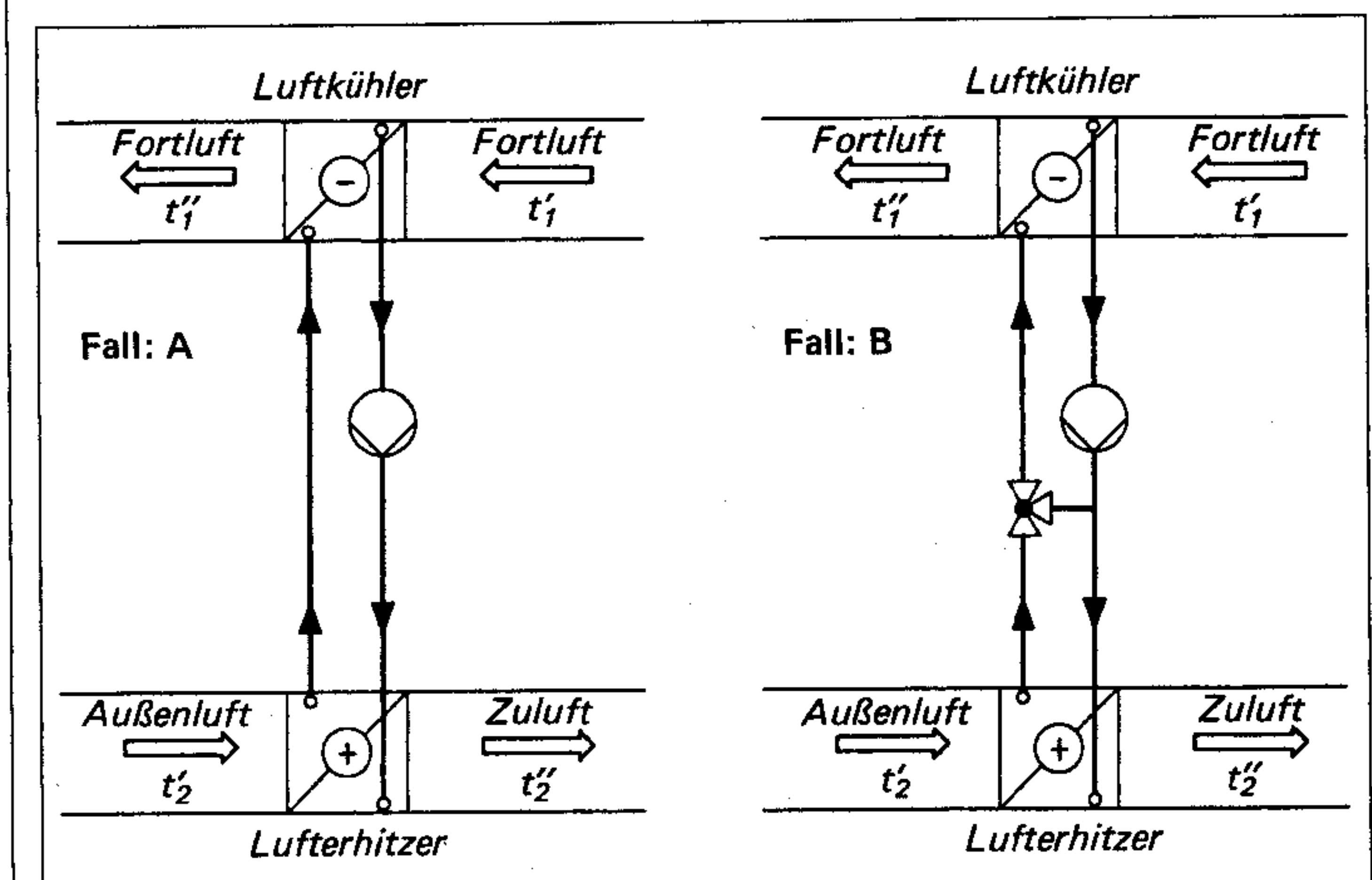


Bild 1: Schaltungen zur Wärmerückgewinnung nach dem Kreislaufverbundsystem.

Fall A mit gleichem umlaufenden Wärmekapazitätsstrom
Fall B mit regelbarem Wärmekapazitätsstrom durch den Lufterhitzer

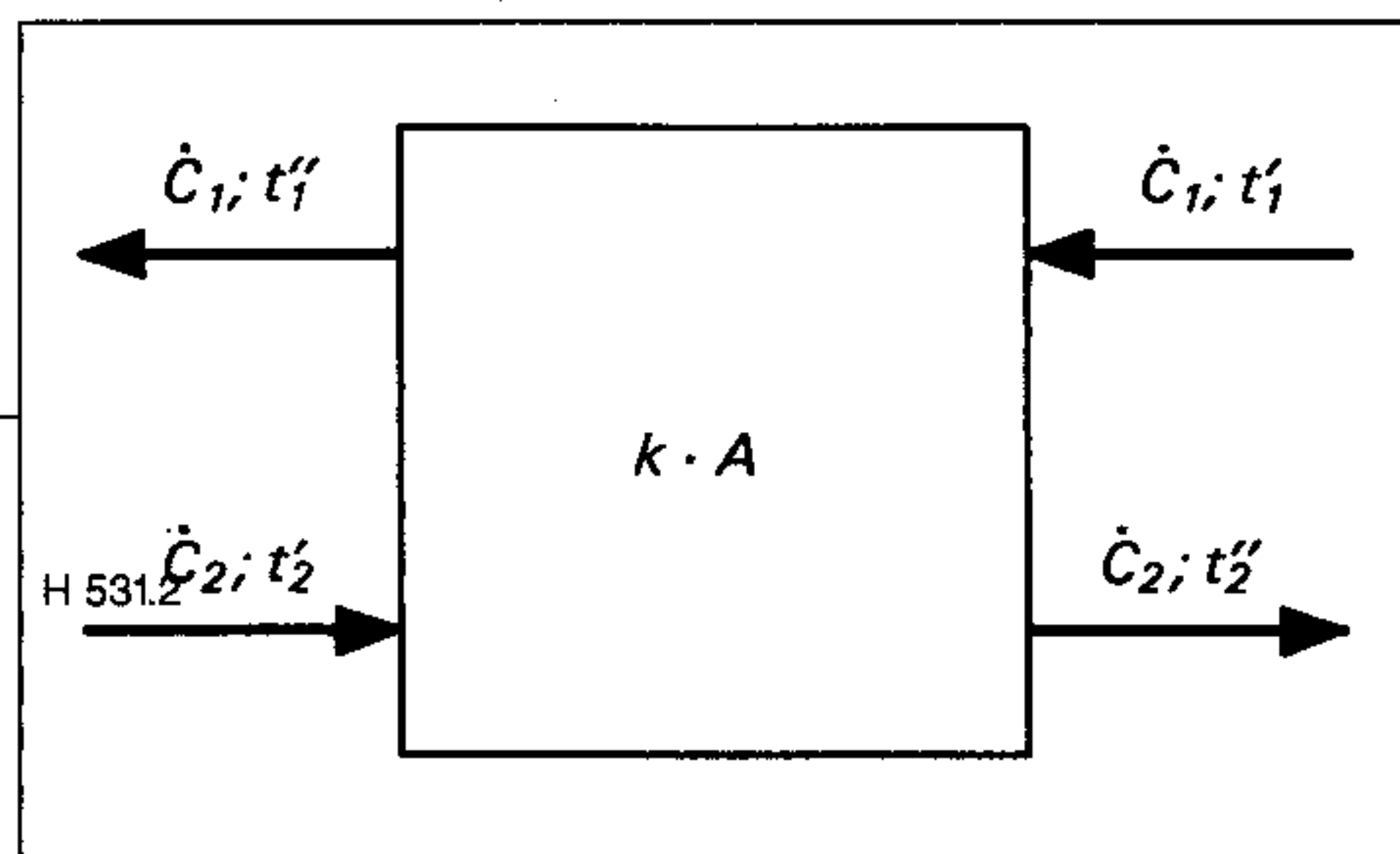


Bild 2: Wärmeübertrager mit Benennung der thermodynamischen Grundgrößen.

sächsische Bezeichnungsweise eingeführt. Da im weiteren auf bekannte Darstellungen verwiesen werden soll, ist leider auf diese Bezeichnung überzugehen. Es gelten:

dimensionslose Temperaturänderungen der Stoffströme $\equiv$ Betriebscharakteristik

$$P_1 = \frac{t_1' - t_1''}{t_1' - t_2'}, \quad P_2 = \frac{t_2' - t_2''}{t_1' - t_2'} \quad (0 \leq P_i \leq 1) \quad (3)$$

Anzahl der Übertragungseinheiten (Number of Transfer Units)

$$NTU_1 = \frac{kA}{\dot{C}_1}, \quad NTU_2 = \frac{kA}{\dot{C}_2}, \quad (0 \leq NTU_i \leq \infty) \quad (4)$$

Wärmekapazitätsstromverhältnisse

$$R_1 = \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2}, \quad R_2 = \frac{\dot{C}_2}{\dot{C}_1}, \quad (0 \leq R_i \leq \infty) \quad (5)$$

Die NTU wird üblicherweise als eine dimensionslose Heizfläche verstanden, ist aber auch als dimensionslose Verweilzeit der Fluidpartikel im Apparat interpretierbar [4]. (Die Größe NTU wird nicht nur für Wärmeübertragerberechnungen verwendet, sondern auch zur quantifizierten Darstellung des Wärmeüberganges herangezogen.)

