

Kleinschwimmhalle Schwalmtal  
2. Zwischenbericht: Heizungsanlage mit  
Wärmepumpe und Absorbern

**T 1888**

T 1888

Dieser Forschungsbericht wurde mit modernsten Hochleistungskopierern auf Einzelanfrage hergestellt.

Die in dieser Forschungsarbeit enthaltenen Darstellungen und Empfehlungen geben die fachlichen Auffassungen der Verfasser wieder. Diese werden hier unverändert wiedergegeben, sie geben nicht unbedingt die Meinung des Zuwendungsgebers oder des Herausgebers wieder.

Die Originalmanuskripte wurden reprototechnisch, jedoch nicht inhaltlich überarbeitet. Die Druckqualität hängt von der reprototechnischen Eignung des Originalmanuskriptes ab, das uns vom Autor bzw. von der Forschungsstelle zur Verfügung gestellt wurde.

© by Fraunhofer IRB Verlag

Vervielfältigung, auch auszugsweise,  
nur mit ausdrücklicher Zustimmung des Verlages.

**Fraunhofer IRB Verlag**

Fraunhofer-Informationszentrum Raum und Bau

Postfach 80 04 69  
70504 Stuttgart

Nobelstraße 12  
70569 Stuttgart

Telefon (07 11) 9 70 - 25 00  
Telefax (07 11) 9 70 - 25 08

E-Mail [irb@irb.fraunhofer.de](mailto:irb@irb.fraunhofer.de)

[www.baufachinformation.de](http://www.baufachinformation.de)

# KLEINSCHWIMMHALLE SCHWALMTAL

Heizungsanlage mit  
Wärmepumpe und Absorbern

## 2. Zwischenbericht

Projektleitung :

Energietechnik GmbH  
4300 Essen 18  
Freihofstr. 31

Durchführung der meßtechnischen  
Untersuchung :

Forschungsstelle für Energiewirtschaft  
München, Dezember 1984 178.89  
Bearbeiter: K. Leisen

## Inhaltsverzeichnis

Seite

1. Einführung	1
2. Beschreibung des Heiz- und Duschwassererwärmungssystems	2
2.1 Aufbau und Funktion	2
2.2 Regelung und Steuerung	3
2.3 Wärmebedarf	5
2.4 Wärmepumpe	6
2.5 Solekreis	7
2.5.1 Energiedach	8
2.5.2 Energiestapel	8
3. Betriebserfahrungen	9
3.1 Regelung	9
3.2 Wärmepumpe	10
3.3 Solekreis	10
3.4 Regelmäßige Kontrollen	11
4. Energiebilanzen	11
4.1 Jahresenergiebilanz	11
4.2 Monatsenergiebilanz	13
5. Wärmeverbraucher	15
5.1 Duschwasserwärmeverbrauch	15
5.2 Heizwärmeverbrauch	17
6. Wärmepumpe	21
6.1 Duschwassererwärmung	21
6.2 Heizwassererwärmung	23
6.3 Ausgesuchte Tagesverläufe	24
6.4 Leistungswerte	26
7. Absorber	30
7.1 Vorbemerkung	30
7.2. Energiestapel	31
7.2.1 Ausgesuchte Tagesverläufe	31
7.2.2 Leistungswerte	33
7.3. Energiedach	36
7.3.1 Ausgesuchte Tagesverläufe	36
7.3.2 Leistungswerte	38
7.4. Abschließende Bemerkungen	40

Seite

8. Änderungsvorschläge

41

9. Zusammenfassung

43

Literaturverzeichnis

Tabellen und Bilder

## 1. Einführung

Am 4. Dezember 1982 wurde in Schwalmtal am Niederrhein eine Kleinschwimmhalle (KSH) mit einem Variobecken von 250 m<sup>2</sup> Wasseroberfläche und einem Planschbecken von 20 m<sup>2</sup> Wasseroberfläche eröffnet. Das Gebäude war mit dem Ziel geplant und erbaut worden, den Heizwärmebedarf auf rund 35 % des entsprechenden Bedarfs eines Hallenbades nach herkömmlicher Bauweise und mit herkömmlicher Anlagentechnik zu senken. Die Einsparungen sollen durch verbesserte Wärmedämmung, durch den Einbau von Anlagen zum Wärmerückgewinn (WRG) aus Beckenabwasser, Duschabwasser, Schwimmhallenluft und Duschaumluft sowie durch den Einsatz einer Wärmepumpenanlage mit Solarabsorbern erreicht werden.

Der Wärmebedarf des Hallenbades wird in erster Linie von den WRG-Anlagen gedeckt. Deren Leistung reicht jedoch nicht zur vollständigen Deckung des Bedarfs aus. Die fehlende Wärme wird von der Wärmepumpe und der gasbeheizten Kesselanlage der benachbarten Schule in bivalent teilparallelem Mischheizbetrieb zugeführt.

Die elektrisch angetriebene Sole-Wasser-Wärmepumpe nutzt über ein Energiedach und einen Energiestapel Umweltwärme und erwärmt das Wasser im Duschwasser- und Heizungskreislauf. Das Energiedach besteht aus Absorberplatten, die auf der Dachfläche der Schwimmhalle montiert wurden. Der Energiestapel wurde auf dem Dach eines Treppenhauses aufgestellt. Bild 1 zeigt den Eingang zum Hallenbad mit dem Energiestapel oben rechts auf dem Treppenhaus.

In dem vorliegenden Teilbericht werden die Ergebnisse der Untersuchungen an der Heizungsanlage mit der Wärmepumpe und den Absorbern mitgeteilt.

## 2. Beschreibung des Heiz- und Duschwassererwärmungssystems

### 2.1 Aufbau und Funktion

Bild 2 zeigt ein Schema des Heizungs- und Duschwasserkreislaufs. Es ist in drei Bereiche unterteilt: das Wärmeerzeugungssystem mit der Wärmepumpe (WP) und den Wärmetauschern (WT1 und WT2) der Fremdheizung (FH) in der unteren Bildhälfte, das Duschwassererwärmungssystem im oberen linken Bildteil und das Heizwärmeverteilungssystem im oberen rechten Bildteil.

Im Duschwasserkreislauf wurde eine WRG-Anlage eingebaut, die Wärme von abfließendem Duschwasser auf das Frischwasser überträgt. Der fehlende Wärmebedarf im Duschwassererwärmungssystem und der gesamte Wärmebedarf im Heizwärmeverteilungssystem wird von der Wärmepumpe und der Fremdheizung in bivalent-teilparallelem Mischheizbetrieb gedeckt. In erster Linie kommt die Wärmepumpe zum Einsatz, damit durch Nutzung von Umweltenergie der Bezug von Endenergie so gering wie möglich gehalten wird. Die Fremdheizung geht zusätzlich in Betrieb, wenn die Wärmepumpe den Wärmebedarf allein nicht mehr decken kann. Schließlich übernimmt die Fremdheizung allein die Wärmeversorgung, wenn die Wärmepumpe bei zu niedrigen Soletemperaturen oder zu hohen Heizwassertemperaturen abschaltet. Dann wird das Heizwasser mit dem Wärmetauscher 1 und das Duschwasser mit dem Wärmetauscher 2 erwärmt.

Die Wärmepumpe entzieht der Umwelt mit den Absorberflächen Energiedach und Energiestapel über einen Solekreislauf Energie und hebt diese auf ein für Heizzwecke nutzbares Temperaturniveau an. Die Absorberflächen können einzeln oder gemeinsam mit der Wärmepumpe betrieben werden. Im Solekreislauf wurde ein Speicher mit einem Volumen von  $1,5 \text{ m}^3$  und ein Mischventil (MV1) eingebaut.

Wenn Wärme angefordert wird, versorgt die Wärmepumpe vorrangig das Duschwassererwärmungssystem. Durch Öffnen des Ventils 1 (V1) und Schließen des Ventils 2 heizt die Wärmepumpe über den Wärmetauscher 3 das Wasser in dem  $2,5 \text{ m}^3$  WP-Duschwasserspeicher auf. Nach Beendigung der Erwärmung fahren die Ventile wieder um.

Das Heizwärmeverteilungssystem ist über 3 Heizwasserspeicher mit einem Volumen von je  $5 \text{ m}^3$  von der Wärmepumpe entkoppelt. Die Speicher sind in Reihe geschaltet und parallel zwischen dem Heizwärmeverteilungssystem und der Wärmepumpe ein-

gebunden. Damit ist einerseits ein erforderlicher Mindestheizwasserdurchfluß durch den Kondensator der Wärmepumpe gewährleistet, andererseits können die Wärmeverbraucher den Speichern Wärme entnehmen, wenn die Wärmepumpe das Duschwasser aufheizt.

Die Beckenwasser-WRG-Anlage wurde nicht in das Bild 2 eingezeichnet, da sie hydraulisch nicht mit dem Heizwärmeverteilungssystem verbunden ist. Ihr Wärmeeintrag und Energieverbrauch wird aber dem Heizungskreislauf zugeordnet und ist in den Energiebilanzen gesondert ausgewiesen.

## 2.2 Regelung und Steuerung

Die Wärmeerzeuger werden von mehreren Reglern, die teilweise miteinander verbunden, teilweise unabhängig voneinander sind, eingeschaltet. Die Sollwertesteller der verschiedenen Regler wurden während des Beobachtungszeitraums aufgrund gewonnener Erkenntnisse mehrfach verändert. Im folgenden wird die Regelung mit dem Stand von April 1984 beschrieben (Bild 2).

Neben den Umwälzpumpen des Heizwärmeverteilungssystems sind die Umwälzpumpe 1 (UPI) im Heizkreislauf und die Umwälzpumpen UPS 1 des Solekreislauf ständig in Betrieb. Je nach eingesetztem Absorbersystem ist auch die UPS 2 oder UPS 3 immer eingeschaltet.

Bei Heizbetrieb mit der Wärmepumpe ist das Ventil 1 geschlossen und das Ventil 2 geöffnet. Die Rücklauftemperatur  $T_1$  der Wärmepumpe wird in Abhängigkeit von der Außentemperatur  $T_A$  entsprechend einer eingestellten Kennlinie am Proportionalregler R1 geführt. Der Regler schaltet die beiden Stufen der Wärmepumpe wie folgt ein und aus:

Stufe 1 ein, wenn  $T_1 < (T_{Soll} - 1 \text{ K})$

Stufe 2 ein, wenn  $T_1 < (T_{Soll} - 3 \text{ K})$

Stufe 2 aus, wenn  $T_1 < (T_{Soll} - 2 \text{ K})$

Stufe 1 aus, wenn  $T_1 = T_{Soll}$

Die Wärmepumpe wird abgeschaltet, wenn die Außentemperatur den Wert von  $-5 \text{ }^\circ\text{C}$  unterschreitet.



Das Heizwasser wird über den Wärmetauscher 1 (WT1) von der Fremdheizung nach-erwärmt. Die Temperatur  $T_2$  hinter dem Wärmetauscher wird in Abhängigkeit von der Außentemperatur  $T_A$  entsprechend einer eingestellten Kennlinie am Proportionalregler R2 geführt. Wenn die Temperatur  $T_2$  den Sollwert um 1 K unterschreitet, schaltet der Regler 2 die Umwälzpumpe 3 ein und verändert die Stellung des Mischventils 3. Die Nachheizung wird beendet, wenn die Temperatur  $T_2$  den Sollwert wieder erreicht.

Die Kennlinie der Fremdheizung (Vorlauftemperatur) liegt um 1 K niedriger als die Kennlinie der Wärmepumpe (Rücklauftemperatur). Daher werden die Heizwasserspeicher von der Wärmepumpe auf eine Temperatur erwärmt, die über der Temperatur  $T_2$  des Reglers 2 liegt. Wenn die Temperatur im Heizwärmeverteilungssystem und in den Speichern auf den Sollwert der Rücklauftemperatur der Wärmepumpe abgesunken ist, setzt die Aufheizung mit der Wärmepumpe vor der Nachheizung mit der Fremdheizung ein.

Der Zweipunktregler R3 schaltet die Wärmepumpe auf die in Vorrang befindliche Duschwassererwärmung um. Wenn im WP-Duschwasserspeicher am oberen Thermostaten  $T_3$  die Temperatur von  $44\text{ }^{\circ}\text{C}$  unterschritten wird, wird das Ventil 1 geöffnet, das Ventil 2 geschlossen sowie die Umwälzpumpe 2 und die Wärmepumpe eingeschaltet. Die Umwälzpumpe 1 fördert das Heizwasser von der Wärmepumpe zum Wärmetauscher 3. Die Aufheizung wird beendet, wenn am unteren Thermostat  $T_4$  des WP-Duschwasserspeichers eine Temperatur von  $48\text{ }^{\circ}\text{C}$  erreicht wird.

Die Nachheizung des Duschwassers mit der Fremdheizung über den Wärmetauscher 2 wird mit einem Thermostaten  $T_5$  im FH-Duschwasserspeicher gesteuert. Wenn die Temperatur den Sollwert von  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$  unterschreitet, schaltet der Regler 4 die Umwälzpumpen 3 und 4 ein und verändert die Stellung des Mischventils 2. Die Nachheizung wird bei einer Temperatur von  $45\text{ }^{\circ}\text{C}$  beendet.

Die Solevorlauftemperatur  $T_6$  wird über den Regler 5 auf maximal  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$  begrenzt, damit der Verdampfer der Wärmepumpe nicht mit zu hohen Temperaturen beaufschlagt wird. Wenn die Temperatur über den Sollwert ansteigt, fährt das Mischventil 1 langsam um. Da das Bypassventil 3 geschlossen ist, wird weniger Wärme in den Solespeicher eingeleitet. Sobald die Wärmepumpe den Inhalt des Speichers um 1 K unter den Sollwert abgekühlt hat, fährt das Mischventil wieder zurück.

Die Verbraucher des Heizwärmeverteilungssystems sind mit verschiedenen Reglern ausgestattet.

Die Zuluft zur Schwimmhalle und zu den Nebenräumen kann über wassergeheizte Luftherhitzer nacherwärmt werden. In die Lüftungskreisläufe der Schwimmhalle sowie der Dusch- und Umkleieräume wurden Entfeuchtungs-WRG-Geräte eingebaut, deren Regler erst bei sehr niedrigen Außentemperaturen die Luftnacherhitzer einschalten. Die in die übrigen Nebenräume zugeführte Außenluft wird in Luft-Wärmetauschern von der Abluft vorgewärmt und anschließend bei Bedarf von Luftherhitzern auf einen eingestellten Sollwert nacherwärmt.

Das Wasser des kleinen Beckens wird von einem Plattenwärmetauscher über eine Zeitschaltuhr nur in Zeiträumen, wenn es nach früheren Beobachtungen von Kleinkindern benutzt wird, um etwa 1 bis 2 K über die Temperatur des großen Beckens erhöht. Die Solltemperatur des großen Beckens ist auf 28 °C eingestellt und wird vom Herbst bis Frühjahr jeweils am Mittwoch Abend auf 30 °C angehoben, weil für Donnerstag ein Warmbadetag eingerichtet wurde.

Im Kreislauf mit den statischen Heizkörpern wird die Temperatur über eine Beimischschaltung außentemperaturabhängig geregelt. In den Nebenräumen kann eine Solltemperatur an den thermostatischen Ventilen eingestellt werden.