Übereinstimmend zu Gl. (2) gilt

$$P = P(NTU; R) \quad (6)$$

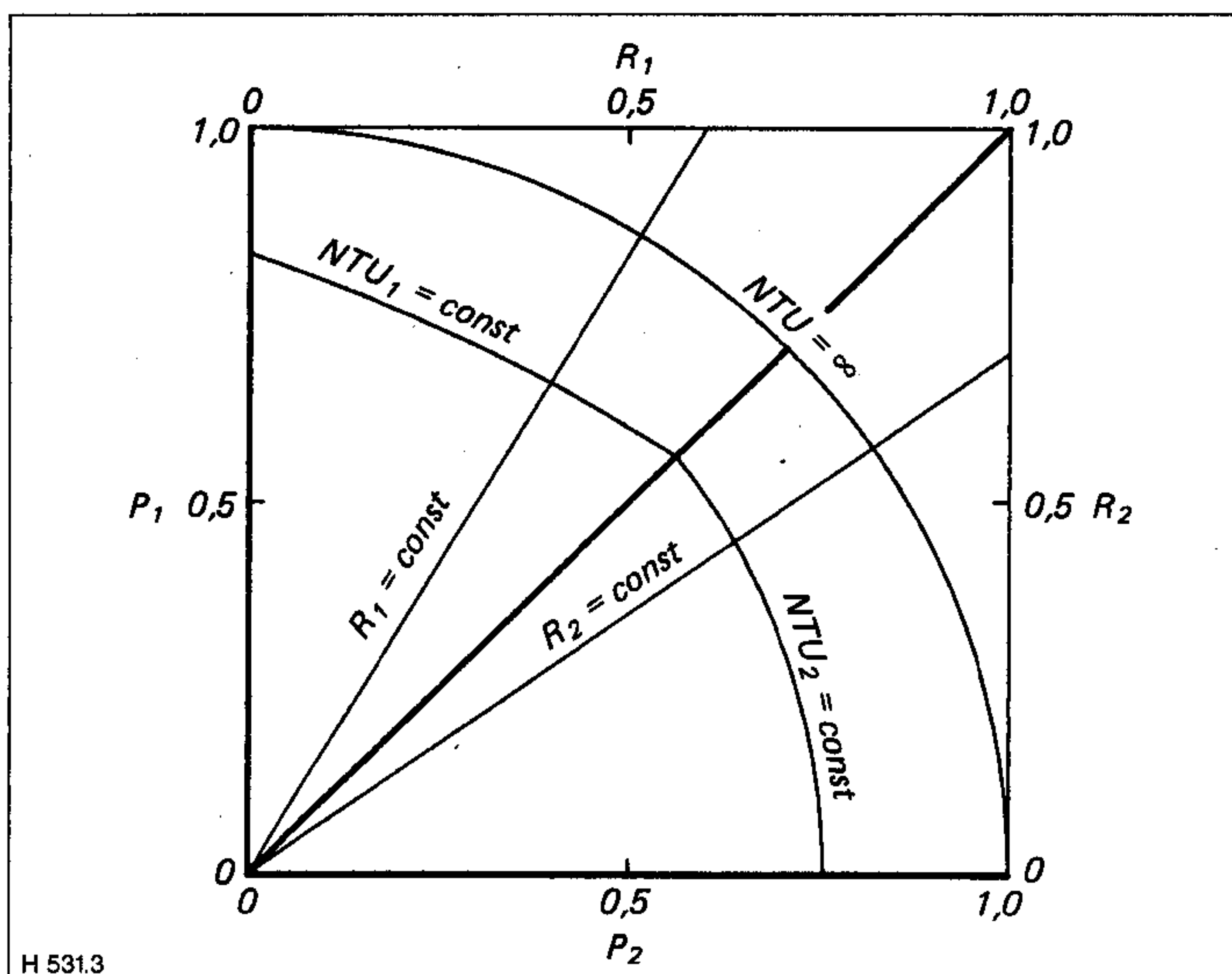
Für $i = 1$ oder $i = 2$ folgen die bekannten Zusammenhänge

$$P_i = \frac{1 - \exp[-(R_i - 1) NTU_i]}{1 - R_i \exp[-(R_i - 1) NTU_i]}, \quad \text{wenn } R_i \neq 1 \quad (7)$$

$$P = \frac{NTU}{1 + NTU}, \quad \text{wenn } R_i = 1 \quad (8)$$

Die diagrammatische Darstellung der Beziehungen ist sehr rationell gelöst (Bild 3), wobei die Anwendung etwas aufwendiger sein kann, da z. B. für $R_1 > 1$ die Bestimmung der Größen auf $i = 2$, d. h. R_2 , NTU_2 und P_2 aufgebaut werden muß.

Die Bilder 4 und 5 zeigen für Gegenstrom die Verläufe in den zu Φ und P gehörigen, üblichen Darstellungen. Es gilt für $\dot{C}_1/\dot{C}_2 = 3$



582 Bild 3: Diagrammatische Darstellung der Wärmeübertragercharakteristik.

und $kA/\dot{C}_1 = 1$ nach Bild 4 $\Phi = 0,3$. Da im Bild 5 $R_1 = 3$ nicht dargestellt ist, wird $R_2 = \dot{C}_2/\dot{C}_1 = 1/3 = 0,33$ gebildet. Daraus schlußfolgernd gilt, $kA/\dot{C}_2 = 3$. Die Ablesung ergibt $P_2 = 0,9$ bzw. $P_1 = 0,3$. Es besteht selbstverständlich Übereinstimmung, denn es gilt $P_1 = P_2 R_2$.

Wärmeübertragerausführungen

Um effiziente Wärmerückgewinnungssysteme zu realisieren, ist man bemüht, sowohl im Fortluft, als auch im Außenluftstrom einen Gegenstromwärmeübertrager zu installieren. Dies bereitet konstruktiv Schwierigkeiten, so daß in der Regel Wärmeübertrager im Kreuzgegenstrom eingebaut werden. Mitunter wird in der Literatur dann vorgeschlagen, den Wärmeübertrager sicherheitshalber als Kreuzströmer zu behandeln. Diese oberflächliche Beurteilung widerspricht sowohl den Genauigkeitsanforderungen als auch dem heute üblichen Stand der Technik. Es seien nachfolgende Bemerkungen gestattet:

1. Die installierten Wärmeübertragerflächen sind relativ groß, wodurch sich große NTU -Werte ergeben. In diesen Fällen nimmt die Art der Stromführung großen Einfluß auf den Übertragungsgrad. D. h., die Stromführung ist relativ genau zu untersuchen.
2. Der Begriff Kreuzstrom allein kennzeichnet die Stromführung nicht eindeutig. Zwischen reinem Kreuzstrom mit jeweils parallelen Strombahnen und einseitig oder gar beidseitig vermischem Kreuzstrom liegen sehr große qualitative Unterschiede. Gleiches gilt für die verschiedenen Arten des Kreuzgegenstromes.
3. Heutige Hochleistungssysteme zeichnen sich durch Rohrführungen aus, die dem Gegenstrom sehr nahe kommen. Dies wird erreicht durch zahlreiche, im Gegensinn angeordnete Vertikalregister oder durch eine parallele Reihung von Horizontalregistern (Bild 6).

Näherungsweise Bestimmung der Betriebscharakteristik

Die ideale Stromführung stellt der reine Gegenströmer dar. Er wird durch die Gln. (7) und (8) sowie durch Bild 5 qualitativ beschrieben. Die Betriebscharakteristik sei P_g genannt.

Der unter heutigen Bedingungen eingesetzte, schlechteste Wärmeübertrager sei ein Kreuzgegenströmer mit zwei Rohrreihen und zwei Durchgängen, die gegensinnig zum Luftstrom geschaltet sind. Nach [4] gilt für die Betriebscharakteristik

$$P_k = 1 - \left[\frac{x}{2} + \left(1 - \frac{x}{2} \right) \exp \left(\frac{2x}{R_1} \right) \right]^{-1} \quad (9)$$

mit

$$x = 1 - \exp \left(\frac{-R_1 NTU_1}{2} \right).$$

Es wird von dem pragmatischen Ansatz ausgegangen, daß alle heute real üblichen Wärmeübertrager zur Wärmerückgewinnung zwischen diesen beiden Apparaten liegen. Bild 7 zeigt die P -Bereiche, die sich zwischen P_g und P_k ergeben, deutlich. Sie sind in Abhängigkeit von NTU und R sehr unterschiedlich. Ihr Maximum tritt für $NTU = \text{const}$ stets bei $R = 1$ auf. Tabelle 1 gibt die Verhältnisswerte P_g/P_k zahlenmäßig genau wieder.

Die Betriebscharakteristik für einen realen Wärmeübertrager folgt näherungsweise dem Ansatz

$$P = P_g f_g + P_k (1 - f_g) \quad (10)$$

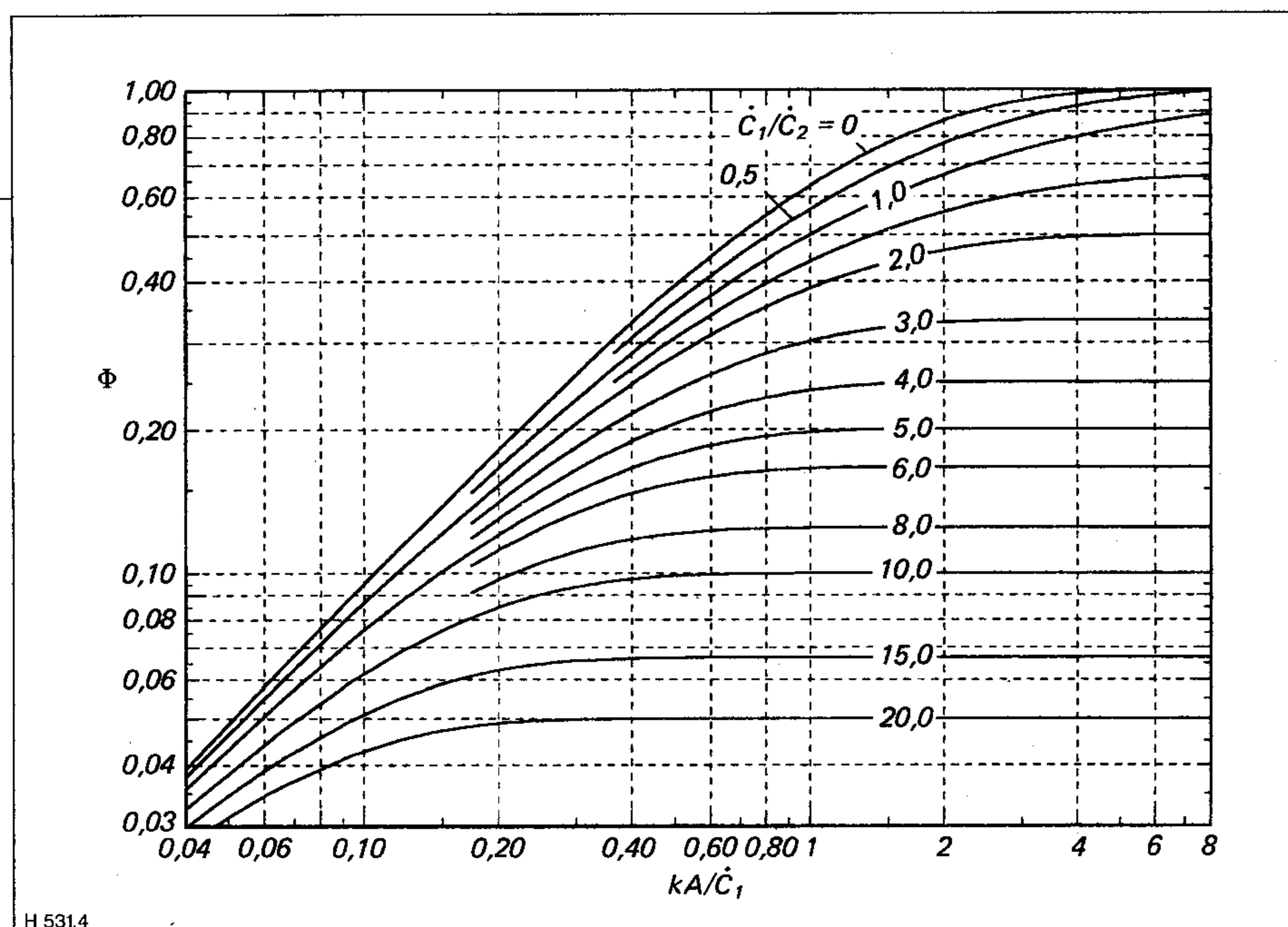


Bild 4: Wärmeübertragercharakteristik für reinen Gegenstrom in der konventionellen Darstellung.