Die Temperatur des Deckenheizungskreislaufs wird ebenfalls über eine Beimischschaltung außentemperaturabhängig geregelt.

In Tabelle 1 sind die Nenndaten der Wärmetauscher der Verbraucher des Heizwärmeverteilungssystems aufgeführt.

### 2.3 Wärmebedarf

Der Wärmebedarf eines Hallenbades setzt sich aus dem Wärmebedarf des Gebäudes, der Lüftung, des Beckenwassers und des Duschwassers zusammen.

Durch verbesserte Wärmedämmmaßnahmen und den Einbau von WRG-Anlagen soll der Wärmebedarf gegenüber einem Schwimmbad in herkömmlicher Bauweise und mit herkömmlicher Anlagentechnik erheblich gesenkt werden. Die fehlende Wärme wird von einer Wärmepumpe erzeugt oder über die Wärmetauscher von der Fremdheizung

eingeführt. Die Nenndaten der Wärmetauscher 1 - 3 des Wärmeerzeugersystems sind in Tabelle 1 eingetragen.

Über den Wärmebedarf und Energieverbrauch zur Erwärmung des Duschwassers und Beckenwassers, insbesondere der WRG-Geräte, wurde in / 1 / berichtet.

Der Gebäudewärmebedarf setzt sich aus dem Transmissionswärmebedarf und dem Lüftungswärmebedarf zusammen. In Bild 3 ist der berechnete Transmissionswärmebedarf des Gebäudes über der Außentemperatur aufgetragen. Als Norm-Außentemperatur wurde die zur Zeit der Planung gültige Temperatur von  $-12^{\circ}\text{C}$  zugrundegelegt. Nach der z. Zt. gültigen Richtlinie DIN 4701 in der Ausgabe vom März 1983 würde eine Temperatur von  $-10^{\circ}\text{C}$  (Kreis Viersen) angesetzt. Die Norm-Innentemperaturen wurden der VDI 2089 Blatt 1 (12.78) entnommen. Der anteilig höchste Wärmebedarf der Schwimmhalle wurde als gestrichelte Linie gesondert eingezeichnet.

Die zur Beheizung der Schwimmhalle benötigte Wärme wird fast ausschließlich über die Lüftungsanlage zugeführt. Nur in den Wintermonaten sind die Wärmebänke eingeschaltet, deren Wärmeabgabe jedoch sehr gering ist. Die bei der Entfeuchtung der Schwimmhallenabluft gewonnene Wärme wird der Zuluft wieder zugeführt. Gegebenenfalls wird die Zuluft über zwei Wärmetauscher nacherwärmt.

Alle Nebenräume wie Duschräume und Umkleidetrakt, Personalräume, Eingangshalle sowie Solarium und Büroräume (später Sauna) werden ebenfalls über Lüftungsanlagen beheizt. Weiterhin wurden statische Heizkörper in alle Nebenräume eingebaut. Das Solarium und die Büro-Räume sind zusätzlich mit einer Deckenheizung ausgestattet.

Die Untersuchungen an den Lüftungs/Entfeuchtungs/WRG-Anlagen der Schwimmhalle und Duschräume, beginnen im Herbst 1984.

Bild 4 zeigt in einem Erdgeschoßgrundriß die Lage der Räume.

#### 2.4 Wärmepumpe

Als Wärmeerzeuger wurde eine elektrisch angetriebene Sole-Wasser-Wärmepumpe eingebaut, die mit 2 halbhermetischen Verdichtern mit je 4 Zylindern ausgerüstet

ist. Durch Abschalten der Verdichter und durch Ventilabhebung ist eine Leistungsregelung möglich.

Die minimale Nennheizleistung der Wärmepumpe wird mit 90 kW, die Leistungszahl bei einer Soleeintrittstemperatur von  $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$  und einer Heizungsvorlauftemperatur von  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$  mit 2,5 angegeben. Weitere Leistungsdaten der Wärmepumpe sind in Tabelle 2 aufgeführt.

Durch eine interne Steuerung wird die Leistung der Wärmepumpe reduziert:

- Ventilabhebung in beiden Verdichtern, wenn der Druck im Kondensator über einen eingestellten Sollwert (etwa 25 bar) ansteigt und Beendigung der Ventilabhebung, wenn ein zweiter eingestellter Sollwert (etwa 20 bar) unterschritten wird,
- Abschaltung eines Verdichters bei einer Soletemperatur über  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Bild 5 zeigt einen Teil des Heizungskellers. Im Vordergrund ist die Wärmepumpe, im Hintergrund links das Heizwärmeverteilungssystem und im Hintergrund rechts sind die Heizwasserspeicher zu erkennen.

## 2.5 Solekreis

Sole ist ein Flüssigkeitsgemisch, das aus Wasser und einem Gefrierschutzmittel mit Korrosionszusätzen (35 % PKL anticorron, Gefrierschutz bis  $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) besteht. Die Sole wird als Wärmeträger verwendet, indem sie im Verdampfer der Wärmepumpe unter die Umgebungstemperatur abgekühlt und in den Absorbern wieder erwärmt wird.

Die Solerohre wurden aus VA-Stahl gefertigt und sind innerhalb des Gebäudes mit einer dampfdichten Schwitzwasserschutzisolierung versehen. Verbindungen und Armaturen wurden ebenfalls sorgfältig eingekleidet. Bild 6 zeigt im Vordergrund die Wärmepumpe und im Hintergrund die isolierten Soleleitungen und den Solespeicher.

Außerhalb des Gebäudes wurden die Solerohre unisoliert verlegt. Dadurch war einerseits die Montage einfach auszuführen, andererseits wird über die Oberfläche der Rohre zusätzlich Umweltenergie gewonnen. Bild 7 zeigt die Dachdurchführung der Solerohre, die mit einer Haube zum Schutz vor Regenwasser abgedeckt wird. Im Vordergrund sind die Solevorlauf-, -rücklauf- und Entlüftungsleitungen des Energie-

daches zu erkennen. Die Solerohre zum Energiestapel führen im Bild nach hinten von der Durchführung weg.

Die Sole-Misch-, -Befüll-, -Entlüftungs- und -Entleerungsstation wurde einfach in der Handhabung und zweckmäßig ausgeführt. Bild 8 zeigt ein Schema einer solchen Vorrichtung. Insgesamt wurden rund 5.400 l Sole in den Solekreislauf eingefüllt.

Als Wärmequelle für die Wärmepumpe wurden zwei Absorbersysteme eingesetzt: ein Energiedach (Flächenabsorber) auf dem Dach der Schwimmhalle und ein Energiestapel (Kompaktabsorber) auf dem Dach des Treppenhauses. Die Absorber können zusammen oder einzeln mit der Wärmepumpe betrieben werden. Somit ist es möglich, die Leistungswerte der Systeme miteinander zu vergleichen.

### 2.5.1 Energiedach

Auf die um  $4^\circ$  nach SSO geneigte Dachfläche der Schwimmhalle wurden 204 Absorberplatten mit den zugehörigen Soleverteilungsrohren als Aufdach-System montiert. Die Absorberplatten und die Verteilerrohre sind in einem Abstand von 15 cm über der bauseitigen Dacheindeckung aufgeständert. Auf diese Weise wird auch mit der Unterseite der Absorberplatten der Umwelt Wärme entzogen.

In Bild 9 ist ein Schema der Anordnung der Platten und des Soleverteilungssystems dargestellt. Jeweils 3 hintereinander liegende Platten sind durch Schlauchstücke in Reihe geschaltet und eine Reihe parallel zwischen den Soleverteilungs- und Sole-sammelleitungen eingebunden. 8 bzw. 9 nebeneinanderliegende Dreierreihen bilden ein Feld. Auf dem Dach wurden 8 Felder eingerichtet. Bei dieser Anordnung nach dem Tichelmann-Prinzip werden alle Absorberplatten von dem gleichen Volumenstrom durchflossen.

Bild 10 zeigt eine Ansicht des Energiedaches. In Tabelle 3 sind die technischen Daten des Energiedaches aufgeführt.

### 2.5.2 Energiestapel

Der Energiestapel wurde auf dem Flachdach eines Treppenhauses aufgestellt. In eine Stahlrahmenkonstruktion wurden 8 Blöcke - 4 nebeneinander und jeweils 2 übereinander - eingesetzt. Jeder der Blöcke besteht aus 24 Absorberplatten, die in einem Abstand von 6 cm übereinander aufgeständert sind. Die Absorberplatten sind

einzelnen über Schlauchstücke mit den Soleverteilungsrohren, die seitlich am Rahmen befestigt sind, verbunden.

Bild 11 zeigt eine Ansicht des Energiestapels. In Tabelle 4 sind die technischen Daten des Energiestapels aufgeführt.

### 3. Betriebserfahrungen

#### 3.1 Regelung

Zu Beginn der meßtechnischen Untersuchungen waren außer den zuvor beschriebenen Reglern noch drei weitere Regler in Betrieb. Diese schalteten die Wärmepumpe zur Erwärmung der Heizwasserspeicher sowohl ein als auch aus. Die Regelung hatte zum Ziel, das Wasser in den Heizwasserspeicher von möglichst niedrigen Temperaturen in einem günstigen Arbeitsbereich der Wärmepumpe zu erwärmen. In der geplanten Form war die Regelung nicht funktionsfähig, da die ursprünglichen Annahmen über die Verteilung der Temperatur im Heizungskreislauf nicht mit der tatsächlichen Temperaturverteilungen in der Anlage übereinstimmten. Die Speicher wurden häufig nicht aufgeheizt oder die Wärmepumpe ging nicht in Betrieb, so daß die Fremdheizung unerwünscht Wärme in den Heizungskreislauf nachführte. Die Sollwertgeber wurden daraufhin Anfang Dezember 1983 so eingestellt, daß die drei weiteren Regler unwirksam wurden.

Der Regler 1 (Bild 2) wurde zusammen mit der Wärmepumpe geliefert und befindet sich in dem Schaltschrank der Wärmepumpe. Die übrigen Regler, die von einer anderen Firma geliefert wurden, wurden in einem Schaltschrank eingebaut, der in dem benachbarten Raum steht. Eine räumliche Trennung der Regler erwies sich als ungünstig, da einige Schaltvorgänge nicht direkt beobachtet werden konnten.

Die Bedienung des Reglers 1 ist wegen der kleinen und unhandlichen Ausführung der Sollwertgeber sowie einer schlechten Auflösung der Skalen zur Einstellung der Heizkurvensteilheit und der Temperatur problematisch. Eine geringfügige gezielte Korrektur des Sollwertes ist schlecht möglich. Mitte Dezember 1983 wurde die Heizkennlinie verstellt, da die Fremdheizung häufig Wärme zuführte, obwohl Zwischenauswertungen ergaben, daß der Bedarf durch die Wärmepumpe gedeckt werden könnte.

Auch die Thermostate des Reglers 3 waren schlecht zu bedienen und wurden schließlich im Januar 1984 gegen Temperaturfühler und Regler mit einem handlichen Sollwertesteller sowie einer übersichtlichen Skalierung ausgetauscht. Wegen der guten Erfahrungen mit den Reglern 2, 4 und 5 wurden Regler desselben Fabrikates ausgewählt. Langfristig soll auch der Regler 1 ausgetauscht werden, um den Schwimmmeistern nach Beendigung der Untersuchungen die Betreuung der recht umfangreichen regelungstechnischen Einrichtungen mit einem einheitlichen Regelsystem zu erleichtern.

Bis Anfang Oktober 1983 wurden die Soletemperaturen vor der Wärmepumpe nicht durch den Regler 5 begrenzt. Danach wurde der Sollwert auf 20 °C und Anfang 1984 auf 15 °C eingestellt.

### 3.2 Wärmepumpe

Im ersten Quartal 1983 traten bei der Wärmepumpe häufig Betriebsstörungen auf. Die Wärmepumpe wurde von der internen Steuerung über den HD-Pressostaten abgeschaltet. Nach einer kurzen Stillstandszeitspanne konnte die Störung, die auch im Schwimmesterraum angezeigt wurde, wieder behoben werden. Wenn die Störung außerhalb der Öffnungszeiten des Schwimmbades auftrat und das Schwimmbadpersonal nicht anwesend war, war die Wärmepumpe über einen längeren Zeitraum außer Betrieb. Dann wurde häufig der Wärmebedarf von der Fremdheizung gedeckt.

Im März 1983 wurde ein Kompressor der Wärmepumpe wegen eines Defekts im Rahmen der Gewährleistung ausgetauscht. Im Zuge dieser Arbeit wurde die interne Steuerung der Wärmepumpe so abgeändert, daß die Ventile in beiden Verdichtern abhoben, wenn der Druck im Kondensator über einen eingestellten Sollwert anstieg. In der Zeit danach wurden mehrfach Reparaturarbeiten an der Wärmepumpe durchgeführt. Ein zufriedenstellender Betrieb konnte bislang nicht erreicht werden.

### 3.3 Solekreis

Die Absorber wurden im Mittel vierteljährlich entlüftet. Dabei erwies sich die Entlüftungsvorrichtung als sehr zweckmäßig. Besonders praktisch war ein Schauglas zwischen dem Entlüftungsventil und dem Solebehälter, an dem man deutlich erkennen konnte, wann die Luft beim Entlüftungsvorgang aus dem Kreislauf entwichen war.

Im Herbst 1983 wurde beobachtet, daß Sole zwischen den Schlauchstücken und den Anschlußstutzen der Absorberplatten sowohl am Energiedach als auch am Energiestapel austrat. Durch Nachziehen der Schellen am Energiedach konnte ein weiterer Austritt der Sole verhindert werden. Am Energiestapel wurde festgestellt, daß nach weniger als einem Jahr Betriebszeit nahezu alle Schellen auf der nach Norden gelegenen Seite des Energiestapels verrostet waren und teilweise nicht mehr nachgezogen werden konnten. Die auf der Südseite des Energiestapels montierten Schellen vom gleichen Typ rosteten nicht. Die Schellen wurden Ende März 1984 ausgetauscht und der Stapel wieder in Betrieb genommen. Die Erfahrungen haben gezeigt, daß die Schlauchanschlüsse sowie die Entlüftungs- und Füllstutzen einmal pro Monat auf Dichtigkeit kontrolliert werden sollten. Es ist darauf zu achten, daß der Kontrollgang nicht nach oder während eines Regenschauers durchgeführt wird, da der Regen die Solespuren an den Austrittsstellen verwischt.

### 3.4 Regelmäßige Kontrollen

Wärmepumpe und Absorber sollten neben den erforderlichen Wartungsarbeiten regelmäßig kontrolliert werden. So kann weitgehend sichergestellt werden, daß Defekte, Undichtigkeiten und unerwünschte Betriebszustände frühzeitig erkannt werden und behoben werden können. Es hat sich als hilfreich erwiesen, eine Checkliste anzufertigen, die von dem Betreiber oder Betreuer in festgelegten Zeitabständen oder bei Störungen ausgefüllt wird. Der Umfang der Liste richtet sich nach der Größe der Anlage sowie der Anzahl der eingebauten Anzeigeinstrumente. Die zur Kontrolle der Wärmepumpe und der Absorber der KSH Schwalmtal entworfene Checkliste zeigt Tabelle 5. Wenn ein Betreiber Verbrauch und Leistung der Wärmepumpe durch den Einbau von Durchfluß-, Wärmemengen-, Strom- und Betriebstundenzähler ermitteln kann, sollte die Liste erweitert werden.

## 4. Energiebilanzen

### 4.1 Jahresenergiebilanz

Die folgende Jahresenergiebilanz des Heizungs- und Duschwasserkreislaufs erstreckt sich von 1. April 1983 bis 31. März 1984. Es handelt sich um eine Teilenergiebilanz der KSH Schwalmtal, die die Wärmeerzeuger Wärmepumpe mit den Energieabsorbern, die Fremdheizung sowie die WRG-Anlagen für Becken- und Duscha-



wasser umfaßt. Der Energieverbrauch der Lüftungs- und Entfeuchtungsanlagen sowie von Licht und Kraft ist in dieser Bilanz nicht ausgewiesen. Bild 12 zeigt das Energieflußbild für den Heizungs- und Duschwasserkreislauf, in dem die Energiemengen der Wärmeerzeuger und -verbraucher in MWh/a angegeben sind.

Mit einem Energieeinsatz von 276,1 MWh (56 %) wurde den Verbrauchern 494,9 MWh (100 %) Nutzwärme - Bezugsgröße für die Prozentzahlen - zugeführt. Durch Wärmerückgewinn aus Becken- und Duschabwasser und durch Wärmeentzug aus der Umwelt konnten 329,6 MWh (67 %) Regenerative Energie genutzt werden. Daraus errechnet sich ein Wärmebedarf für den Duschwasser- und Heizungskreislauf von 605,7 MWh (123 %). Die Summe der Verluste betrug 110,8 MWh (23 %).

Der Anteil der Fremdheizung an der Wärmeerzeugung war mit 42,5 MWh (9 %) sehr gering. Dieser Wert zeigt das erfolgreiche Ergebnis der Bemühungen, die fehlende Wärme nur bei sehr niedrigen Außentemperaturen mit der Fremdheizung zuzuführen.

Den größten Beitrag leistete die Wärmepumpe mit 297,1 MWh (60 %) bei einer mittleren Arbeitzahl - nur Kompressorantriebsenergie - von  $\epsilon_K = 2,2$ . Der Stromverbrauch für die Umwälzpumpen, die zum Betrieb der Wärmepumpe benötigt wurden - Kondensator-, Verdampfer- und Solekreislaufumwälzpumpe -, war sehr hoch. Zusammen mit der Kompressorantriebsenergie errechnet sich aus den Meßwerten eine sehr niedrige Gesamtjahresarbeitzahl der Wärmepumpenanlage von  $\epsilon_G = 1,5$ . Durch anlagen- und regelungstechnische Änderungen, die in Kapitel 8 beschrieben werden, ist zu erwarten, daß der hohe Stromverbrauch der Hilfsantriebe vermindert werden kann.

Die Anlage zum WRG aus Beckenabwasser führte 94,1 MWh (19 %) Wärme in den Beckenwasserkreislauf ein und wurde mit einer mittleren Arbeitzahl von  $\epsilon_{Be} = 9,5$  im Auswertungszeitraum betrieben.

Von der Anlage zum WRG aus Duschabwasser wurde dem Duschwasserkreislauf 71,9 MWh (15 %) Wärme zugeführt. Entgegen den Erwartungen - 70 % Wärmeeintrag in den Duschwasserkreislauf - konnte die Anlage nur 30 % des Wärmebedarfs im Duschwasserkreislauf decken. In einem früheren Bericht / 1 / wurde bereits auf die Ursachen hingewiesen und Verbesserungsmöglichkeiten vorgeschlagen.

Zur Erwärmung des Duschwassers wurden 159,2 MWh (32 %) verbraucht. Die Duschen und Wärmebänke waren somit die größten Wärmeverbraucher. Die Wärmebänke waren nur im Winterhalbjahr in Betrieb und entnahmen 9,3 MWh (2 %) Wärme aus dem Duschwasserkreislauf.

Der größte Wärmeverbraucher des Heizungskreislaufs war das kleine Becken mit 104,7 MWh (21 %). Mit der eingebauten Regelung konnte die Temperatur des kleinen Beckens ständig um 2 K über der Temperatur des großen Beckens gehalten werden. Durch die Zusammenführung der Volumenströme des kleinen und des großen Beckens wurde auch das Wasser des großen Beckens aufgeheizt. Daher bezog das große Becken nur 29,1 MWh (6 %) Wärme aus dem Heizungskreislauf. Die statischen Heizkörper und die Deckenheizung, die in der Eingangshalle, in den Umkleieräumen und in den Nebenräumen eingebaut wurden, verbrauchten 64 MWh (13 %) Nutzwärme. Zur Nacherwärmung der Luft in den Nebenräumen über Luftherhitzer sowie der Schwimmhallenluft und der Duschaumluft in den Entfeuchtungs-Wärmerückgewinnungs-Geräten wurde 34,5 MWh (7 %) Wärme benötigt.

Zwei Ebenen des Energieflußbildes sind in den folgenden zwei Bildern als Kreisdiagramme dargestellt. Bild 13 zeigt den Anteil der Fremdheizung, des Stroms sowie des Wärmegewinns aus Abwasser und Umwelt an der Wärmeerzeugung. In Bild 14 ist der Wärmebedarf der Verbraucher nach Abzug der Verluste ausgewiesen. Der Verbrauch der Umwälzpumpen im Heizwärmeverteilungssystem ist in beiden Bildern nicht berücksichtigt.

#### 4.2 Monatsenergiebilanz

Die Monatsenergiebilanzen zeigen den monatlichen Anteil der Wärmeverbraucher und Wärmeerzeuger für den gleichen Auswertungszeitraum wie bei der Jahresenergiebilanz (1. April 1983 bis 31. März 1984).

In Bild 15 ist die Wärmeentnahme der Verbraucher aus dem Heizungs- und Duschwasserkreislauf dargestellt. Der Monat mit dem höchsten Nutzwärmeverbrauch war der Januar 1984 mit 55,8 MWh (11 % des Jahresnutzwärmeverbrauchs), der Monat mit dem geringsten Verbrauch der September 1983 mit 22,9 MWh (5 %).

Im Mai war das Gerät zum Wärmerückgewinn aus Beckenabwasser länger als in den übrigen Monaten in Betrieb und tauschte ein größeres Beckenwasservolumen gegen Frischwasser aus.

Im Ferienmonat August wurde trotz einer etwa gleichgroßen Besucheranzahl wie im Monat Juni mehr Duschwasserwärme verbraucht. Bei den früheren Untersuchungen zu den WRG-Anlagen war festgestellt worden, daß die öffentlichen Badegäste weit- aus mehr Duschwasser und Duschwasserwärme verbrauchten als die Schüler. Im September 1983 wurden Blenden mit einer geringeren Duschwasserabgabe in die Brauseköpfe eingesetzt. Dadurch konnten der Duschwasser- und Duschwasserwär- meverbrauch erheblich vermindert werden.

Im Oktober 1983 wurde eine Großreinigung von siebentägiger Dauer durchgeführt. Das warme Wasser im Beckenwasserkreislauf wurde abgelassen und die Becken ge- reinigt. Anschließend wurde kaltes Wasser in die Becken eingefüllt, das alleine mit der Wärmepumpe in etwa 5 Tagen von 10 °C auf 28 °C erwärmt wurde.

Der Rückgang im Februar 1984 ist auf die geringere Anzahl an Tagen in diesem Mo- nat zurückzuführen.

Die monatliche Wärmeabgabe der verschiedenen Wärmeerzeuger an den Duschwas- ser- und Heizungskreislauf ist in Bild 16 ausgewiesen. Der Stromverbrauch der Hilfsantriebe - oberer Bereich einer jeden Säule - wurde nicht auf die beiden Kreis- läufe aufgeteilt. Die Summe der darunterliegenden drei Anteile - zwei Anteile, wenn die Fremdheizung keine Wärme zuführte - ergibt den monatlichen Wärmeein- trag in den Duschwasserkreislauf. Die drei bzw. zwei unteren Anteile einer jeden Säule zeigen die Wärmezufuhr in den Beckenwasserkreislauf mit der WRG-Anlage und die Wärmeabgabe der Wärmepumpe und der Fremdheizung an den Heizungs- kreislauf.

Bild 17 zeigt den zeitlichen Verlauf des Wärmeeintrags mit der Fremdheizung, des Stromverbrauchs, des Wärmerückgewinns aus Becken- und Duschabwasser und des Wärmegewinns aus der Umwelt.

Der Anteil der Fremdheizung an der Wärmeerzeugung konnte in den Wintermonaten durch die zuvor beschriebenen regelungstechnischen Änderungen vermindert wer- den. Der Bedarf wurde in einem größeren Umfang durch die Wärmepumpe gedeckt. Infolgedessen stieg der Stromverbrauch und der Wärmegewinn aus der Umwelt an.

Die Wärmeabgabe der Anlage zum WRG aus Duschabwasser war in den einzelnen Monaten sehr unterschiedlich. Im April, Mai und August wurde wegen einer ungün- stigen Auslegung der WRG-Anlage nicht alles Abwasser genutzt. Im Juni und Juli

war die Anlage wegen eines Schadens durch Verschmutzungen auf der Abwasserseite ausgefallen und wurde repariert. Durch den erwähnten Austausch der Blenden im September 1983 konnte erreicht werden, daß das gesamte Duschwasser genutzt wurde. Seit Februar 1984 fiel der Kompressor der Anlage wegen Verschmutzungen auf der Abwasserseite häufig aus. Dadurch leistete die Anlage nur noch einen geringen Beitrag zur Wärmeerzeugung.

## 5. Wärmeverbraucher

### 5.1 Duschwasserwärmeverbrauch

Der Duschwasser- und Duschwasserwärmeverbrauch wurde durch die Besucherzahl, den Besuchertypus und den Duschwasserdurchsatz an den Blenden der Brauseköpfe maßgeblich bestimmt. Der Beitrag der WRG-Anlage hing von der Menge des genutzten Abwassers - die wiederum von dem Gang des Duschwasserverbrauchs und vom Zustand der WRG-Anlage beeinflusst wurde - sowie von der Frischwassertemperatur ab. Der Einsatz der Wärmepumpe wurde durch den Sollwert der Thermostate in dem Duschwasserspeicher bestimmt. Die Auswirkung verschiedener Parameter auf den Beitrag der WRG-Anlage zur Wärmeerzeugung wurde bereits untersucht und in einem früheren Bericht / 1 / beschrieben.

Innerhalb des Auswertungszeitraums wurden einige Änderungen an Systemkomponenten des Duschwasserkreislaufs vorgenommen. Die Blenden an den Brauseköpfen wurden am 15. September 1983 gegen solche mit einem geringeren Duschwasserdurchsatz ausgetauscht. Am 15. Dezember 1983 wurden die Sollwerte an den Thermostaten des Reglers 3 verstellt, weil das Duschwasser zu kalt war. Am 24. Januar 1984 wurde der Regler 3 und die Thermostate erneuert.

Nach den genannten Zeitpunkten lassen sich 4 Zeiträume (A - D) mit unterschiedlichem Anlagenverhalten unterscheiden, die zusammen mit den Maßnahmen in Bild 18 eingezeichnet sind. In dem Bild ist ferner der Verlauf des mittleren täglichen Duschwasserverbrauchs, Duschwasserwärmeverbrauchs und des Wärmeeintrags mit den Wärmeerzeugern je Badegast dargestellt. Aus meßtechnischen Gründen ist der dargestellte Zeitraum (1.6.83 bis 31.3.84) kürzer als der Auswertungszeitraum.

In den Sommerferien, als nur öffentliche Badegäste das Schwimmbad besuchten, stieg der Duschwasser- und der Duschwasserwärmeverbrauch je Badegast stark an.

Mit Beginn des Schulunterrichts ging der Verbrauch wieder zurück. Durch den Austausch der Blenden konnte der Verbrauch weiter gesenkt werden.

In dem Zeitraum C wurde das Duschwasser von der Wärmepumpe auf Temperaturen über  $54\text{ }^{\circ}\text{C}$  erwärmt; zuvor war die Aufheizung bei einer Temperatur von ca.  $49\text{ }^{\circ}\text{C}$  beendet worden. Die Wärmeverluste im Duschwasserkreislauf stiegen an. Trotz mehrerer Versuche konnte das frühere Verhalten des Reglers 3 wegen einer schlechten Auflösung der Skalen und einer kleinen unhandlichen Ausführung der Sollwert-einsteller nicht wiederhergestellt werden. Die Wärmepumpe war tagsüber während des Badebetriebs ausschließlich zur Erwärmung des Duschwassers in Betrieb. Wegen der hohen Temperaturen häuften sich die Ausfälle der Wärmepumpe durch Hochdruck im Kondensator.

Durch den Einsatz eines neuen Reglers 3, an dem eine genaue Einstellung der Sollwerte möglich war, konnte das Duschwasser gezielt auf die eingestellte Temperatur erwärmt und die Wärmeverluste gesenkt werden. Seitdem traten keine Störungen mehr an der Wärmepumpe wegen Hochdrucks im Kondensator bei Duschwassererwärmung auf (Zeitraum D).

In Bild 19 ist der tägliche Warmwasserwärmeverbrauch und Wärmeeintrag mit der WRG-Anlage, der Wärmepumpe und der Fremdheizung getrennt nach den Zeiträumen A bis D dargestellt. Die Auswirkungen der Maßnahmen auf den Wärmeeintrag in den Duschwasserkreislauf spiegeln sich in dem unterschiedlichen Wärmebedarf in den verschiedenen Zeiträumen wieder.

Im Zeitraum A war der Duschwasserverbrauch sehr hoch. Wegen einer ungünstigen Auslegung der WRG-Anlage wurde nicht das gesamte Abwasservolumen zum Wärmerückgewinn genutzt. Die Wärmepumpe mußte täglich einen hohen Anteil des Duschwasserwärmebedarfs zuführen. Sie deckte auch die Wärmeverluste im Duschwasserkreislauf.

Durch geringe Duschwasserabgabe im Zeitraum B konnte der Duschwasserwärmeverbrauch reduziert werden. Da die WRG-Anlage nahezu alles Abwasser nutzte, war der von der Wärmepumpe zu deckende Wärmeverbrauch wesentlich niedriger.

Im Zeitraum C stieg der Wärmeeintrag in den Duschwasserkreislauf durch die Verstellung der Sollwertgeber wieder an. Die täglich von der Wärmepumpe eingeführte Wärme lag in der Größenordnung des Betrages im Zeitraum A.

Im Zeitraum D war der Kompressor des Gerätes zum Wärmerückgewinn aus Duschabwasser nicht in Betrieb, da der Abwasserdurchfluss wegen Verschmutzung des Plattenwärmetauschers zu gering war. Es wurde nur wenig Wärme über den Plattenwärmetauscher auf das Duschwasser übertragen. Entsprechend höher war der Beitrag, den die Wärmepumpe leistete.