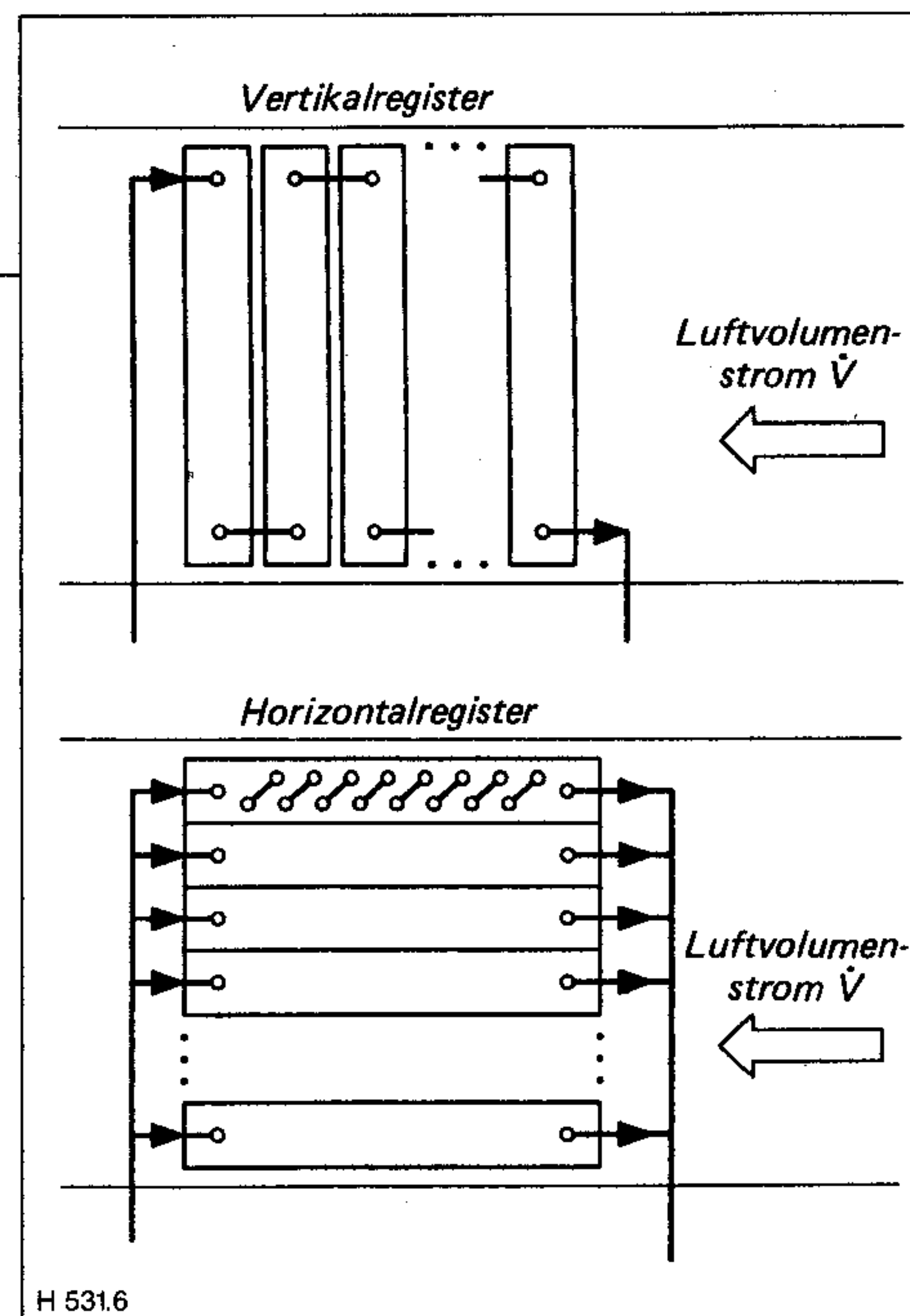


Bild 6: Typische Schaltungen für Hochleistungswärmeübertrager in kreislaufverbundenen Systemen.

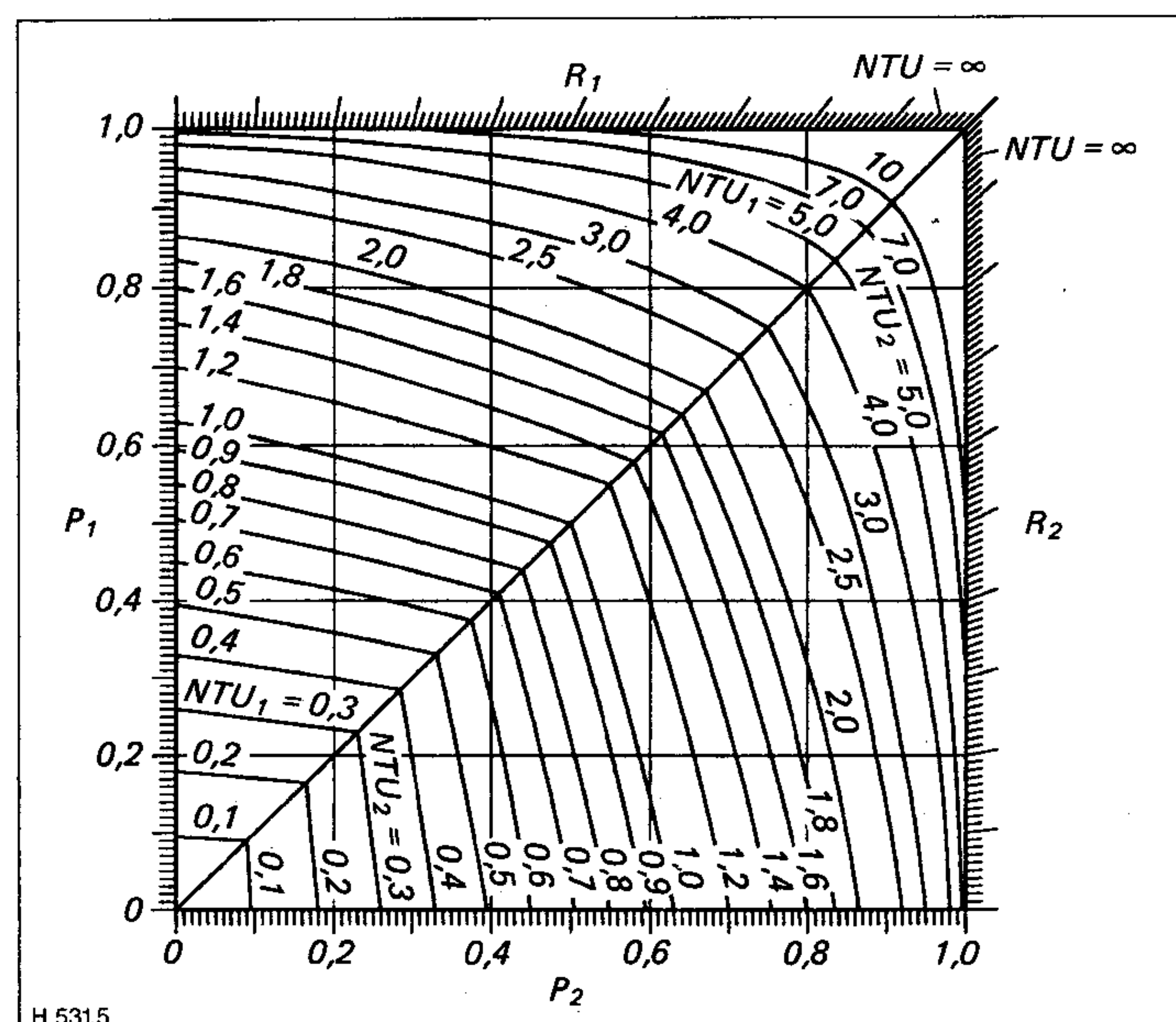


Bild 5: Wärmeübertragercharakteristik für reinen Gegenstrom in der Darstellung nach Bild 3.