Die Auswertungen haben gezeigt, daß der Duschwasser- und der Duschwasserwärmeverbrauch in der KSH Schwalmtal durch den Einsatz von Blenden mit einem geringeren Duschwasserdurchsatz ohne Komforteinbuße gesenkt werden konnte. Durch benutzerfreundliche Regler und sinnvoll eingestellte Sollwerte konnten die Wärmeverluste und damit der Energieverbrauch weiter reduziert werden.

Für die gleichen Teilauswertungszeiträume ist in Bild 20 der tägliche Wärmeeintrag mit der WRG-Anlage (Punkte) und mit allen Wärmeerzeugern des Duschwasserkreislaufs (Kreise) über der Besucherzahl eingetragen. Da die Fremdheizung nur wenig Wärme in den Duschwasserkreislauf einführte, wurde die Differenzwärmemenge zwischen zwei zusammengehörigen Tagespunkten der beiden Punktwolken bis auf wenige Ausnahmen allein von der Wärmepumpe gedeckt. Der gesamte Wärmeeintrag in den Duschwasserkreislauf ist in den Bildern durch zwei Geraden eingegrenzt, an denen der spezifische Wärmeverbrauch pro Besucher eingetragen ist. Die Geraden mit einer hohen Steigung kennzeichnen Tage mit einer geringen Anzahl an schulischen Besuchern, die mit einer geringen Steigung Tage mit vielen schulischen Besuchern. In /1/ wurde gezeigt, wie sich der Duschwasserwärmeverbrauch aus der Anzahl der öffentlichen Besucher und der Schüler berechnen läßt. Dort ist auch ausgewiesen, welche Wärmemenge in Abhängigkeit vom täglichen Duschwasserwärmeverbrauch mit der Anlage in Schwalmtal zurückgewonnen werden kann.

## 5.2 Heizwärmeverbraucher

In Bild 21 ist der Verlauf des täglichen Wärmeeintrags mit der Wärmepumpe und der Fremdheizung in den Heizwasserkreislauf und der Verlauf der mittleren täglichen Außentemperatur eingezeichnet. Die Wärme wurde auf die Verbraucher Wärmetauscher kleines Becken, Wärmetauscher großes Becken, Nachheizung Lüftung, statische Heizung und Deckenheizung verteilt.

Bild 22 zeigt den Gang des Wärmeeintrags in das kleine und große Becken. Aus 3 Gründen wurde Wärme über den Wärmetauscher des großen Beckens an das Beckenwasser abgegeben:

1. Bei der Großreinigung im Oktober 1983 wurde das Wasser aus dem Beckenwasserkreislauf vollständig abgelassen, die Becken mit kaltem Wasser gefüllt und anschließend allein mit der Wärmepumpe aufgeheizt.
2. Seit Mitte Februar 1984 wurde jeweils am Mittwoch der Sollwert der Beckenwassertemperatur auf  $30^{\circ}\text{C}$  erhöht (normal  $28^{\circ}\text{C}$ ), weil die Gemeindeverwaltung für Donnerstag einen Warmbadetag eingerichtet hatte. An diesen beiden Tagen der Woche wurde sehr viel Wärme über den Wärmetauscher des großen Beckens an das Beckenwasser abgegeben. Man erkennt, daß der Wärmeeintrag gegen Ende des Auswertungszeitraums aber ständig abnahm, da die Beckenwassertemperatur zwischen 2 Warmbadetagen nicht mehr auf den Wert an normalen Badetagen abfiel. Der Wärmeeintrag in den Beckenwasserkreislauf wird in / 1 / näher erläutert.
3. Alle übrigen Spitzen, die nicht durch die Punkte 1 und 2 erklärt werden, sind darauf zurückzuführen, daß kaltes Wasser wegen Schlepp-, Leck- und Verdunstungsverlusten im Beckenwasserkreislauf von der Niveauregelung in den Schwallwasserbehälter nachgefüllt und über den Wärmetauscher erwärmt wurde.

Das Wasser des kleinen Beckens wurde ständig um 2 K über die Temperatur des großen Beckens erwärmt. Der Wärmeeintrag in das kleine Becken weist bis auf einige Ausnahmen eine saisonale Abhängigkeit auf. Die Ursache ist auf die Auslegung des Wärmetauschers zurückzuführen. Heizseitig wurde der Wärmetauscher mit einem Volumensstrom von  $1 \text{ m}^3/\text{h}$ , auf der Beckenwasserseite mit einem Volumenstrom von  $15 \text{ m}^3/\text{h}$  durchflossen. Wegen des Volumenstromverhältnisses von 15:1 wurde das Wasser des Heizungskreislauf vollständig auf Beckenwassertemperatur abgekühlt. Die Beckenwassertemperatur war im Laufe des Auswertungszeitraums nahezu konstant. Die Heizungstemperatur wurde in Abhängigkeit von der Außentemperatur geregelt und war im Sommer niedriger als im Winter. Daher wurde im Sommer weniger Wärme von dem Wärmetauscher des kleinen Beckens übertragen als im Winter. An Tagen, als der Wärmetauscher des großen Beckens in Betrieb war, wurde ebenfalls weniger Wärme in das kleine Becken eingeführt.

In Bild 23 ist der tägliche Wärmeverbrauch der statischen Heizung und Deckenheizung über der Außentemperatur aufgetragen. Der Wärmeverbrauch wurde wöchentlich abgelesen und auf einen mittleren Tagesverbrauch umgerechnet. Die Außentemperatur wurde als Wochenmittelwert aus Tagesmittelwerten berechnet. Man erkennt zwei Punktwolken im Bereich unter- und oberhalb eines Wärmebedarfs von  $250 \text{ kWh/d}$ . Bei den Punkten im Bereich unter  $250 \text{ kWh/d}$  handelt es sich um Werte

aus den Wochen in dem Zeitraum April bis Anfang Dezember 1983, bevor die Heizkennlinien der Wärmepumpe und der Fremdheizung verstellt wurden. Die Regler der statischen Heizung und Deckenheizung wurden nicht verändert. Oberhalb einer Außentemperatur von etwa 16 °C gaben die statischen Heizkörper und die Deckenheizung nahezu keine Wärme an die Umkleide- und Nebenräume ab. Mit sinkender Außentemperatur stieg der Wärmebedarf an. Bei den Punkten im Bereich über 250 kWh/d handelt es sich um Werte aus den Wochen in dem Zeitraum Dezember 1983 bis März 1984. Es wurde fast die doppelte Wärmemenge an die Umkleide- und Nebenräume abgegeben wie im Zeitraum zuvor.

In Bild 24 ist der tägliche Wärmeverbrauch der Luftnacherhitzer der Nebenräume über der Außentemperatur eingezeichnet. Die Werte wurden in der gleichen Weise berechnet wie im Bild zuvor. Zu den mit Wärme versorgten Geräten gehörten der Luftherhitzer des Solariums, der Eingangshalle und des Personaltraktes sowie des Lüftungs/Entfeuchtungs/WRG-Gerätes für die Umkleide- und Duschräume und des Luftherhitzers zwischen Umkleide- und Duschräume. Im Bereich einer Außentemperatur  $\vartheta_A$  von -2 °C bis etwa 10 °C konnte der Lüftungswärmebedarf der Nebenräume  $Q_{Lftg, NR}$  /in kWh/d/ aus der Regressionsgleichung

$$Q_{Lftg, NR} = 185,3 - 12,1 \vartheta_A$$

mit einem Bestimmtheitsmaß von 93 % berechnet werden. Oberhalb einer Außentemperatur von 12 °C schwankte der Wärmebedarf zwischen 25 und 50 kWh/d. Beobachtungen haben gezeigt, daß der Luftherhitzer zwischen den Umkleide- und Duschräumen während des Badebetriebes auch bei höheren Außentemperaturen ständig die Zuluft zu den Duschräumen erwärmte und eine Wärmemenge in der genannten Größenordnung benötigt wurde.

In dem Zeitraum 1.4. bis 12.12.1983 waren die Sollwertgeber der Heizkennlinie der Wärmepumpe und der Fremdheizung niedriger eingestellt als in der Zeit nach dem 12.12.1983. Die Sollwertgeber der Kennlinien wurden verstellt, da der Wärmebedarf seit Anfang November 1983 zeitweise nicht zufriedenstellend gedeckt werden konnte und die Fremdheizung häufig Wärme in den Heizungskreislauf einführte. Zur gleichen Zeit wurden auch Änderungen an den Regeleinrichtungen der Wärmepumpe durchgeführt. Daher ist es sinnvoll, die Abhängigkeit des Wärmebedarfs der Heizungskreislaufs von der Außentemperatur nach zwei Zeiträumen getrennt darzustellen.



In Bild 25 ist der tägliche Wärmeeintrag mit der Wärmepumpe und der Fremdheizung in den Heizungskreislauf über der Tagesmitteltemperatur für den Zeitraum 1.4. bis 12.12.1984 aufgetragen. Tage, an denen mehr als 50 kWh Wärme über den Wärmetauscher des großen Beckens in den Beckenwasserkreislauf eingeführt wurden, sind mit einem Kreuz gekennzeichnet. Die Kreuze liegen überwiegend im oberen Teil der Punktwolke. Im November und Anfang Dezember war die Kennlinie mehrfach verstellt worden. Daher fallen Punkte aus der Punktwolke heraus. Einige der abseits liegenden Punkte lassen sich anhand der Kurvenverläufe in Bild 21 zuordnen. Das gilt auch für die Tage, an denen die Wärmepumpe das Beckenwasser nach der Großreinigung erwärmte und mehr als 2.000 kWh Wärme pro Tag zuführte.

In Bild 26 sind die gleichen Meßwerte für den Zeitraum 13.12.1983 bis 20.08.1984 eingezeichnet. Für die Kennzeichnung der Meßwerte gilt das zuvor gesagte. Aus den Tageswerten, an denen weniger als 50 kWh Wärme in den Beckenwasserkreislauf eingeführt wurde, wurde die eingezeichnete Regressionsgerade mit der Gleichung

$$Q = 1024 - 41,8 * \vartheta_A$$

und

$Q$  = Heizwärmeeintrag mit Wärmepumpe und Fremdheizung / kWh/d /

$\vartheta_A$  = mittlere tägliche Außentemperatur / °C /

bezeichnet. Das Bestimmtheitsmaß beträgt 77 %. Tage, an denen mehr als 50 kWh Wärme in den Beckenwasserkreislauf eingeführt wurde, liegen in der Mehrzahl oberhalb der Regressionsgeraden und sind mit einem Kreuz gekennzeichnet.

Wenn man die Lage der Punktwolken miteinander in den Bildern 25 und 26 vergleicht, erkennt man, daß nach der Verstellung der Kennlinien besonders bei höheren Außentemperaturen mehr Wärme erzeugt wurde als im Zeitraum zuvor. Da der Wärmebedarf bei höheren Außentemperaturen zuvor zufriedenstellend gedeckt worden war, sollten die Kennlinien steiler eingestellt werden. Der verminderte Beitrag der Fremdheizung ist darauf zurückzuführen, daß die Lage der Kennlinien für die Fremdheizung und für die Wärmepumpe zueinander verändert wurde.

## 6. Wärmepumpe

Die Laufzeit und Leistungsabgabe der Wärmepumpe war von vielen Einflußfaktoren abhängig. Neben meteorologischen Größen und wechselnden Wärmebedarfsanforderungen der Verbraucher wirkten sich Änderungsmaßnahmen an Reglern und Systemkomponenten des Duschwasser- und Heizungskreislauf und der Wärmepumpe selbst, die aufgrund der Ergebnisse von Zwischenauswertungen zweckmäßig erschienen, auf das Betriebsverhalten der Wärmepumpe aus.

Bild 27 zeigt die tägliche Betriebsdauer der Kompressorstufen 1 und 2 und die Stellung des Vorrangschalters für den Kompressoreinsatz. Die Wärmepumpe war während des einjährigen Auswertungszeitraums an etwa 20 Tagen wegen Störungen nicht in Betrieb. Aufgrund der Vorrangschalterstellung war die Anzahl der Betriebsstunden in der Stufe 1 (3.567 h) höher als die in der Stufe 2 (3.097 h).

Während der Großreinigung im Oktober wurde das Wasser des Beckenwasserkreislaufs nur mit der Wärmepumpe erwärmt. Beide Kompressoren waren an 5 Tagen nahezu ohne Unterbrechung in Betrieb. Auch an einigen kalten Tagen in den Wintermonaten waren die Kompressoren rund um die Uhr im Einsatz.

In Bild 28 ist der tägliche Wärmeeintrag der Wärmepumpe in den Duschwasser- und in den Heizungskreislauf dargestellt. Das Verhalten der Wärmepumpe wird getrennt nach diesen beiden Verbrauchern untersucht.

### 6.1 Duschwassererwärmung

Die Wärmepumpe wurde von dem Regler 3 mit den Thermostaten in dem Duschwasserspeicher zur Duschwassererwärmung eingeschaltet. Die Wärmemenge, die täglich von der Wärmepumpe an den Duschwasserkreislauf abgegeben wurde, war von mehreren Einflußgrößen, die in Kap. 5.1 bereits genannt wurden, abhängig. Neben diesen Größen war entscheidend, ob die meteorologischen Bedingungen einen Einsatz der Wärmepumpe zuließen. Bei einer Außentemperatur unter  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$  und einer Soletemperatur unter  $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$  wurde die Wärmepumpe von verschiedenen Reglern abgeschaltet.

Bild 29 zeigt einen charakteristischen Verlauf des Duschwasserverbrauchs und des Wärmeeintrags mit der Wärmepumpe an einem Tag im Teilauswertungszeitraum B

(20.9.83) - Teilauswertungszeiträume siehe Kap. 5.1. Die Wärmepumpe wurde zweimal zur Duschwassererwärmung eingeschaltet. Vor dem ersten Einschaltzeitpunkt waren etwa  $1,2 \text{ m}^3$  Wasser entnommen worden. Diese Wassermenge entspricht dem geregelten Volumenbereich in dem WP-Duschwasserspeicher zwischen dem einschaltenden Thermostaten  $T_3$  und dem ausschaltenden Thermostaten  $T_4$ . Am Nachmittag während des öffentlichen Badebetriebs entnahmen die Besucher ständig Duschwasser. Die Wärmepumpe war während des gesamten Zeitraums in Betrieb. Etwa zwei Stunden, nachdem zum letzten Mal Duschwasser entnommen worden war, schaltete die Wärmepumpe wieder ab. Im Mittel verbrauchte die Wärmepumpe  $4,5 \text{ kWh}$  Strom je Viertelstunde. Daraus errechnet sich eine mittlere elektrische Leistung von  $18 \text{ kW}$ . Dieser Wert entspricht der elektrischen Leistung einer Kompressorstufe. Die zweite Kompressorstufe wurde von der internen Regelung wegen Soletemperaturen über  $10 \text{ }^\circ\text{C}$  nicht eingeschaltet. Die abgegebene Heizenergie bzw. Heizleistung der Wärmepumpe war unterschiedlich. Sie wurde sowohl von der Soletemperatur als auch von der Heizungsvorlauftemperatur beeinflusst. An diesem Tag wurde keine Wärme in den Heizungskreislauf eingeführt. Je nach Wochentag und Gang des Duschwasserverbrauchs wurde die Wärmepumpe zwischen ein- und viermal pro Tag zur Duschwassererwärmung im Teilauswertungszeitraum B eingeschaltet.