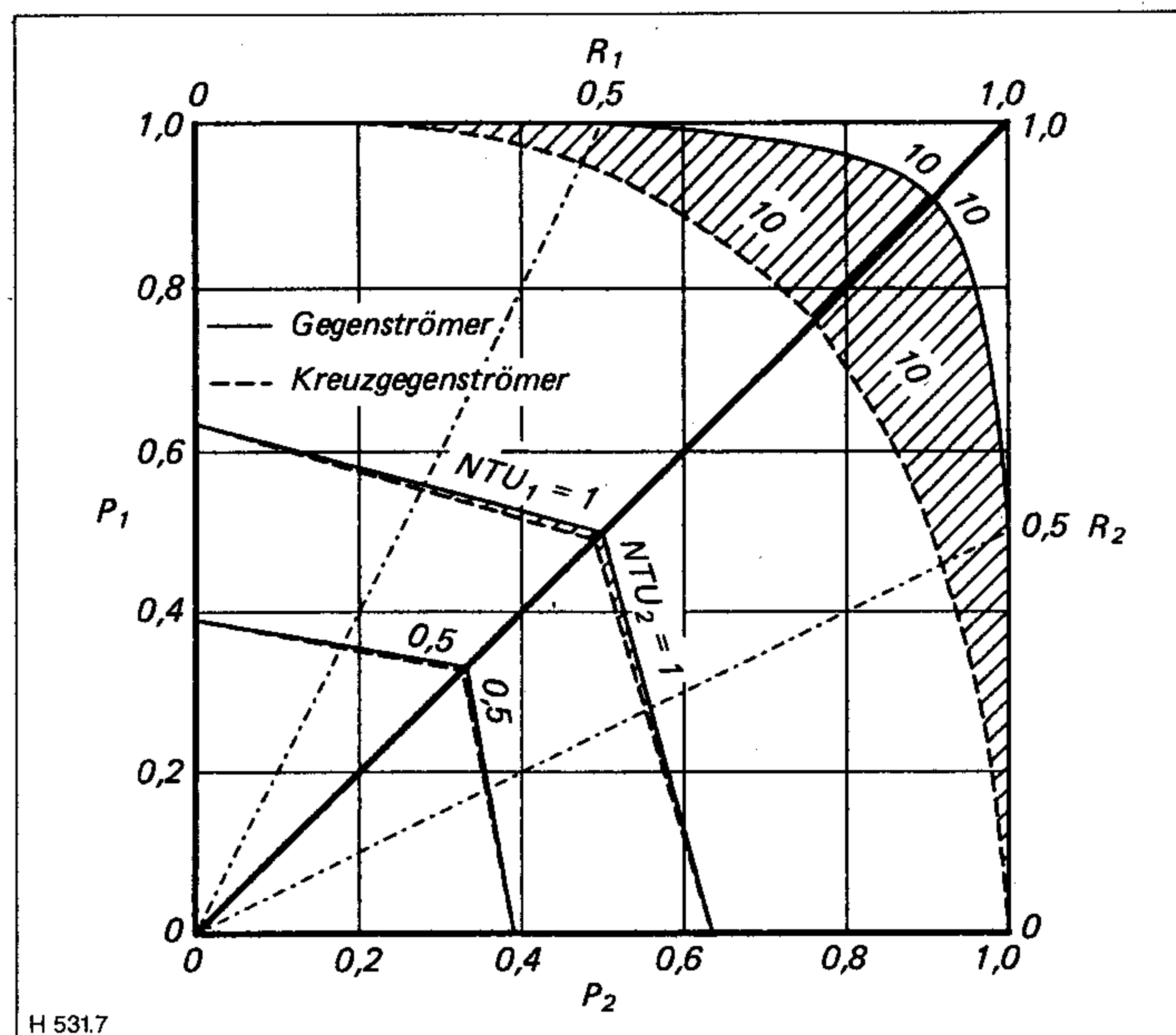


Bild 7: Variationsbereiche der Betriebscharakteristika für Wärmeübertrager im Gegenstrom und im Kreuzgegenstrom mit zwei Rohrreihen sowie gegenseitig geschalteten Durchgängen.

Der Faktor f_g stellt einen Wichtungsfaktor, der den „erhöhten Gegenstromanteil“ angibt, dar. Es gelten:

$f_g = 1$ reiner Gegenstrom
 $f_g = 0$ Kreuzgegenstrom, 2 Rohrreihen, 2 Durchgänge, gegenseitig.

In Tabelle 2 sind f_g -Faktoren zugehörig zu den Wärmeübertragerschaltungen aufgeführt. Sie wurden aus dem in [4] gegebenen Betriebscharakteristika für $NTU \approx 10$ und $R = 1$ ermittelt.

Eine Beispielrechnung soll eine stichprobenhafte Kontrolle der zu erwartenden Abweichungen geben. Es wird ein Kreuzgegenströmer mit vier Rohrreihen und vier Durchgängen bei gegenseitiger Schaltung eingesetzt. Aus Tabelle 2 folgt hierfür $f_g = 0,6$. Die genaue Nachrechnung nach [4]

$$P_{kg} = 1 - \left[\frac{x}{2} \left(1 - \frac{x}{2} + \frac{x^2}{4} \right) + x \left(1 - \frac{x}{2} \right) \left[1 - \frac{2x}{R_1} \left(1 - \frac{x}{2} \right) \right] \exp \left(\frac{2x}{R_1} \right) + \left(1 - \frac{x}{2} \right)^3 \exp \left(\frac{4x}{R_1} \right) \right]^{-1} \quad (11)$$

mit

$$x = 1 - \exp \left(\frac{-R_1 NTU_1}{4} \right)$$

liefert die in Tabelle 3 vermerkten Werte. Die Ergebnisse der Näherungen nach Gl. (10) werden P_{kgn} genannt.

Die prozentualen Abweichungen betragen

$$\text{Fehler} = \frac{P_{kgn} - P_{kg}}{P_{kg}} 100\% \quad (12).$$

P_{kgn} und Fehler sind ebenfalls in Tabelle 3 eingetragen. Die maximalen Fehler sind kleiner $\pm 2\%$. Dieses Ergebnis ist ohne weiteres akzeptabel, wenn man die übrigen Unwägbarkeiten und Annahmen betrachtet, z. B. den Wert $k A$.

Tabelle 1: Grenzbetriebscharakteristika des üblichen Bereiches von Wärmeübertragern zur Wärmerückgewinnung in RLT-Anlagen (P_g reiner Gegenströmer; P_k Kreuzgegenströmer mit 2 Rohrreihen, 2 Durchgängen im Gegensinn zum Luftstrom).

	R = 0,5			R = 1			R = 1,5			R = 2			R = 3		
NTU	P_g	P_k	P_g/P_k	P_g	P_k	P_g/P_k	P_g	P_k	P_g/P_k	P_g	P_k	P_g/P_k	P_g	P_k	P_g/P_k
0,5	0,362	0,361	1,004	0,333	0,331	1,007	0,307	0,304	1,009	0,282	0,279	1,011	0,240	0,237	1,014
1	0,565	0,559	1,011	0,500	0,490	1,020	0,440	0,429	1,026	0,387	0,376	1,030	0,302	0,293	1,029
10	0,997	0,954	1,045	0,909	0,760	1,196	0,665	0,583	1,142	0,500	0,462	1,082	0,333	0,322	1,037
20	1,000	0,963	1,038	0,952	0,762	1,251	0,667	0,583	1,144	0,500	0,462	1,082	0,333	0,322	1,037

Optimierung des Kreislaufverbundes

Die im Bild 1, Fall B gezeigte Schaltung stellt den allgemeinsten Fall eines kreislaufverbundenen Wärmerückgewinnungssystems dar. Der detaillierten Bezeichnungen wegen sei im weiteren von Bild 8 ausgegangen. Bei den Doppelindizes bezieht sich der erste Zeiger auf den Stoffstrom, der zweite auf den Apparat. Mit den in den Gln. (3) bis (5) verwendeten Definitionen und Termini gelten:

Tabelle 2: Faktoren f_g für reale Wärmeübertragerschaltungen zur Anwendung in Gl. (10).

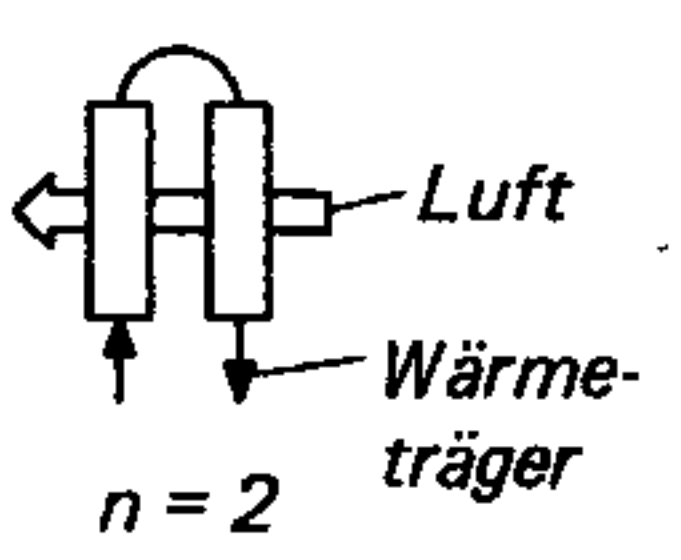
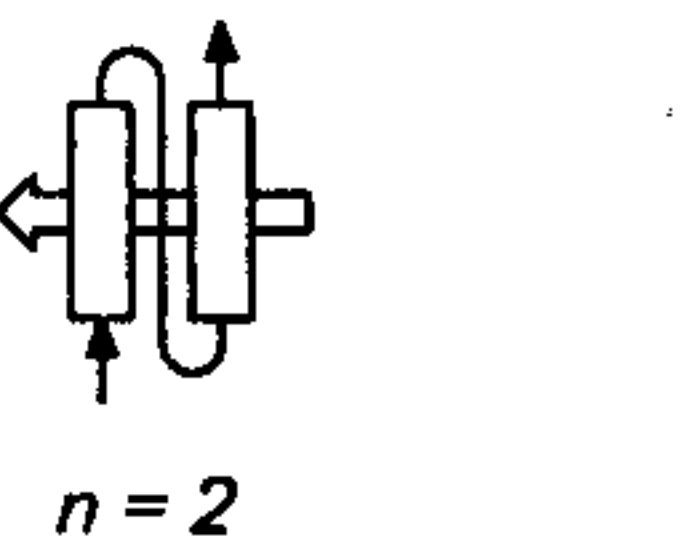
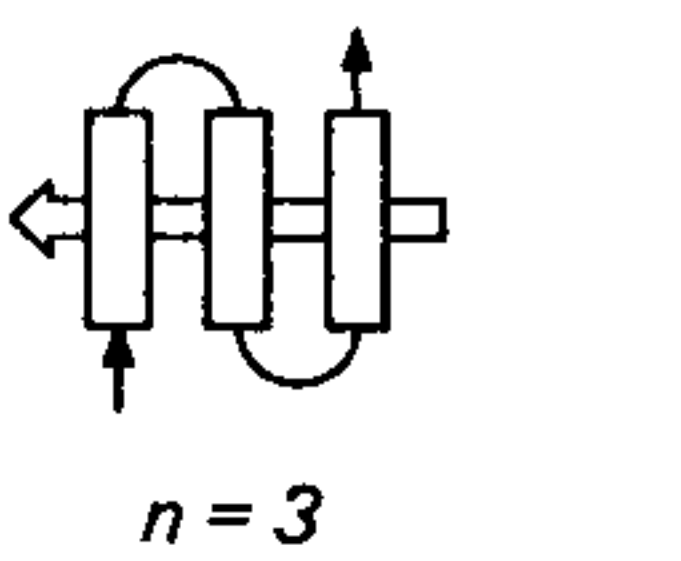
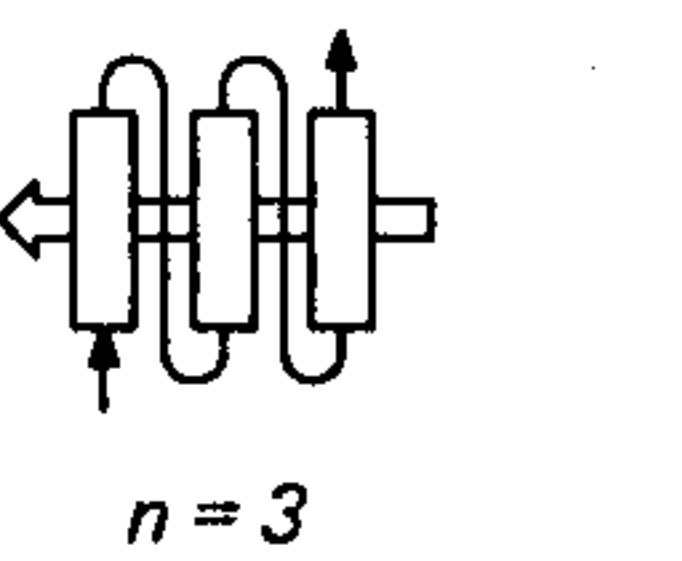
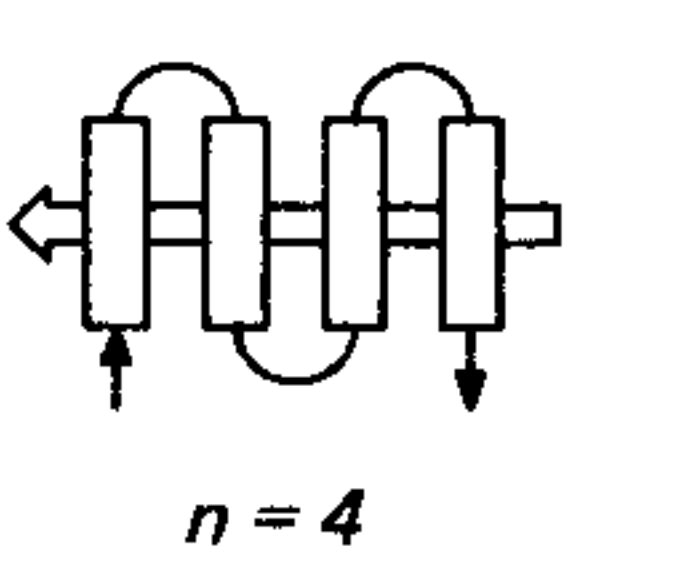
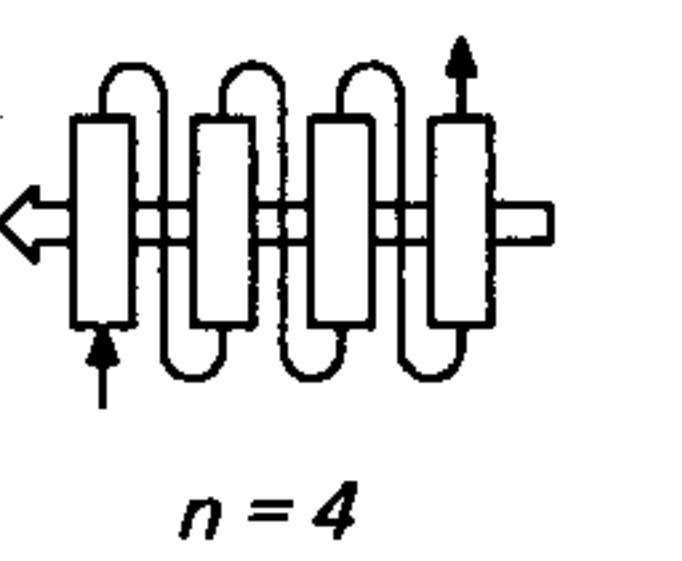
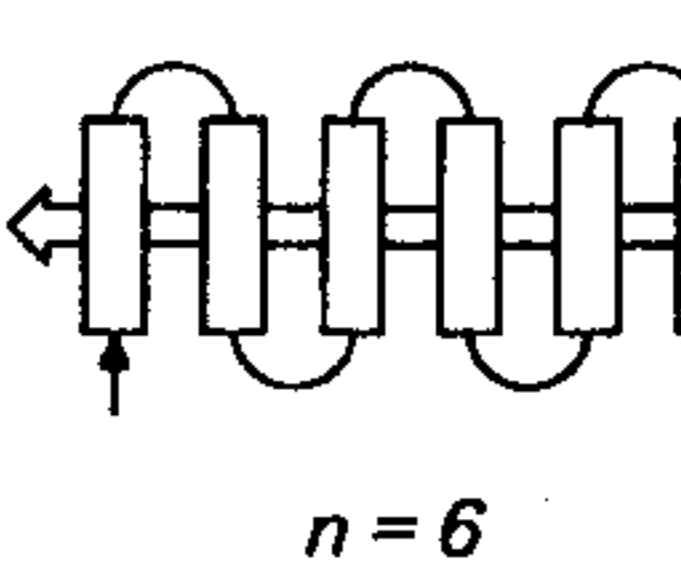
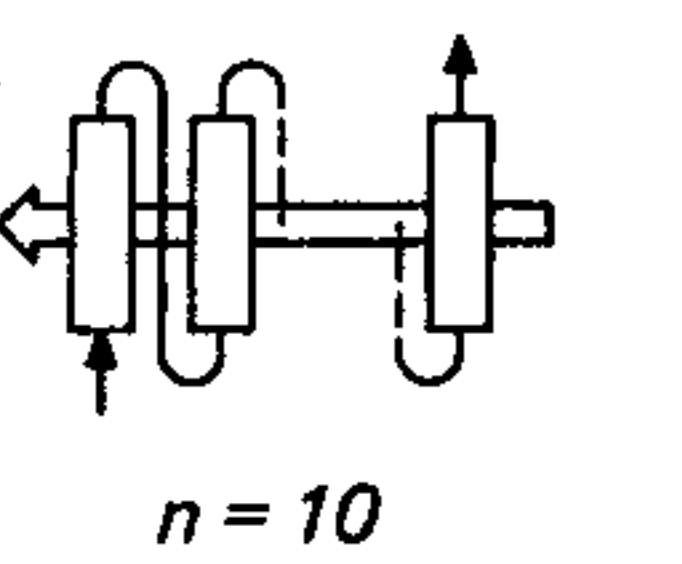
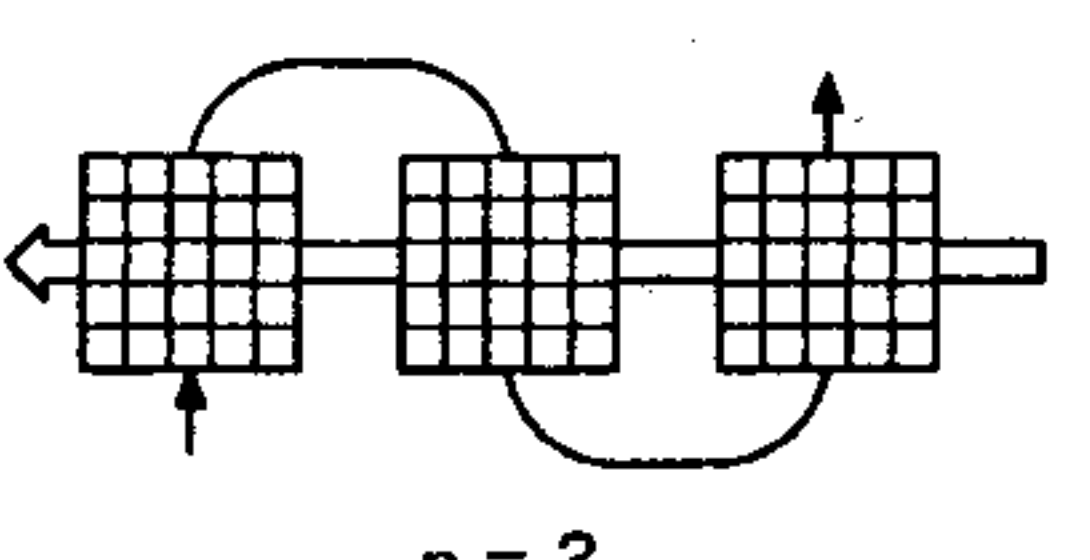
Kreuzgegenstrom mit n Rohrreihen und n Durchgängen; gegensinnig	Kreuzgegenstrom mit n Rohrreihen und n Durchgängen; gleichsinnig								
 $f_g = 0$ $n = 2$	 $f_g = 0,16$ $n = 2$								
 $f_g = 0,39$ $n = 3$	 $f_g = 0,54$ $n = 3$								
 $f_g = 0,60$ $n = 4$	 $f_g = 0,74$ $n = 4$								
 $f_g = 0,82$ $n = 6$	 $f_g = 0,98$ $n = 10$								
Kreuzgegenstrom mit n Durchgängen; Luft unvermischt; Wärmeträger nur zwischen den Durchgängen vermischt; gegensinnig									
 $n = 3$	<table border="1"> <thead> <tr> <th>n</th><th>f_g</th></tr> </thead> <tbody> <tr> <td>2</td><td>0,60</td></tr> <tr> <td>3</td><td>0,70</td></tr> <tr> <td>4</td><td>0,79</td></tr> </tbody> </table>	n	f_g	2	0,60	3	0,70	4	0,79
n	f_g								
2	0,60								
3	0,70								
4	0,79								

Tabelle 3: Betriebscharakteristika eines Kreuzgegenströmers mit 4 Rohrreihen, 4 Durchgängen im Gegensinn zum Luftstrom nach genauer und näherungsweise Berechnung sowie des dabei auftretenden Fehlers (P_{kg} exakter Wert nach Gl. (11); P_{kgn} Näherung nach Gl. (10); Fehler in %).