Im Teilauswertungszeitraum C heizte die Wärmepumpe mehrmals am Tag das Duschwasser auf. Bild 30 zeigt einen ausgesuchten Tag (20.12.83), der typisch für den Verlauf des Wärmeeintrags mit der Wärmepumpe in diesem Zeitraum war. Ein Vergleich mit den Werten vom 20.9.83 zeigt, daß trotz eines etwas geringeren Duschwasserverbrauchs und einer etwa gleichgroßen Wärmezufuhr über die WRG-Anlage insgesamt mehr Wärme von der Wärmepumpe in den Duschwasserkreislauf eingetragen wurde. Aus der im Mittel je Viertelstunde aufgenommenen elektrischen Energie errechnet sich eine elektrische Leistung von etwa  $33 \text{ kW}$ . An diesem Tage waren immer beide Kompressorstufen in Betrieb, wenn die Wärmepumpe eingeschaltet war. Die abgegebene Heizenergie bzw. Heizleistung der Wärmepumpe (nicht der einzelnen Kompressorstufe!) war ebenfalls höher als am 20.9.83. Der Verlauf der punktierten Linie zeigt, daß die Wärmepumpe fast immer dann, wenn sie keine Wärme in den Duschwasserkreislauf einfuhrte, das Wasser des Heizungskreislaufs erwärmte.

Nach dem Umbau des Reglers 3 schaltete die Wärmepumpe zwischen drei- und sechsmal pro Tag zur Duschwassererwärmung um.

## 6.2 Heizwassererwärmung

In Bild 28 ist der Verlauf des täglichen Wärmeeintrages in den Heizungskreislauf mit der Wärmepumpe dargestellt. Ausfälle der Wärmepumpe - z.B. Ende April 1983 und Anfang Januar 1984 - und ein vermehrter Wärmeeintrag mit der Wärmepumpe - Aufheizung des Beckenwassers Mitte Oktober 1983 - sind im Kurvenverlauf zu erkennen. In den Monaten Juli, August und September wurde dem Heizungskreislauf nahezu keine Wärme zugeführt. Der tägliche Wärmeeintrag der Wärmepumpe in den Heizwasserkreislauf war von zahlreichen Einflußgrößen abhängig:

- Laufdauer der Wärmepumpe zur Duschwassererwärmung
- Lage der Kennlinie des Reglers zur Steuerung der außentemperaturabhängigen Rücklauftemperatur
- saisonale Schwankungen des Wärmebedarfs
- Beckenwassererwärmung für den Warmbadetag und nach der Grundreinigung
- Wasserverluste im Beckenwasserkreislauf und Erwärmung der nachgefüllten Wassermenge
- Abschaltung der Wärmepumpe über die interne Regelung
- vermehrte Wärmezufuhr mit der Wärmepumpe, wenn ein WRG-Gerät ausgefallen war.

Wenn der Wärmeeintrag der Wärmepumpe in den Heizungskreislauf an einem Tag nicht ausreicht, um den Bedarf zu decken, wurde die fehlende Wärme von der Fremdheizung zugeführt.

Bild 31 zeigt den täglichen Wärmeeintrag der Wärmepumpe in den Heizungskreislauf in Abhängigkeit von der Außentemperatur. Die eingezeichnete Regressionsgerade wurde aus Wertepaaren von Tagen berechnet, an denen die Fremdheizung nur wenig Wärme zuführte und an denen weniger als 50 kWh Wärme über den Wärmetauscher des großen Beckens in den Beckenwasserkreislauf geleitet wurde (Kreuze). Die Regressionsgleichung lautet

$$Q_{WP} = 1079 - 64,5 \vartheta_A$$

mit

$$Q_{WP} = \text{Wärmeeintrag der WP in den Heizungskreislauf / kWh/d /}$$
$$\vartheta_A = \text{mittlere tägliche Außentemperatur / } ^\circ\text{C / .}$$

Das Bestimmtheitsmaß beträgt 65%. Bei den klimatischen Bedingungen im Auswertungszeitraum konnte die Wärmepumpe an einigen Tagen bis zu einer mittleren Außentemperatur von  $-2^{\circ}\text{C}$  die benötigte Wärme liefern.

Tage, an denen mehr als 50 kWh Wärme von der Fremdheizung geliefert wurde, sind durch einen kleinen Punkt gekennzeichnet. Die Mehrzahl der Punkte liegt im Bereich unterhalb der Regressionsgeraden. Das gleiche Symbol wurde auch für Tage, an denen weniger als 100 kWh Wärme von der Wärmepumpe zugeführt wurde, verwendet.

Die Kreise zeigen alle Tage, an denen mehr als 100 kWh Wärme in den Beckenwasserkreislauf eingeführt wurde.

### 6.3 Ausgesuchte Tagesverläufe

In Bild 32 sind die Verläufe der Leistungswerte und Temperaturen der Wärmepumpe vom 15.2.84 (Mittwoch) eingetragen. Die Außentemperatur lag während des ganzen Tages in der Nähe des Gefrierpunktes. Beide Kompressoren der Wärmepumpe waren bis 23 Uhr ständig in Betrieb. Zu diesem Zeitpunkt erreichte die Soletemperatur vor der Wärmepumpe den niedrigsten Wert des Tages von etwa  $-8^{\circ}\text{C}$ , bei dem die Wärmepumpe abgeschaltet wurde. Gegen 20 Uhr war die Fremdheizung in Betrieb gegangen und führte dem Heizungskreislauf bis Mitternacht eine ständige wachsende Menge an Wärme zu. Die Fremdheizung setzte zu einem Zeitpunkt ein, nachdem die Wärmepumpe bereits 3 Stunden Duschwasser erwärmt hatte. Für diesen Zeitraum reichte an diesem Tag die Wärme in den Heizwasserspeichern aus, um den Bedarf der Heizwärmeverbraucher zu decken.

Viermal wurde die Wärmepumpe zur Duschwassererwärmung umgeschaltet. Drei Einsätze dauerten etwa eine Stunde, der letzte Einsatz etwa 4 Stunden. In der übrigen Zeit wurde das Wasser des Heizungskreislaufs erwärmt. Nachdem die Wärmepumpe zur Duschwassererwärmung umgeschaltet hatte, fielen die Heizungstemperaturen zwischen 5 und 8 K ab. Die Rücklauftemperaturen der Wärmepumpe, die etwa mit der Temperatur des Wassers in dem Duschwasserspeicher übereinstimmte, lag zwischen  $36^{\circ}\text{C}$  und  $40^{\circ}\text{C}$ . Die Dauer des Einsatzes der Wärmepumpe zur Duschwassererwärmung wurde u.a. durch den Gang des Duschwasserverbrauchs bestimmt /1/. In den Nachmittagsstunden verbrauchten die Badegäste viel Duschwasser, so daß die Wärmepumpe über einen längeren Zeitraum Wärme zuführen mußte.

Bei diesem 4-stündigen Einsatz war ein typisches Verhalten der Wärmepumpe zu beobachten. Zu Beginn des Einsatzes war die Heizleistung ( $20 \text{ kWh}/.25 \text{ h} = 80 \text{ kW}$ ) hoch, da die von der Wärmepumpe zu überwindende effektive Temperaturdifferenz wegen der niedrigen Duschwassertemperatur sehr niedrig war (45 K). Mit steigender Heizungstemperatur und sinkender Soletemperatur stieg die effektive Temperaturdifferenz an und die Heizleistung nahm ab. Da die elektrische Leistung in dieser Zeit nur geringfügig schwankte, nahm auch die Arbeitszahl ständig ab.

Der Verlauf der Heizenergiekurve zeigt gegen 3 Uhr einen Einbruch, der bis etwa 9.30 Uhr, als die Wärmepumpe zur Duschwassererwärmung umschaltete, anhielt. Die verminderte Heizwärmeabgabe ist damit zu erklären, daß bei Hochdruck im Kondensator (etwa bei einer Heizungsvorlauftemperatur von  $55 \text{ }^\circ\text{C}$ ) die Ventile an den beiden Kompressoren über die interne Regelung abgehoben wurden. Da der elektrische Energieverbrauch nur geringfügig zurückging, wirkte sich eine solche Leistungsreduzierung besonders ungünstig auf die Arbeitszahl aus. In den Verläufen der Heizungstemperaturen ist zu erkennen, daß die Temperaturspreizung von etwa 5 K auf 3 K abfiel. Die Heizleistung und die Arbeitszahl stiegen erst dann wieder an, als die Wärmepumpe von Heizwassererwärmung auf Duschwassererwärmung umschaltete. Auch an anderen Tagen wurde beobachtet, daß der Differenzdruckregler zur Aufhebung der Ventilabhebung nicht ansprach und die Ventilabhebung erst dann wieder rückgängig gemacht wurde, als der Wärmeverbraucher wechselte. Es ist zu empfehlen, bei Hochdruck im Kondensator keine Ventilabhebung durchzuführen, sondern einen Kompressor abzuschalten.

Bild 33 zeigt die Temperaturverläufe der Meßwerte am 22.3.84. Die Außenlufttemperatur lag um 7 Uhr bei  $-1 \text{ }^\circ\text{C}$  und um 15 Uhr bei  $10 \text{ }^\circ\text{C}$ . Der Verlauf der Globalstrahlung - im Bild nicht eingezeichnet - sagt aus, daß die Sonneneinstrahlung (höchster Tageswert etwa  $500 \text{ W}/\text{m}^2$ ) nur wenig durch Wolken behindert wurde. Das Strahlungsangebot wurde von dem Energie-Dach, das am 22.3. und 15.2.84 zum Wärmegewinn aus der Umwelt im Einsatz war, genutzt. Die Soletemperatur vor der Wärmepumpe stieg in den Morgenstunden von  $-10 \text{ }^\circ\text{C}$  auf  $15 \text{ }^\circ\text{C}$  an. Infolge der Sicherheitsregelung zum Schutz vor Überhitzung des Verdampfers wurden vor der Wärmepumpe keine höheren Soletemperaturen erreicht. Der Kompressor 2 der Wärmepumpe war bis auf 5 kurze Unterbrechungen den ganzen Tag in Betrieb; der Kompressor 1 wurde fünfmal eingeschaltet. Wegen des besseren Wärmeangebots des Absorbers und der niedrigeren Heizungsvorlauftemperaturen waren die Leistungswerte der Wärmepumpe deutlich besser als am 15.2.84. Da die Heizungsvorlauftemperaturen niedriger waren als am 15.2.1984 und der Druck im Kondensator den an der

internen Regelung eingestellten Sollwert nicht überschritt, wurde keine Ventilabhebung zur Reduzierung der Heizleistung durchgeführt. In den frühen Nachtstunden reichte die Heizleistung eines Kompressors aus, um die Heizungsvorlauftemperatur konstant zu halten. Später wurde der zweite Kompressor zeitweise eingeschaltet. Sobald die Soletemperatur vor der Wärmepumpe  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$  überstieg, wurde der zweite Kompressor über eine interne Sicherheitsregelung ausgeschaltet.

In Tabelle 6 sind Tagesmittelwerte und -verbrauchswerte der beiden ausgesuchten Tage gegenübergestellt.

#### 6.4 Leistungswerte

Die Heizleistung der Wärmepumpe ist von dem Temperaturniveau auf der Wärmequellen - und Wärmesenkenseite abhängig. In Leistungsdiagrammen wird die Heizleistung über der Soleeintrittstemperatur in die Wärmepumpe mit der Vorlauftemperatur als Parameter aufgetragen. Bild 34 zeigt das aus Meßwerten erstellte Diagramm der in der KSH Schwalmtal eingebauten Wärmepumpe. Es wurden drei repräsentative Teilzeiträume (26.12.1983 bis 28.1.1984, 8. bis 13.3.1984 und 16.4. bis 8.5.1984) ausgewertet. Die Meßwerte wurden im Zeitabstand von 15 Minuten als Verbrauchs - oder Mittelwert registriert. Meßzeiträume, in denen die Wärmepumpe ein- bzw. ausschaltete oder in denen der zweite Kompressor zu -bzw. abgeschaltet wurde, sind in den aufgetragenen Werten nicht enthalten. Die Anordnung der Heizleistungswerte, die auf Linien in einem Abstand von 4 kW liegen, ist auf das Auflösungsvermögen des Wärmemengenmeßgerätes zurückzuführen. In der Auswertung wurde nicht nach der Vorlauftemperatur, wie es bei Herstellerangaben üblich ist, unterschieden.

Die Soletemperaturen lagen nicht höher als  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ , da die Regelung im Solekreislauf (mit Solespeicher) zum Schutz der Wärmepumpe seit Anfang 1984 keine höheren Temperaturen zuließ. Soletemperaturen unter  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  wurden im Auswertungszeitraum nicht gemessen.

In den Diagrammen sind 4 Punktwolken zu erkennen, die als Grundlage für die Ermittlung der eingezeichneten Regressionsgleichungen dienen. Die Kenngrößen der Regressionsgleichung sind in Tabelle 7 eingetragen.

Die Regressionsgerade 1 wurde aus Meßwerten von Zeiträumen ermittelt, in denen die Wärmepumpe im Vollastbetrieb ohne Ventilabhebung zur Heizwassererwärmung gelaufen ist. Die elektrische Leistung lag zwischen 36 und 48 kW. Die höchste Soletemperatur, die in Zeiträumen mit Vollastbetrieb ohne Ventilabhebung registriert wurde, betrug 7 °C und ist im Bild eingetragen. Als zugehörige Heizleistung wurden 140 kW gemessen. Anhand der Punkteverteilung ist zu erkennen, daß solche hohen Werte nur selten erreicht wurden. Die Mehrzahl der Punkte liegt in einem Bereich zwischen -7 und 0 °C Soletemperatur und 80 bis 100 kW Heizleistung.

Die Gerade 2 wurde aus Meßwerten von Zeiträumen ermittelt, in denen nur ein Kompressor der Wärmepumpe ohne Ventilabhebung gelaufen ist. Der Kompressor 2 war in Vorrang geschaltet, der Kompressor 1 stand still. Die elektrische Leistung lag zwischen 23,5 und 25 kW. Die Vorlauftemperatur wurde im Bereich zwischen 49 und 50 °C eingeschränkt, da zwischen diesen beiden Temperaturen die meisten Meßwerte lagen. Bei niedrigeren Vorlauftemperaturen (42 bis 46 °C), die in der Regel bei höheren Soletemperaturen (10 bis 15 °C) auftraten, wurden Heizleistungen im Bereich von 55 bis 70 kW gemessen.

In den Meßzeiträumen, aus denen die Regressionsgerade 3 ermittelt wurde, waren beide Kompressoren der Wärmepumpe mit Ventilabhebung zur Heizwassererwärmung in Betrieb. Die elektrische Leistung betrug 28 bis 34 kW. Die Heizleistung lag im Mittel bei etwa 50 % der Heizleistung im Vollastbetrieb und damit nur geringfügig besser als die Heizleistung bei Teillastbetrieb ohne Ventilabhebung (Gerade 2). Die Soletemperaturen reichten von -4 bis 10 °C. Bei höheren Soletemperaturen wurde der zweite Kompressor über die interne Regelung abgeschaltet.