	R = 0,5			R = 1			R = 2			R = 3		
NTU	P_{kg}	P_{kgn}	Fehler	P_{kg}	P_{kgn}	Fehler	P_{kg}	P_{kgn}	Fehler	P_{kg}	P_{kgn}	Fehler
0,5	0,362	0,362	- 0,1	0,333	0,332	- 0,1	0,282	0,281	- 0,2	0,239	0,239	- 0,2
1	0,563	0,562	- 0,2	0,497	0,496	- 0,3	0,384	0,383	- 0,4	0,300	0,298	- 0,4
10	0,986	0,980	- 0,7	0,848	0,849	0,1	0,494	0,485	- 1,9	0,333	0,329	- 1,2
20	0,996	0,985	- 1,0	0,860	0,876	1,8	0,494	0,485	- 1,9	0,333	0,329	- 1,2

$$P_{1,1} = \frac{t_1' - t_1''}{t_1' - t_K} \qquad P_{2,2} = \frac{t_2'' - t_2'}{t_{Kr} - t_2'} \qquad (13)$$

$$R_{1,1} = \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_K} \qquad R_{2,2} = \frac{\dot{C}_2}{\dot{C}_{Kr}} \qquad (14)$$

$$NTU_{1,1} = \frac{(kA)_1}{\dot{C}_1} \qquad NTU_{2,2} = \frac{(kA)_2}{\dot{C}_2} \qquad (15)$$

$$P_{1,ges} = \frac{t_1' - t_1''}{t_1' - t_2'} \qquad P_{2,ges} = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'} \qquad (16)$$

$$R_{1,ges} = \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2} \qquad R_{2,ges} = \frac{\dot{C}_2}{\dot{C}_1} \qquad (17)$$

$$\varrho = \frac{\dot{C}_{Kr}}{\dot{C}_K} \qquad (18)$$

Von Interesse ist die Temperaturzunahme des Zuluftstromes ($t_2'' - t_2'$) bei bekannter Temperaturdifferenz der Eintrittsströme ($t_1' - t_2'$), d. h. $P_{2,ges}$ nach Gl. (16) ist zu berechnen. Es ergibt sich schrittweise:

$$P_{2,ges} = \frac{t_2'' - t_2'}{t_1' - t_2'}$$

mit

$$\dot{Q} = \dot{C}_2 (t_2'' - t_2') = \dot{C}_2 P_{2,2} (t_{Kr} - t_2')$$

$$\dot{Q} = \dot{C}_1 (t_1' - t_1'') = \dot{C}_1 P_{1,1} (t_1' - t_K)$$

$$P_{2,ges} = \frac{\dot{Q}}{\dot{C}_2} \left(\frac{\dot{Q}}{\dot{C}_1 P_{1,1}} + t_K' + \frac{\dot{Q}}{\dot{C}_2 P_{2,2}} - t_{Kr}' \right)^{-1}$$

mit

$$\dot{Q} = \dot{C}_K (t_K'' - t_K')$$

$$t_K'' = t_{Kr}'$$

$$P_{2,ges} = \frac{\dot{Q}}{\dot{C}_2} \left(\frac{\dot{Q}}{\dot{C}_1 P_{1,1}} + \frac{\dot{Q}}{\dot{C}_2 P_{2,2}} - \frac{\dot{Q}}{\dot{C}_K} \right)^{-1}$$

mit

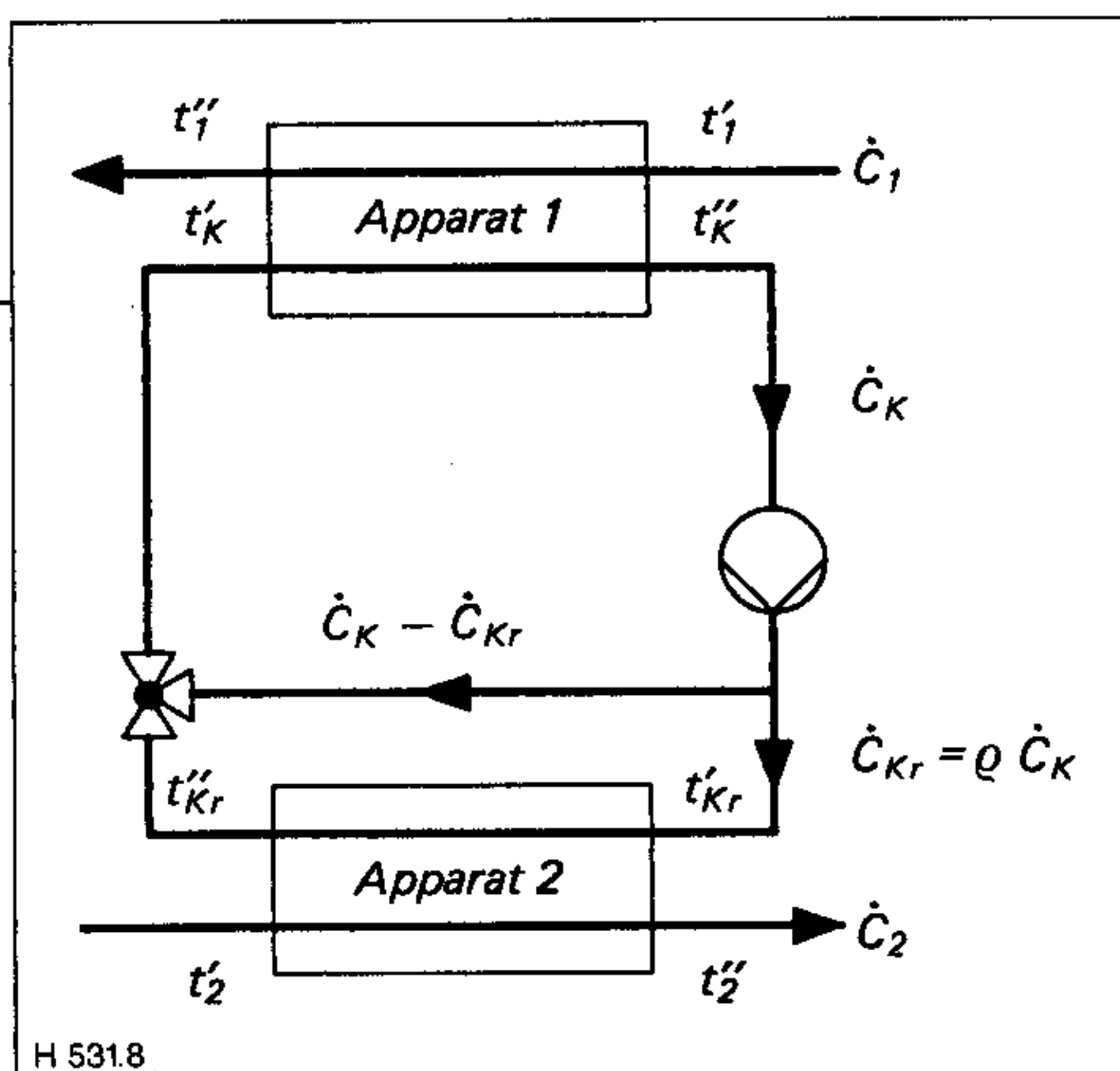


Bild 8: Kreislaufverbundsystem mit Benennung der thermodynamischen Grundgrößen.

$$\frac{\dot{C}_2}{\dot{C}_K} = \frac{\dot{C}_2}{\dot{C}_K} \frac{\dot{C}_K}{\dot{C}_K} = R_{2,2} \cdot Q$$

$$P_{2,ges} = \left(\frac{1}{R_{1,ges} P_{1,1}} + \frac{1}{P_{2,2}} - R_{2,2} \cdot Q \right)^{-1} \quad (19).$$

Diese Gleichung gilt allgemein für Kreislaufverbundsysteme nach Bild 8 bzw. Bild 1, Fall B unabhängig von der Stromführung in den Einzelapparaten. Diese Spezifika werden durch $P_{1,1}$ bzw. $P_{2,2}$ in die Berechnung eingebracht. Arbeitet das Kreislaufverbundsystem ohne Beimischung (Bild 1, Fall A), dann gilt $Q = 1$ und Gl. (19) stellt sich in der allseits bekannten Form dar. $P_{2,ges}$ ist bei gegebenen Luftvolumenströmen ($\dot{C}_1$; $\dot{C}_2$) und fixierten Apparatekonstruktionen ($(kA)_1$; $(kA)_2$) eine Funktion der Wärmekapazitätsströme in den Kreisläufen ($\dot{C}_K$; $\dot{C}_K = \dot{C}_K \cdot Q$). Der optimale Strom $\dot{C}_K$, der zu einem Maximalwert von $(P_{2,ges})_{max}$ führt, kann nicht allgemeingültig dargestellt werden, sondern er ist von den einzelnen Apparatecharakteristika abhängig. Es wird deshalb eine numerische Lösung vorgeschlagen. Sie ist im Bild 9 in Form eines Datenflußplanes gegeben, wobei die Indizes auf Zeilenhöhe geschrieben sind. Q wird als q_{fix} vorgegeben.

Aus praktikablen Gründen kann es aber auch sinnvoll sein t'_K , die Eintrittstemperatur des Wasser-Glykol-Stromes in Apparat 1, auf t_{grenz} zu begrenzen und unter diesen Bedingungen ein Randoptimum aufzusuchen. Wird $t_{grenz} = 0^\circ\text{C}$ gewählt, ist eine Vereisung des Fortluftkühlers ausgeschlossen. Die gesamte Optimierungsrechnung kann normalerweise mit den dimensionslosen Betriebscharakteristika $P_{1,1}$, $P_{2,2}$ und $P_{2,ges}$ durchgeführt werden. Ist eine Temperatur - z. B. hier $t'_K \geq t_{grenz}$ - zu bestimmen, so müssen t'_1 und t'_2 bekannt sein. Dies bedeutet, daß bei Vorgabe von t_{grenz} zusätzlich bei der Dateneingabe t'_1 und t'_2 zu benennen sind. Mit den Gl. (13), (16), und (17) ergeben sich:

$$P_{1,ges} = \frac{P_{2,ges}}{R_{1,ges}} \quad (20)$$

$$t'_1 = t'_1 - P_{1,ges} (t'_1 - t'_2) \quad (21)$$

$$t'_K = t'_1 - \frac{t'_1 - t'_1}{P_{1,1}} \quad (22).$$

Dieser Berechnungsgang ist ebenfalls im Datenflußplan - Bild 9 - integriert. Zur Nutzung des Rechenprogramms gemäß Bild 9 sind folgende Fundamenteingaben mit den im Abschnitt „Bekannte thermodynamische Zusammenhänge“ definierten Größen erforderlich:

$kA_1 = (kA)_1$ W/K Wärmedurchgangsstrom durch die Wärmeübertragerfläche pro 1 K Temperaturdifferenz für Apparat 1 bzw. 2

$f_{g1}; f_{g2}$ Gegenstromanteil bei der Stromführung im Apparat 1 bzw. 2 im Sinne der Gl. (10)

$\dot{C}_1; \dot{C}_2$ W/K Wärmekapazitätsstrom des Fluids 1 bzw. 2.