Die Regressionsgerade 4 wurde aus Meßwerten von Zeiträumen ermittelt, in denen die Wärmepumpe mit einem Kompressor und Ventilabhebung gelaufen ist. Die elektrische Heizleistung betrug 16 bis 20 kW. Der Kompressor 1 stand still, während der Kompressor 2 in Vorrang in Betrieb war. Die am häufigsten gemessenen Vorlauftemperaturen lagen zwischen 46 und 47,5 °C. Nur dieser Bereich wurde durch Einschränkung berücksichtigt. Die Werte lagen bei Soletemperaturen über 7 °C. Die Heizleistung betrug etwa 50 % des Wertes in den Laufzeiträumen bei Teillast ohne Ventilabhebung.

Die Arbeitszahl ist in erster Linie vom Temperaturhub (Differenz zwischen der Austrittstemperatur auf der warmen Seite und der Eintrittstemperatur auf der kalten Seite) abhängig. In Bild 35 ist die Kompressorarbeitszahl über der genannten



Temperaturdifferenz aufgetragen. Es wurden vier Regressionsgeraden ermittelt, auf die die zuvor erläuterten Randbedingungen der mit derselben Nummer gekennzeichneten Geraden im Heizleistungsdiagramm zutreffen. Eine Ventilabhebung wirkte sich beim Betrieb sowohl eines als auch beider Kompressoren nachteilig auf die Arbeitszahl aus. Aus den gemessenen Leistungswerten ging hervor, daß bei einer Ventilabhebung die elektrische Leistung nur geringfügig zurückging, die Heizleistung sich dagegen halbierte. Auswertungen von Zeiträumen mit hohen Außentemperaturen und hoher Einstrahlung haben gezeigt, daß infolge der Begrenzung der Soletemperatur auf  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$  und dem Temperaturniveau im Heizsystem die Temperaturdifferenz nur in wenigen Ausnahmefällen unter  $28\text{ K}$  absank. Höhere Arbeitszahlen als 2,7 wurden nach der Einstellung des Reglers 3 auf  $15\text{ }^{\circ}\text{C}$  nicht gemessen.

Ein Vergleich der Meßwerte mit den Leistungsdaten der Wärmepumpe (Tabelle 1) zeigt, daß die vom Hersteller angegebene minimale Heizleistung von  $90\text{ kW}$  bei Vollastbetrieb ohne Ventilabhebung und einer Soletemperatur von etwa  $-4\text{ }^{\circ}\text{C}$  erreicht wird. Bei tieferen Soletemperaturen wurde der Wert unterschritten. Bei höheren Soletemperaturen stieg der Druck im Kondensator an, so daß von der internen Sicherheitsregelung die Leistung durch Ventilabhebung reduziert wurde. Die bei Ventilabhebung maximal erreichte Heizleistung betrug  $76\text{ kW}$  bei einer Soletemperatur von etwa  $9\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Die Leistungszahlen der Wärmepumpe wurden mit 2,8 bei einer Soleeintrittstemperatur von  $2\text{ }^{\circ}\text{C}$  und einer Heizwasservorlauftemperatur von  $45\text{ }^{\circ}\text{C}$  bzw. mit 2,5 bei  $-3\text{ }^{\circ}\text{C} / 50\text{ }^{\circ}\text{C}$  angegeben. Beide Nenndaten wurden im Meßdatenerfassungszeitraum nicht erreicht. Die aus ihnen gebildete Gerade (Bild 35) lag um 0,2 Punkte höher als die für den günstigsten Betriebsfall ermittelte Regressionsgerade bei Vollastbetrieb. In der Regel hatte die Wärmepumpe bei diesen Soletemperaturen durch Ventilabhebung oder Kompressorabschaltung bereits auf Teillastbetrieb umgeschaltet. Die entsprechenden Regressionsgeraden weisen aus, daß die Nenndaten um 0,5 bis 0,8 Punkte unterschritten wurden.

Um die längerfristigen Auswirkungen der eingebauten Regelungen auf die Leistung der Wärmepumpe darzustellen, ist in den folgenden Bildern die mittlere tägliche Arbeitszahl über der Tagesmitteltemperatur aufgetragen. Die Meßwerte in Bild 36 stammen aus dem Zeitraum April bis Dezember 1983, die Meßwerte in Bild 37 aus dem Zeitraum Januar bis Juli 1984. In beiden Zeiträumen waren die Regelungen zur Ventilabhebung bei Hochdruck im Kondensator und zur Kompressorabschaltung bei Soletemperaturen über  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$  wirksam. Sie unterschieden sich jedoch darin, daß im

zweiten Zeitraum die Soletemperatur auf  $15^{\circ}\text{C}$  begrenzt wurde, diese Regelung im ersten Zeitraum dagegen nicht funktionierte. Weiterhin waren zu Beginn des zweiten Zeitraums die Heizkennlinien verstellt worden, da in den Wochen zuvor die Fremdheizung häufig Wärme zuführte, obwohl die Wärmepumpe in der Lage gewesen wäre, die fehlende Wärme zu erzeugen.

Man erkennt, daß im ersten Zeitraum in Bild 36 trotz der Ventilabhebung aber wegen der nicht wirksamen Soletemperaturbegrenzung die Arbeitszahl bei steigender Außentemperatur anstieg. Mit zunehmender Außentemperatur sank die Differenz zwischen der Heizwasseraustrittstemperatur und der Soleeintrittstemperatur der Wärmepumpe. Wenn man die Gerade 4 in Bild 35, die die Arbeitszahl für Meßzeiträume mit höheren Außentemperaturen wiedergibt, zu niedrigen Werten hin extrapoliert, erhält man die bei hohen Außentemperaturen eingezeichneten Punkte in Bild 36.

In Bild 37 ist zu erkennen, daß die Arbeitszahl wegen der Verstellung der Kennlinien und der häufiger einsetzenden Ventilabhebung sowie wegen der Soletemperaturbegrenzung auf  $15^{\circ}\text{C}$  nur selten über den Wert von 2,3 anstieg.

Das Heizleistungsdiagramm hat gezeigt, daß die Heizleistung der Wärmepumpe beim Betrieb beider Kompressoren mit Ventilabhebung nur geringfügig höher ist als beim Betrieb eines Kompressors ohne Ventilabhebung. Der Stromverbrauch ist im letzteren Fall jedoch wesentlich geringer. Es ist daher wirtschaftlicher, bei Hochdruck im Kondensator über die bestehende interne Sicherheitsregelung einen Kompressor abzuschaltet.

Eine einmal durchgeführte Ventilabhebung wurde erst beim Umschalten auf einen anderen Wärmeverbraucher wieder rückgängig gemacht. In der Zwischenzeit fielen die Heizungstemperaturen und damit auch der Druck im Kondensator nur geringfügig ab (siehe Bild 32). Es wird daher vermutet, daß die im Kompressor erzeugte Wärme im Kondensator nicht abgeführt werden kann, da dieser zu klein bemessen ist.

## 7. Absorber

### 7.1 Vorbemerkung

Der Gewinn an Umweltenergie mit einem Absorbersystem hängt von den konstruktiven Merkmalen des Absorbers, von der Dimensionierung und Regelung des Absorber-Wärmepumpen-Heizsystems und von den meteorologischen Zustandsgrößen ab. Die meteorologischen Zustandsgrößen (z.B. Windgeschwindigkeit und Globalstrahlung) können sehr schnell und in weiten Bereichen schwanken. In verschiedenen Beiträgen / 2, 5 / wurde bereits das Betriebsverhalten von Energieabsorbern untersucht. Die Untersuchungen wurden auf Laborgeländen durchgeführt und ermöglichten den Betrieb einer Wärmepumpe mit heizseitig unveränderlichen Wärmeanforderungsbedingungen. Bei den im praktischen Einsatz befindlichen Absorbersystemen sind zusätzlich die Auswirkungen der Dimensionierung und Regelung des Absorber-Wärmepumpen-Heizsystems zu berücksichtigen, da sich heizseitig häufig wechselnde Anforderungen an die Wärmepumpe auf das Wärmeentzugsverhalten der Absorber auswirken /3/. Erschwerend kommt die taktende Betriebsweise der Wärmepumpe, die im vorherigen Kapitel beschrieben wurde, hinzu.

Bei den Energieabsorbern unterscheidet man zwischen den Kompaktabsorbern, (z.B. Energiestapel) und den Flächenabsorbern (z.B. Energiedach). Flächenabsorber sind in der Regel darauf ausgelegt, einen großen Teil der Energie aus der Absorption von Strahlung zu gewinnen. Kompaktabsorber nutzen überwiegend die in der Außenluft enthaltene Wärme durch Konvektion. Bei geringer oder nicht vorhandener Einstrahlung ist auch bei Flächenabsorbern der konvektive Wärmegewinn von Bedeutung. Als weitere Wärmequellen nutzen die Absorber die Kondensationswärme der Luftfeuchtigkeit an der Absorberoberfläche, die Erstarrungswärme des Kondensats bei Gefrierpunktunterschreitung sowie die in Niederschlägen enthaltene Wärme.

Um verschiedene Absorbersysteme miteinander vergleichen zu können, wird in Diagrammen der k-Wert (konvektiver Wärmedurchgangskoeffizient) eines Absorbers in Abhängigkeit von der örtlichen Windgeschwindigkeit aufgetragen /4/. Diese Darstellung setzt voraus, daß zum Zeitpunkt der Messung keine Wärme durch Absorption von Globalstrahlung gewonnen wird bzw. durch Abstrahlung von Wärme im Bereich der langwelligen Strahlung verloren geht. Der k-Wert (in  $W/m^2K$ ) berechnet sich aus der Wärmemenge, die von dem Absorber an den Solespeicher abgegeben wurde, der gesamten verfügbaren projizierten Wärmetauscherfläche des Absorbers und der Differenz zwischen der Außenluft- und der mittleren Soletemperatur.

Anhand von ausgesuchten Tagesverläufen unter dem Gesichtspunkt charakteristischer Anlagenzustände wurden typische Verhaltensmerkmale der Absorbersysteme untersucht und Leistungswerte ermittelt.

Der Energiestapel war nur 4 Monate innerhalb des Auswertungszeitraums in Betrieb. Ein geplanter Einsatz in den Wintermonaten war nicht möglich, da Sole an den vorstehend erwähnten Verbindungsstellen mit den rostigen Schlauchschellen austrat. Im April 1984 wurde der Energiestapel wieder eingesetzt, Meßwerte aufgenommen und ausgewertet. Die niedrigste Außentemperatur, die seitdem gemessen wurde, lag etwa bei 0 °C.

Der tägliche Umweltenergiegewinn mit der Wärmepumpe und den Absorbern im Auswertungszeitraum ist in Bild 38 eingezeichnet. Besonders hoch ist der Wärmege-  
winn vom 13. bis 18.10.1983, als nach der Beckenreinigung das kalte Frischwasser nur mit der Wärmepumpe von 12 °C auf 28 °C erwärmt wurde.

## 7.2 Energiestapel

### 7.2.1 Ausgesuchte Tagesverläufe

In den Bildern 39 und 40 sind die meteorologischen Meßwerte sowie die Temperaturen und Leistungswerte des Energiestapels vom 18.4.1984 (Mittwoch vor Ostern) eingetragen.

An diesem Tag wurde gegen 5 Uhr die niedrigste Außentemperatur im Auswertungszeitraum mit 0,3 °C gemessen. In den Nachmittagsstunden erreichte die Außentemperatur etwa 13 °C. Bis 6 Uhr war es nur schwach windig. Im Laufe des Tages stieg die Windgeschwindigkeit auf etwa 3 m/s an der Meßstelle 6 m über dem Dach und auf etwa 2 m/s an der Meßstelle vor dem Stapel an. Gegen Abend flaute der Wind wieder ab. Die Globalstrahlungskurve zeigte den typischen Verlauf an einem sonnigen Tag, an dem nur in den frühen Nachmittagsstunden die Einstrahlung vermutlich durch Wolken vermindert wurde.

Die Wärmepumpe war mit Ausnahme von einigen kurzen Unterbrechungen den ganzen Tag in Betrieb. In der Regel lief nur eine Kompressorstufe (22 kW mittlere elektrische Leistung), zeitweise wurde die zweite Kompressorstufe eingeschaltet. Die abgegebene Heizleistung war in erster Linie von der Anzahl der eingeschalteten

Kompressorstufen abhängig. An verschiedenen Zeitpunkten des Tages, als nur eine Kompressorstufe in Betrieb war, gab die Wärmepumpe bei einer höheren Außentemperatur eine höhere Heizleistung ab. Die Soletemperaturen folgten dem Verlauf der Außentemperatur, so daß das Wärmeangebot des Absorbers in den Mittags- und Nachmittagsstunden günstiger als in den Morgenstunden war. Die Schwankungen im Verlauf der Soletemperatur waren vornehmlich auf Schaltvorgänge an der Wärmepumpe zurückzuführen. Als die Wärmepumpe ausgeschaltet war - etwa gegen 14 Uhr -, erwärmte sich die Sole langsam auf Außentemperatur. Nach dem Einschalten der Wärmepumpe oder beim Zuschalten der zweiten Stufe wurde der Solekreislauf sofort abgekühlt. Die effektive Temperaturdifferenz - das ist die Differenz zwischen der Außenlufttemperatur und der mittleren Soletemperatur - stieg an. Der Anstieg war in den Nachmittagsstunden besonders stark, als die erste Stufe ständig eingeschaltet war und die zweite Stufe mehrmals hinzugeschaltet wurde. Zeitweise kondensierte Wasserdampf an der Absorberoberfläche. Die Menge des auskondensierten Wassers wurde aus den vorhandenen Meßwerten berechnet und der Verlauf in dem Bild eingetragen.

Die mittlere spezifische Kälteleistung wurde aus der Wärmemenge berechnet, die im 15-minütigen Meßzeitintervall von dem Energiestapel an den Solespeicher abgegeben wurde. Auch bei Stillstand der Wärmepumpe wurde Wärme vom Absorber in den Solespeicher transportiert.

In /3/ wurde beobachtet, daß bei quasistationärem Betrieb der Wärmepumpe in den Wintermonaten - bei Außentemperaturen zwischen  $0^{\circ}\text{C}$  und  $10^{\circ}\text{C}$  - der Kurvenverlauf des k-Wertes eines Energiestapels proportional dem Kurvenverlauf der Windgeschwindigkeit war. Der Verlauf des k-Wertes des Energiestapels der KSH Schwalmatal und der Windgeschwindigkeit vom 18.4.84 - sowohl über als auch vor dem Stapel - zeigten dagegen nicht diesen Zusammenhang. Die fehlende Übereinstimmung war in erster Linie auf das instationäre Verhalten der Wärmepumpe zurückzuführen, da die Wärmeanforderung an die Wärmepumpe durch die Versorgung sowohl des Heizungs- als auch des Duschwasserkreislaufs im Laufe eines Tages häufig wechselte.

Die Bilder 41 und 42 zeigen die Tagesverläufe der meteorologischen Meßwerte und Leistungswerte des Energiestapels vom 8.6.84 (Freitag). An diesem Tag fiel kein Niederschlag, jedoch lag die Luftfeuchtigkeit immer über 70 %. Ein Kompressor der Wärmepumpe war ständig in Betrieb, der zweite Kompressor wurde im Laufe des Tages dreimal eingeschaltet. Der Verlauf der Soletemperatur wurde, wie im Bild zuvor, durch die Außentemperatur und die Anzahl der eingeschalteten Stufen bestimmt. Der k-Wert lag an diesem Tag höher als in dem Verlauf im Bild zuvor.

Die nächsten beiden Tagesverläufe zeigen den Einfluß des Wärmegewinns aus Niederschlag und Sonneneinstrahlung auf den k-Wert.

Die Bilder 43 und 44 zeigen die Tagesverläufe der Meßwerte und berechneten Werte vom 7.6.1984. In der Zeit von 3 bis 8 Uhr hat es geregnet (bis zu 1,5 mm/.25 h). Durch den zusätzlichen Wärmegewinn aus Regenwasser stieg der k-Wert in diesem Zeitraum deutlich an. Insgesamt lagen die k-Werte an diesem Tag mit geringer Sonneneinstrahlung und hohen Windgeschwindigkeiten höher als in den Verläufen der beiden Tage zuvor.

In den Bildern 45 und 46 sind die Verläufe an einem Tag mit intensiver Sonneneinstrahlung, Ostersonntag den 21.4.1984, dargestellt. Bei Soletemperaturen über ca. 14 °C vor der Wärmepumpe fuhr das Drei-Wege-Ventil MV1 vor dem Solespeicher um und der Wärmeeintrag in den Solespeicher wurde unterbrochen (siehe auch Schema des Solekreislaufs in Bild 2.2.1). Sobald die Wärmepumpe den Inhalt des Solespeichers abgekühlt hatte und die Temperatur am Temperaturfühler  $T_6$  abfiel (Hysterese ca. 1 K), fuhr das Ventil MV1 wieder zurück und es wurde warme Sole in den Speicher eingeführt. Infolge dieser Regelung überschritt die Temperatur im Verdampfer der Wärmepumpe niemals den Wert von 14 °C. Wenn dem Absorber keine Wärme entzogen wurde, stieg die Temperatur in dem Absorber an. An Tagen mit längerer und höherer Einstrahlung erwärmte sich die Sole über Außentemperatur. In solchen Zeiträumen wurde Wärme vom Absorber an die Umgebungsluft abgegeben. Es war dann nicht mehr sinnvoll, einen k-Wert zu berechnen, da die Wärme durch Absorption von Globalstrahlung und nicht durch Konvektion gewonnen wurde.

### 7.2.2 Leistungswerte

Die Beschreibung der Tagesverläufe im vorherigen Kapitel hat gezeigt, daß bei der Ermittlung der Leistungswerte des Energiestapels eine Differenzierung nach den verschiedenen Einflußgrößen erforderlich ist.

Ein Energiestapel ist vornehmlich darauf ausgelegt, durch Konvektion und Kondensation Energie aus der Umwelt zu gewinnen. Bei den Tagesverläufen konnte beobachtet werden, daß die Soletemperatur durch Absorption von Globalstrahlung zeitweise über die Außentemperatur anstieg. Um sicher zu stellen, daß keine Wärme durch Einstrahlung gewonnen wurde, wurden nur solche Zeiträume ausgesucht, in denen die Globalstrahlung kleiner als 10 W/m<sup>2</sup> (Nachtwerte) war.

Die Dimensionierung eines Absorbers orientiert sich an der Nennheizleistung der Wärmepumpe. Leistungswerte für einen Absorber sollten daher aus Zeiträumen ermittelt werden, in denen die Wärmepumpe mit beiden Kompressoren ohne Ventilabhebung in Betrieb war. Aus bereits erwähnten Gründen wurde der Energiestapel aber erst am 3.4.1984 eingesetzt. Seitdem war fast immer nur ein Kompressor der Wärmepumpe in Betrieb. Die Tagesverläufe zeigten, daß auch beim Betrieb eines Kompressors häufig ein Ventil abgehoben wurde und Umweltenergiegewinn sehr niedrig war. Diese Zeiträume sind daher für die Ermittlung von Leistungswerten des Energiestapels erst recht nicht relevant.

In Bild 47 wurde der k-Wert des Energiestapels in Abhängigkeit von der Windgeschwindigkeit, die in einer Höhe von 6 m über dem Dach gemessen wurde, aufgetragen. Die Meßwerte wurden zwischen dem 16. und 24. April 1984 aufgenommen. Es wurden nur Wertepaare aus Nachtmessungen berücksichtigt, in denen die mittlere viertelstündliche elektrische Leistungsaufnahme der Wärmepumpe zwischen 22 und 26 kW - das entspricht der Leistungsaufnahme beim Betrieb eines Kompressors ohne Ventilabhebung - lag. Die eingezeichnete Regressionsgerade hat die Gleichung

$$k = 4,66 + 2,99 v_{\text{Wind}}$$

mit

$$\begin{aligned} k &= \text{Wärmedurchgangskoeffizienten des Energiestapels /W/m}^2\text{*K/} \\ v_{\text{Wind}} &= \text{Windgeschwindigkeit 6 m über dem Dach /m/s/} \end{aligned}$$

und weist ein Bestimmtheitsmaß von 54% auf.

Die Streuung der Meßwerte ist auf folgende Ursachen zurückzuführen:

- grobes Auflösungsvermögen einzelner Meßwertgeber
- Änderung weiterer meteorologischer Einflußgrößen, die noch nicht berücksichtigt wurden, wie Luftfeuchtigkeit und Windrichtung
- instationäre Betriebszustände durch Speicherung von Wärme bzw. Nutzung der gespeicherten Wärme im Solespeicher, in der Wärmeträgerflüssigkeit, in den Absorberplatten und in den Soleleitungen.

In /2, 5, 7/ wurde gezeigt, daß der k-Wert eines Absorbers mit zunehmender Menge an auskondensiertem Wasserdampf aus der Luft ansteigt. Aus den Meßwerten der

relativen Luftfeuchte, Außentemperatur und den Soletemperaturen wurde die auskondensierte Wassermenge berechnet. Unter Berücksichtigung der Windgeschwindigkeit und der auskondensierten Wassermenge wurde die Regressionsgleichung

$$k = 3,91 + 2,80 v_{\text{Wind}} + 2,22 \Delta x$$

mit

$$\Delta x = \text{auskondensierte Wassermenge je kg trockene Luft /g/kg/}$$

und einem Bestimmtheitsmaß von 59% ermittelt. Obwohl das Bestimmtheitsmaß verbessert werden konnte und das Ergebnis in seiner Tendenz den Erwartungen entspricht, kann der Zusammenhang, insbesondere die Abhängigkeit von der auskondensierten Wassermenge, aufgrund der hier nicht weiter aufgeführten statistischen Analyse nicht als gesichert betrachtet werden.

In /3/ wurde gezeigt, daß die effektive Temperaturdifferenz bei einem Energiestapel mit abnehmender Windgeschwindigkeit ansteigt. In Bild 48 sind diese beiden Werte für den Energiestapel der KSH Schwalmtal aus dem bereits genannten Zeitraum mit den zuvor erläuterten Randbedingungen gegeneinander aufgetragen. Die Lage der Punkte zeigt, daß die gezeigte Tendenz auch hier zu beobachten ist, jedoch die Meßwerte wegen der bereits genannten Ursachen in einem weiteren Bereich streuen. Die stärkere Unterkühlung ist damit zu erklären, daß der Wärmege-  
winn aus Konvektion mit abnehmender Windgeschwindigkeit zurückgeht. Da bei unveränderter elektrischer Leistungsaufnahme der Wärmepumpe die vom Dach geforderte Kälteleistung in etwa gleichbleibt, kühlt die Wärmepumpe den Solekreislauf weiter ab. Infolge der Abkühlung steigt der Wärmege-  
winn aus Kondensation an, da an der Oberfläche des Absorbers entweder der Taupunkt unterschritten oder noch mehr Kondensat ausgeschieden wird.

Bild 49 zeigt die Werte der Tagmessungen in dem gleichen Zeitraum. Die Mehrzahl der Punkte liegen um die Regressionsgeraden, die in Bild 48 ermittelt wurde. Es wurden nur selten Windgeschwindigkeiten unter 0,5 m/s gemessen. k-Werte im Bereich über 25 W/m<sup>2</sup>K wurden aus Meßwerten in Zeiträumen mit hoher Globalstrahlung berechnet. Einige Werte lagen außerhalb des gewählten Wertebereichs.



### 7.3 Energiedach

#### 7.3.1 Ausgesuchte Tagesverläufe

Bild 50 zeigt den Verlauf meteorologischer Meßwerte und Bild 51 den Verlauf der Leistungswerte des Energiedaches und wichtiger Einflußgrößen vom Mittwoch, den 15.2.1984. Dieser Tag wurde bereits bei den Tagesverläufen zu der Wärmepumpe vorgestellt.

Die Außentemperatur lag während des gesamten Tages in der Nähe des Gefrierpunktes. Der niedrigste Wert betrug etwa  $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$ , der höchste Wert von etwa  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  wurde gegen 15 Uhr erreicht, nachdem eine Stunde zuvor der höchste Wert der Globalstrahlung von  $300\text{ W/m}^2$  gemessen worden war. Die relative Feuchte nahm mit zunehmender Globalstrahlung von 100% in der Nacht auf 70% gegen 15 Uhr ab und stieg gegen Abend wieder an. An diesem Tag fiel kein Niederschlag. Die in 6 m Höhe über der Absorberfläche gemessene Windgeschwindigkeit schwankte zwischen 1 und 4 m/s.

Beide Kompressoren der Wärmepumpe waren bis 23 Uhr ständig in Betrieb. Gegen 3 Uhr wurden die Ventile abgehoben und die Leistung reduziert. Kurz vor 10 Uhr wurde die Ventilabhebung mit der Umschaltung von Heizwassererwärmung auf Duschwassererwärmung wieder rückgängig gemacht. Im Laufe des Tages wurde die Wärmepumpe viermal zur Duschwassererwärmung umgeschaltet.

Bei Wärmepumpenbetrieb ohne Ventilabhebung wurden zwischen  $30$  und  $60\text{ W/m}^2$  Umweltenergie bezogen auf die Wärmetauscherfläche mit dem Energiedach gewonnen. In der Zeit von 3 bis etwa 10 Uhr betrug der Umweltenergiegewinn lediglich  $10$  bis  $20\text{ W/m}^2$ .

Die mittlere Soletemperatur lag zu Beginn des Tages um 6 K unter Außentemperatur. Nach der Ventilabhebung stiegen die Soletemperaturen bis nahe an die Außentemperatur an. Mit zunehmender Globalstrahlung erwärmte sich das Energiedach über die Außentemperatur. Ab 15 Uhr fielen die Soletemperaturen anfänglich stark und später etwas langsamer ab und erreichten gegen 23 Uhr kurz vor dem Abschalten der Wärmepumpe den niedrigsten Wert des Tages.

Der k-Wert wurde aus dem Quotienten der spezifischen Kälteleistung und der effektiven Temperaturdifferenz berechnet. Wie zuvor bereits erwähnt ist es nicht sinn-

voll, beim Wärmegewinn durch Einstrahlung einen k-Wert zu berechnen. Die Zeiträume sind bei der Ermittlung von Leistungswerten gesondert zu betrachten. Da der Absorber in diesem Fall wie ein Kollektor ohne Glasabdeckung wirkte, ist der Verlauf des Wirkungsgrads des Absorbers, der aus dem Quotienten der genutzten Energie und der eingestrahlten Energie berechnet wurde, in einem Bild eingetragen.

In Zeiträumen mit geringer Globalstrahlung kondensierte Wasserdampf an der Absorberoberfläche aus. Die Menge des auskondensierten Wassers wurde aus den vorhandenen Meßwerten berechnet und der Verlauf in dem Bild eingetragen.

In den Bildern 52 und 53 sind die Verläufe eines Wintertages mit hoher Globalstrahlung, Sonntag den 12.2.1984, eingezeichnet.

Die Außentemperatur lag zwischen  $-2$  und  $5$  °C. Es wurden Windgeschwindigkeiten zwischen 2 und 6 m/s gemessen, die damit höher als am zuvor betrachteten Tage waren. Die relative Feuchte fiel im Laufe des Tages von 95% auf knapp über 30% um etwa 16 Uhr, als die höchste Außentemperatur gemessen wurde, ab. Der Regenschwermesser zeigte einen niederschlagsfreien Tag an.

Die Wärmepumpe taktete häufiger als am zuvor betrachteten Tag. Sie wurde dreimal ein- bzw. ausgeschaltet und ihre Leistung während des Betriebs durch Ventilhebung oder Kompressorabschaltung mehrfach reduziert. Über die Vorrangschaltung wurde die Wärmepumpe zweimal zur Duschwassererwärmung eingesetzt.

Obwohl die Wärmepumpe in Zeiträumen mit geringer Globalstrahlung zeitweise abgeschaltet wurde oder nur in einer Teillaststufe in Betrieb war, stieg die Soletemperatur nicht wie am zuvor betrachteten Tage bis auf Außentemperatur an. Das unterschiedliche Verhalten ist vermutlich auf den unterschiedlichen Wärmeverlust im Bereich der langwelligen Strahlung, die jedoch nicht gemessen wurde, zurückzuführen. Mit zunehmender Globalstrahlung stieg die Soletemperatur dann über Außentemperatur an. Die spezifische Kälteleistung des Daches schwankte mit den Schaltvorgängen an der Wärmepumpe; ein Höchstwert von  $70 \text{ W/m}^2$  wurde in den Mittagsstunden erreicht. Infolge der niedrigen spezifischen Kälteleistung aber der höheren effektiven Temperaturdifferenz wurden bei geringer Globalstrahlung niedrigere k-Werte errechnet als am 15.2.1984.

Vergleicht man die Verläufe des Wirkungsgrads von 12.2.1984 und 15.2.1984 miteinander, erkennt man den Einfluß des Taktverhaltens der Wärmepumpe. Während am

15.2.1984 die Wärmepumpe bei hoher Globalstrahlung mit beiden Kompressoren ohne Ventilabhebung in Betrieb war und der Wirkungsgrad gegen Abend mit sinkender Globalstrahlung wieder anstieg, schaltete die Wärmepumpe am 12.2.1984 gegen 14 Uhr in eine Teillaststufe um und der Wirkungsgrad nahm gegen Abend ständig ab.

Die Bilder 54 und 55 zeigen die Verläufe an einem regnerischen und windigen Tag mit geringer Globalstrahlung, Freitag den 3.2.1984.

Die Außentemperatur schwankte nur wenig zwischen 3 und 6 °C. Während des gesamten Tages wurden hohe Windgeschwindigkeiten gemessen, die 10 m/s erreichten und selten unter 4 m/s absanken. Die relative Luftfeuchte lag mit Ausnahme in den späten Abendstunden immer über 85%. Nahezu während des gesamten Tages wurden Niederschläge in unterschiedlicher Höhe gemessen.

Die Wärmepumpe wurde fünfmal ein- bzw. ausgeschaltet. In jedem Betriebszeitintervall wurde die Leistung durch die interne Regelung reduziert bzw. beim Umschalten auf einen anderen Wärmeverbraucher wieder angehoben. Die spezifische Kälteleistung des Daches lag beim Betrieb beider Kompressoren ohne Ventilabhebung im Bereich zwischen 45 und 65 W/m<sup>2</sup> und bei Ventilabhebung zwischen 30 und 40 W/m<sup>2</sup>. Bis in den frühen Abendstunden war die effektive Temperaturdifferenz nicht größer als 2,5 K und stieg auch dann nicht über 5 K an. Aus den Meßwerten wurden k-Werte berechnet, die über den Werten an den zuvor aufgezeichneten Tagen lagen.