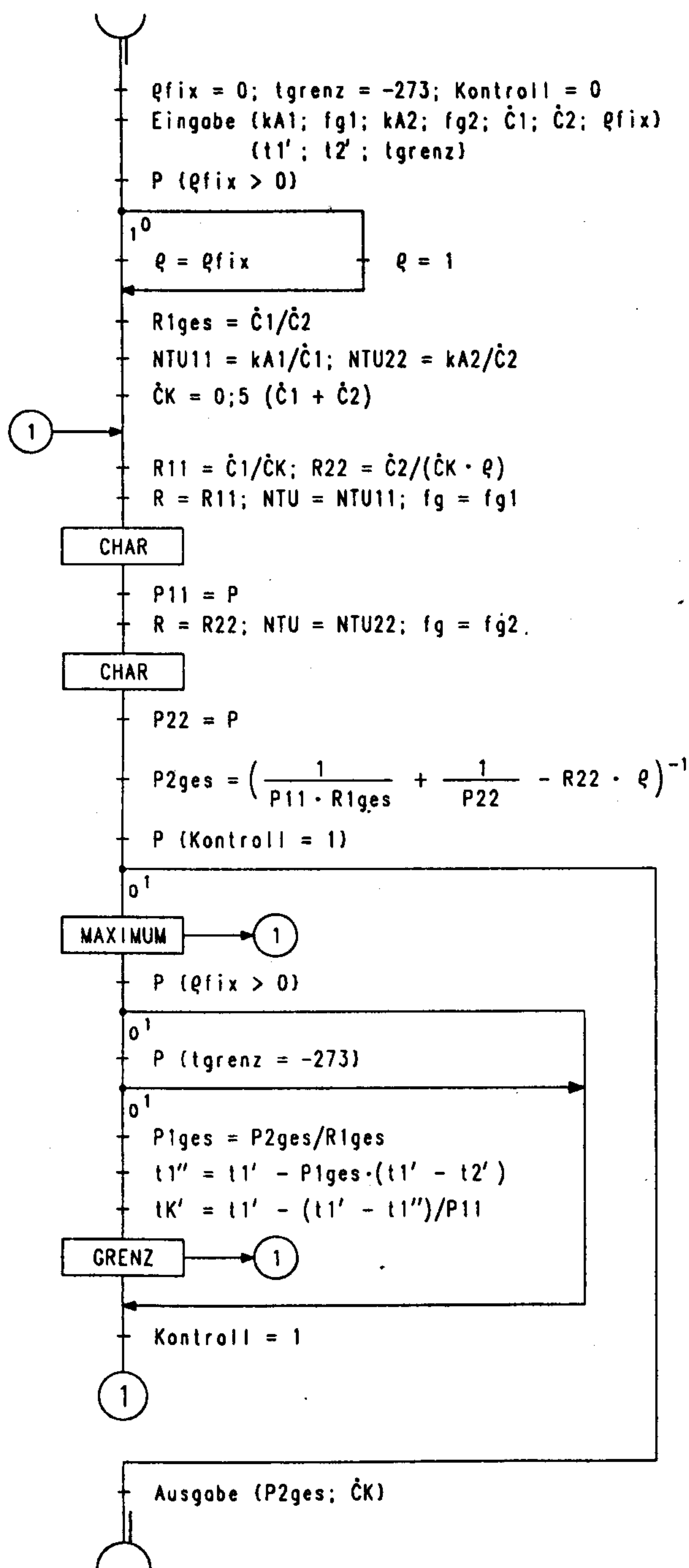


Bild 9: Datenflußplan zur Optimierung des Gesamtübertragungsgrades P_{ges} .

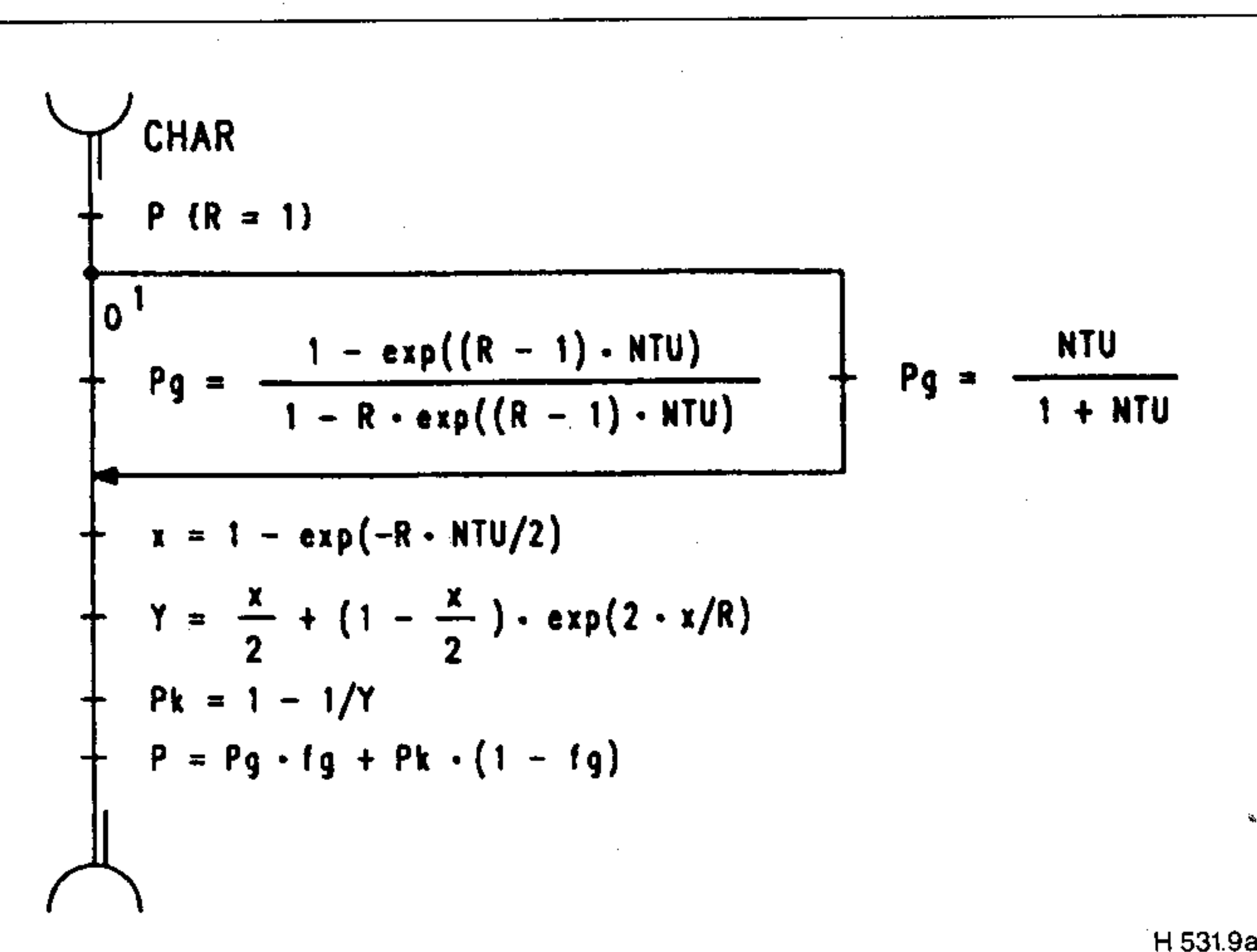


Bild 9a: Datenflußplan für das Unterprogramm CHAR zur Bestimmung der Wärmeübertrager-Betriebscharakteristik $P = P(NTU; R; f_g)$.

Des weiteren kann ein festes Aufteilungsverhältnis φ_{fix} vorgegeben werden, das nach *Bild 8* bzw. Gl. (19) den zu optimierenden, kreislaufverbundenen Wärmekapazitätsstrom $\dot{C}_k$ durch den Apparat 2 auf $\dot{C}_{kr}$ reduziert. Erfolgt keine Eingabe von φ_{fix} , dann gelten $\varphi_{\text{fix}} = 0$ und $\varphi = 1$. Ansonsten wird $\varphi = \varphi_{\text{fix}}$ gesetzt. Ist t_{grenz} vorgegeben, dann wird φ durch iterative Rechnung so eingestellt, daß

$$t_{\text{grenz}} \leq t_k' \leq t_{\text{grenz}} + 1 \text{ K} \quad (23)$$

gilt.

Werden $\varphi_{\text{fix}} > 0$ und $t_{\text{grenz}} > -273 \text{ °C}$ benannt, dann wird die zweite Forderung ignoriert und nur φ_{fix} berücksichtigt.

Der gesamte Rechengang ist aus *Bild 9* eindeutig ersichtlich, das Unterprogramm CHAR (*Bild 9a*) beinhaltet die Gln. (7) bis (10). Das Unterprogramm MAXIMUM ändert gezielt $\dot{C}_k$ bei gegebenen φ solange, bis $P_{2,\text{ges}}$ einen Maximalwert erreicht. Das Unterprogramm GRENZ stellt φ bis Gl. (23) erfüllt ist. MAXIMUM und GRENZ können wahlweise einfache, rechenintensive oder mathematisch anspruchsvolle Algorithmen enthalten.

Abschließend sei hervorgehoben, daß die gesamte Optimierung für $kA = \text{const}$ durchgeführt wird. In Wirklichkeit beeinflussen die Durchsätze und die Temperaturen jedoch den Wärmedurchgangskoeffizienten k . Er ist möglichst nahe an den realen Verhältnissen zu orientieren. Gegebenenfalls sind Iterationen, die die Bestimmung von k einschließen, vorzunehmen.

Beschaffung der Apparatedaten

Am sichersten sind Angaben für (kA) , die aus Messungen bei annähernd realen Temperaturen und Masseströmen stammen. Aus der bekannten Bilanz

$$\dot{Q} = kA \Delta t_m = \dot{m} c \Delta t$$

ist kA zu bestimmen.

Liegen Meßergebnisse nicht vor, dann kann über eine Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten α_{innen} und $\alpha_{\text{außen}}$ sowie der Wärmeleitung in den Rippen und der Rohrwand der Wärmedurchgangskoeffizient k – bezogen auf die vorher definierte Fläche A – ermittelt werden.

Prospektangaben über die Effizienz des Gesamtsystems zur Wärmerückgewinnung reichen nicht aus, um die relevanten thermodynamischen Größen zu bestimmen. Kenntnisse über die konstruktiven Apparatedaten sind unerlässlich.

Beispiel 1

Ein Wärmerückgewinnungssystem nach *Bild 1*, Fall A mit gleichen Wärmekapazitätsströmen $\dot{C}_1 = \dot{C}_2 = 8000 \text{ W/K}$ und gleichen Apparaten $(kA)_1 = (kA)_2 = 38200 \text{ W/K}$ soll einen maximalen Gesamtübertragungsgrad realisieren. Wie groß ist der Wärmekapazitätsstrom $\dot{C}_k$ zu wählen, wenn zur Ermittlung der Betriebscharakteristika

a) $f_{g,1} = f_{g,2} = 0,6$

b) $f_{g,1} = f_{g,2} = 1$

586 betragen?

Die Berechnung auf der Grundlage des im *Bild 9* dargestellten Algorithmus ergibt:

Variante	$P_{11} = P_{22}$	P_{ges}	$\dot{C}_k$ in W/K
a	0,8191	0,6564	8711
b	0,8268	0,7048	8000

Es wird deutlich, daß bei reinem Gegenstrom der Gesamtübertragungsgrad (Rückwärmezahl) am größten und der optimale, kreislaufverbundene Wärmekapazitätsstrom am kleinsten ist. Im letzten Fall (zwei Gegenströmer) gilt nach [4]

$$\dot{C}_{k,\text{opt}} = \frac{(kA)_1 + (kA)_2}{\frac{(kA)_1}{\dot{C}_1} + \frac{(kA)_2}{\dot{C}_2}} \quad (24)$$

woraus sofort für $(kA)_1 = (kA)_2$ und $\dot{C} = \dot{C}_1 = \dot{C}_2$

$$\dot{C}_{k,\text{opt}} = \dot{C} = 8000 \text{ W/K}$$

folgt. Unter diesen Bedingungen können die beiden Apparate als ein Gegenströmer mit

$$(kA)_{\text{ges}} = \left[\frac{1}{(kA)_1} + \frac{1}{(kA)_2} \right]^{-1} \quad (25)$$

betrachtet werden. Es ergeben sich:

$$(kA)_{\text{ges}} = \left[\frac{1}{38200} + \frac{1}{38200} \right]^{-1} \frac{\text{W}}{\text{K}} = 19100 \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

$$NTU = \frac{(kA)_{\text{ges}}}{\dot{C}} = \frac{19100}{8000} = 2,39$$

$$R = \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2} = 1.$$

Für diese Daten ist aus *Bild 5* ablesbar:

$$P_{\text{ges}} = 0,7.$$

c) Wie ändert sich im Fall b) der Gesamtübertragungsgrad, wenn der Kreislaufstrom vom Optimum abweicht?

Wiederholende Rechnungen ergeben den im *Bild 10* dargestellten Funktionsverlauf. Er zeigt, daß zu kleine Masseströme im Kreislauf doch erhebliche Übertragungsgradreduzierungen bewirken. Ist z. B. der Massestrom um 25% zu klein, dann reduziert sich P_{ges} um 6%. Ist er dagegen um 25% zu groß, dann sinkt P_{ges} nur um 2%. Da die Antriebsleistung näherungsweise der dritten Potenz zum Massestrom proportional ist, wird man bestrebt sein, den optimalen Wert nicht zu überschreiten.

$$P = \frac{\Delta p \cdot V}{\eta} \quad \Delta p \sim v^2 \sim \dot{m}^2$$

$$V \sim \dot{m} \quad P \sim \dot{m}^3$$

Beispiel 2

Ein kreislaufverbundenes Wärmerückgewinnungssystem nach *Bild 1*, Fall B soll einen Wärmestrom vom Fortluftstrom ($\dot{C}_1 = 7000 \text{ W/K}$) auf den Außenluftstrom ($\dot{C}_2 = 8000 \text{ W/K}$) übertragen. Zur Verfügung stehen zwei Kreuzgegenströmer mit den Daten $(kA)_1 = 34500 \text{ W/K}$ und $(kA)_2 = 38200 \text{ W/K}$, die vereinfacht als konstant anzunehmen sind.

a) Welcher Wärmekapazitätsstrom $\dot{C}_k$ ist im Kreislaufsystem umzuwälzen, wenn eine maximale Wärmerückgewinnung erreicht

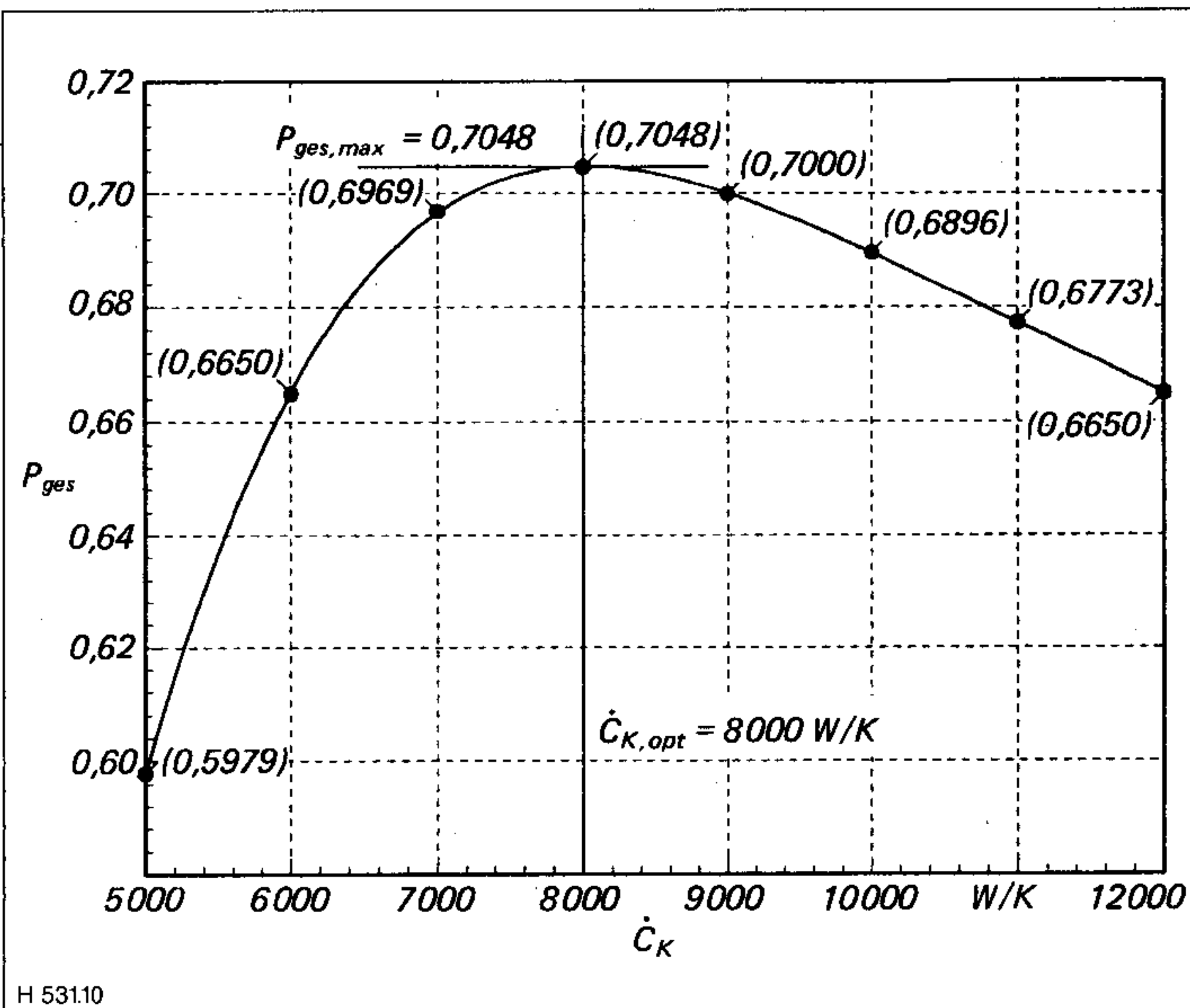


Bild 10: Ergebnis des Beispiels 1, c: Gesamtübertragungsgrad P_{ges} in Abhängigkeit des kreislaufverbundenen Wärmekapazitätsstromes $\dot{C}_K$ für eine Schaltung mit zwei gleichen Gegenströme.

werden soll? Bezüglich der Betriebscharakteristika mögen $f_{g,1} = 0$ und $f_{g,2} = 1$ gelten.

Die Berechnung mit einem nach Bild 9 erstellten Programm ergibt

$$\begin{aligned} P_{11} &= 0,8068 \\ P_{22} &= 0,8495 \\ P_{ges} &= 0,6017 \\ \dot{C}_K &= 8585 \text{ W/K.} \end{aligned}$$

Reduziert man die Durchströmung im Wärmeübertrager 2, so reduziert sich trotz Steigerung des optimalen Kreislaufstromes der Gesamtübertragungsgrad:

ϵ		1	0,9	0,8	0,7
P_{ges}		0,6017	0,5863	0,5701	0,5532
$\dot{C}_K$	W/K	8585	9588	10761	12569

- b) Welcher Wärmekapazitätsstrom $\dot{C}_K$ ist umzuwälzen, wenn die Grenztemperatur $t_{grenz} = 3^\circ\text{C}$ nicht unterschritten werden soll, und zur Beschreibung der Betriebscharakteristika $f_{g,1} = f_{g,2} = 0,6$ gelten. Die Außenlufttemperatur betrage $t_2 = -5^\circ\text{C}$.

Das Rechenprogramm nach Bild 9 liefert:

$$\begin{aligned} P_{ges} &= 0,5612 \\ \dot{C}_K &= 11229 \text{ W/K; } \epsilon = 0,7472 \\ t_K &= 3,0^\circ\text{C; } t_1'' = 4,7^\circ\text{C} \\ P_{11} &= 0,9104; P_{22} = 0,8072. \end{aligned}$$

Zusammenfassung

Eine einfache, ausreichend genaue Nachbildung von kreislaufverbundenen Wärmerückgewinnungssystemen ist möglich, indem die real vorhandenen Kreuzgegenströme gemäß ihrer Stromführung zwischen einem Kreuzgegenstromapparat mit zwei Rohrreihen und zwei Durchgängen im Gegensinn sowie einem reinen Gegenstromapparat mit einem Wichtungsfaktor eingeordnet werden. Der sich ergebende Gesamtübertragungsgrad wird durch eine gezielte Variation des kreislaufverbundenen Wärmekapazitätsstromes einem Maximum zugeführt. Damit ist ein optimaler Vergleichsprozess gegeben. Sind wegen der Einfriergefahr Grenztemperaturen einzuhalten, so wird eine unterschiedliche Beaufschlagung der Wärmeübertrager mit dem Kreislaufstrom ermittelt.

[H 531]

Literaturangaben

- [1] Glück, B.: Optimierung eines klimatechnischen Prozesses. Gesundheits-Ingenieur 1994, H. 3, S. 117-126; H. 4, S. 180-187; H. 5, S. 257-264.
- [2] Schiller, H.: Energieverbrauch Raumluftechnischer Anlagen. HLH Bd. 45 (1994) Nr. 7, S. 345-348.
- [3] Glück, B.: Wärmeübertragung - Wärmeabgabe von Raumheizflächen und Rohren. Berlin: Verlag für Bauwesen, 1990.
- [4] VDI-Wärmeatlas. 7. Auflage Düsseldorf: VDI-Verlag 1994.