### 7.3.2 Leistungswerte

Die ausgesuchten Tagesverläufe zeigten Tage, an denen sich die Leistung der Wärmepumpe etwa 6 - 8 mal durch Umschalten auf einen anderen Wärmeverbraucher (Duschen oder Heizung) und etwa 3 - 4 mal durch die Regler (Ventilabhebung und Kompressorabschaltung) sprunghaft veränderte. An anderen Tagen aus dem gleichen Auswertungszeitraum wurde beobachtet, daß die Leistung häufiger durch die Regler wechselte. Im Gegensatz zum Einsatzzeitraum des Energiestapels lagen die Meßwerte zum Energiedach in einem Zeitraum mit niedrigen Außentemperaturen, in dem die Wärmepumpe fast ständig mit beiden Kompressoren in Betrieb war. Wie für den Energiestapel trifft auch für das Energiedach die Feststellung zu, daß zur Ermittlung der Leistungswerte nur solche Meßzeiträume relevant sind, in denen die Wärmepumpe mit voller Leistung ohne Ventilabhebung gelaufen ist.

Bei den Kurvenverläufen wurde bereits gezeigt, daß ein Energiedach weitaus mehr von meteorologischen Einflußgrößen abhängig ist, als ein Energiestapel. An Tagen mit einer Globalstrahlung über  $100 \text{ W/m}^2$  stieg der Wärmegewinn durch Absorption der Globalstrahlung erheblich an. Dagegen geht beim Energiedach im Bereich der langwelligen Strahlung ( $3 - 60 \mu\text{m}$ ) während des gesamten Tages Wärme verloren, deren Betrag von mehreren Einflußgrößen - im wesentlichen von der Absorbertemperatur, der Himmelstemperatur (nicht Außenlufttemperatur) und dem Bewölkungsgrad - abhängig ist.

In den folgenden Darstellungen wurde daher nach Meßzeiträumen unterschieden, in denen die Globalstrahlung kleiner als  $10 \text{ W/m}^2$  (Nachtmessungen) und größer als  $100 \text{ W/m}^2$  (Tagmessungen) war. Es wurden, falls nicht anders vermerkt, nur solche Meßzeiträume berücksichtigt, in denen die Wärmepumpe mit beiden Kompressoren ohne Ventilabhebung in Betrieb war. In diesen Meßzeiträumen wurde die Wärmepumpe im Bereich der Nennleistung, die bei der Dimensionierung des Absorbers zugrundegelegt wurde, betrieben.

In Bild 56 ist der k-Wert über der Windgeschwindigkeit für Nachtwerte ohne Niederschlag aus dem Auswertungszeitraum 28.11.1983 bis 20.2.1984 aufgetragen. Die Außentemperatur lag zwischen  $-4$  und  $10 \text{ }^\circ\text{C}$ , die mittlere Soletemperatur zwischen  $-11$  und  $6 \text{ }^\circ\text{C}$ . Die Streuung der Meßwerte ist auf die gleichen Ursachen zurückzuführen, die bereits beim Energiestapel genannt wurden. Bei den meteorologischen Einflußgrößen ist zusätzlich die langwelligen Strahlung von großer Bedeutung. Durch den beim Energiestapel gemachten Ansatz, bei dem die Menge des auskondensierten Wasserdampfes aus der Luft berücksichtigt wurde, konnte beim Energiedach das Ergebnis nicht verbessert werden. Der Einfluß der langwelligen Strahlung ist daher beim Energiedach weitaus größer als beim Energiestapel.

In Meßzeiträumen mit Niederschlag in Form von Regen lagen die k-Werte deutlich höher als in den niederschlagsfreien Zeiträumen. Bild 57 zeigt die in dem gleichen Auswertungszeitraum berechneten k-Werte über der Windgeschwindigkeit. Jedoch ist der Wärmegewinn aus Regenwasser keine ständig verfügbare Energiequelle und daher zur Deckung des Energiebedarfs von untergeordneter Bedeutung.

Bei der Beschreibung der Tagesverläufe wurde bereits erwähnt, daß mit zunehmender Globalstrahlung selbst bei niedrigen Außentemperatur der Absorber wie ein Kollektor ohne Glasscheibe wirkte. Aus dem Quotienten der mit der Wärmepumpe - nicht direkt - genutzten und der eingestrahnten Energie wurde ein Wirkungsgrad be-

rechnet. In Bild 58 ist der Wirkungsgrad über der Differenz zwischen der mittleren Absorbertemperatur und der Außenlufttemperatur für Tagmessungen in dem Auswertungszeitraum 23.1. bis 19.2.1984 eingetragen. Neben den Meßwerten aus Meßzeiträumen, für die die o.g. Einschränkung zutreffen, wurden auch solche Meßzeiträume berücksichtigt, in denen die Wärmepumpe mit einem Kompressor ohne Ventilabhebung gelaufen ist. Die Werte sind mit einem Kreuz gekennzeichnet und liegen im unteren Bereich der Punktwolke. Die Globalstrahlung erreichte ein Auswertungszeitraum maximal  $400 \text{ W/m}^2$  und die Außenlufttemperatur reichte von  $-3 \text{ }^\circ\text{C}$  bis  $7 \text{ }^\circ\text{C}$ .

#### 7.4 Abschließende Bemerkungen

Wie hier und bereits in /2/ festgestellt wurde, wird der Wärmegewinn mit einem Absorber neben den meteorologischen Einflußgrößen sehr stark von der Entzugsleistung der Wärmepumpe bestimmt. Die Regelung des Wärmepumpen-Absorber-Systems mit ihren häufig wechselnden Leistungszuständen gestaltete die Ermittlung von statistisch gesicherten Leistungswerten für die Absorbersysteme in Abhängigkeit von meteorologischen Einflußgrößen sehr schwierig. Die Probleme ließen sich jedoch erheblich reduzieren, wenn sowohl die interne Regelung der Wärmepumpe (Ventilabhebung) aufgehoben würde als auch das gesamte Regelungskonzept darauf abgestimmt würde, weniger Schaltvorgänge an der Wärmepumpe und längere Laufzeiten in einer Stufe zu erzielen. Vorschläge, von denen auch bessere Arbeitszahlen der Wärmepumpe erwartet werden, werden in Kapitel 8 vorgetragen.

Bei einem Vergleich der ermittelten Leistungswerte der auf der KSH Schwalmtal installierten Absorber ist zu beachten, daß die Werte aus den genannten Gründen in Auswertungszeiträumen mit unterschiedlichen meteorologischen Randbedingungen und verschiedenen Leistungsstufen der Wärmepumpe - Stapel mit nur einem Kompressor, Dach mit beiden Kompressoren - berechnet wurden. Ein Vergleich mit den Ergebnissen anderer Energieabsorberanlagen /6, 8/ zeigt, daß die Werte des Energiedaches und des Energiestapels etwa in vergleichbaren Bereichen liegen und in dem gleichen Maße streuen.

Unter Berücksichtigung der klimatischen Bedingungen am Standort der KSH Schwalmtal (Niederrhein) ist der Betrieb einer Wärmepumpe mit einem Energiedach günstiger als mit einem Energiestapel. Folgende Vorteile sprechen für ein Energiedach in dieser Region:

- wenig Schneefall, der den Wärmeübergang erheblich beeinträchtigen kann,
- wenige Tag mit Außentemperaturen unter dem Gefrierpunkt, so daß auch nach kalten Nächten die Soletemperatur über 0 °C ansteigt und Eis- bzw. Reifschichten auf der Absorberoberfläche aufgelöst werden,
- vermehrtes Wärmeangebot in den Mittagsstunden, durch das die Arbeitszahl der Wärmepumpe zeitweise erheblich verbessert wird.

Der letztgenannte Vorteil wird jedoch wieder zunichte gemacht, wenn die Soletemperatur auf einen Höchstwert begrenzt wird, wie es in Schwalmtal der Fall ist.

Ein Energiestapel bietet in Regionen, in denen mit vermehrtem Schneefall gerechnet werden muß, den Vorteil, daß er auch dann noch betrieben werden kann, wenn der Betrieb einer Wärmepumpe mit einem Energiedach wegen eines erheblich verschlechterten Wärmeübergangs durch Eis- und Reifbildung nicht mehr möglich ist. Unter diesen Randbedingungen ist im Einzelfall abzuschätzen, wie sich der Vorteil einer längeren Betriebsdauer einer Wärmepumpe mit einem Energiestapel bei ungünstigen Wärmezugsbedingungen gegenüber einer höheren Arbeitszahl einer Wärmepumpe mit einem Energiedach bei günstigeren Wärmeentzugsbedingungen auf den mit der Wärmepumpe abdeckbaren Heizwärmeverbrauch und den Umweltenergiegewinn auswirken.

In anderen Versuchsanlagen wird die Möglichkeit der Direktnutzung von Sonnenenergie zur Beckenwassererwärmung in den Sommermonaten erprobt. Die Sole der Wärmepumpe-Anlage in Schwalmtal erreichte in den Sommermonaten 1983 bei Stillstand der Wärmepumpe und hoher Einstrahlung mit dem Energiedach Temperaturen von maximal 60 °C und 1984 mit dem Energiestapel von maximal 35 °C. Erwartungsgemäß lagen die Temperaturen beim Energiedach höher. Eine Direktnutzung zur Erwärmung des Beckenwassers wäre daher mit dem Energie-Dach möglich. Die Auswertung zu den Wärmeverbrauchern haben jedoch gezeigt, daß dem Beckenwasserkreislauf in den Sommermonaten nur wenig Wärme zugeführt wurde und der Bedarf folglich in einer Zeit, in der die Wärme verfügbar ist, sehr gering ist.

## 8. Änderungsvorschläge

Die Änderungsvorschläge haben zum Ziel, den Energieverbrauch des Heizungs- und Duschwasser-Kreislauf zu vermindern.

Bei der Ermittlung der Leistungswerte der Wärmepumpe wurde festgestellt, daß es sinnvoller ist, bei Hochdruck im Kondensator einen Kompressor abzuschalten als an beiden Kompressoren Ventile abzuheben.

Der Stromverbrauch der Hilfsantriebe kann gesenkt werden, indem die Umwälzpumpen im Solekreislauf (UPS1, UPS2 und UPS3) und im Heizungskreislauf (UP1) bei Stillstand der Wärmepumpe abgeschaltet werden. Dann muß die Regelung mit dem Regler R1 (Bild 2.1,1) in den Kreislauf mit dem Heizwärmeverteilungssystem und den Heizwasserspeichern verlegt werden, weil die Heizwasserleitung am Kondensator der Wärmepumpe nicht ständig von Wasser durchflossen wird.

In Bild 59 sind die geplanten Änderungsmaßnahmen eingezeichnet. Die Temperatur in den Heizwasserspeichern wird außentemperaturabhängig geführt. Der Fühler  $T_1$  soll die Wärmepumpe zur Heizwassererwärmung einschalten, der Fühler  $T_7$  die Leistungsstufen der Wärmepumpe ansteuern und diese wieder ausschalten.

Folgende Aufgaben muß die Regelung erfüllen: um lange Laufzeiten der Wärmepumpe zu erreichen und häufige An- und Abfahrvorgänge zu vermeiden, soll ein möglich großes Heizwasservolumen zur Erwärmung verfügbar sein; wenn die Wärmepumpe Duschwasser erwärmt, sollen die Heizwasserspeicher in dieser Zeitspanne den Wärmebedarf der Verbraucher im Heizwärmeverteilungssystem decken.

In den Auswertungen wurde gezeigt, daß der Wärmeeintrag mit der Wärmepumpe in den Duschwasserkreislauf unterschiedlich hoch war. Folglich war auch die tägliche Zeitdauer, in der die Wärmepumpe das Duschwasser erwärmte, unterschiedlich lang. Sie hing vom Duschwasserverbrauch und vom Wärmeeintrag der WRG-Anlage ab. Als viel Duschwasser verbraucht wurde oder die WRG-Anlage wenig Wärme lieferte, wurde die Wärmepumpe häufig zur Duschwassererwärmung umgeschaltet. Da in diesem Fall mehr Wärme in den Heizwasserspeichern bevorratet werden soll, muß das Speichervolumen oberhalb des Fühlers  $T_1$  größer sein als im umgekehrten Fall.

Im Herbst 1984 wird eine neue WRG-Anlage eingebaut. Es wird erwartet, daß die WRG-Anlage alles anfallende Duschabwasser nutzt und einen hohen Beitrag zur Duschwassererwärmung leistet. Umso kürzer werden die Laufzeiten der Wärmepumpe zur Duschwassererwärmung sein und umso kleiner kann der Volumenbereich oberhalb des Temperaturfühlers  $T_1$  gewählt werden. Die günstigste Lage des Temperaturfühlers  $T_1$  muß im praktischen Betrieb nach dem Umbau beider Anlagen ermittelt werden. Sie ist dadurch gekennzeichnet, daß einerseits die Fremdheizung

über den Regler 2 nicht einsetzt, wenn die Wärmepumpe das Duschwasser erwärmt, andererseits die Wärmepumpe lange Laufzeiten bei der Aufheizung des Heizwasserspeichers erreicht - großer Volumenbereich zwischen  $T_1$  und  $T_7$ .

Es ist ein weiterer Regler 6 vorgesehen, der den Kondensator der Wärmepumpe vor Überhitzung schützen soll. Wenn die Rücklauftemperatur  $T_8$  zwei einstellbare Sollwerte überschreitet, sollen nacheinander die beiden Kompressoren der Wärmepumpe abgeschaltet werden. Diese Regelung wäre auch bei Duschwassererwärmung wirksam.

Bei der Beschaffung der neuen Regler 1 und 6 soll darauf geachtet werden, daß diese benutzerfreundlich gestaltet und einfach zu bedienen sind. Sie sollen in den bestehenden Schaltschrank eingebaut werden und die beiden Kompressoren der Wärmepumpe ein- bzw. ausschalten. Der vorhandene Regler 1 soll ausgebaut werden.

Der Stromverbrauch der Hilfsantriebe kann weiter gesenkt werden, indem die Wärmeträgerflüssigkeit im Solekreislauf nur mit einer Umwälzpumpe gefördert wird. Durch einfache Umbaumaßnahmen an der bestehenden Anlage sind solche Einsparungen erreichbar: die Umwälzpumpen UPS2 und UPS3 werden stillgelegt bzw. ausgebaut, der Solespeicher wird ebenfalls ausgebaut und die Leitungen gerade miteinander verbunden sowie das Ventil 3 geöffnet. Die Regelung 5 bleibt bestehen. Gegebenenfalls muß eine etwas größere Umwälzpumpe UPS1 eingesetzt werden. Damit kann auch mit einem geringeren Energieverbrauch erreicht werden, daß der Verdampfer der Wärmepumpe einerseits von einem geforderten Mindestvolumenstrom durchflossen andererseits aber nicht mit zu hohen Temperaturen beaufschlagt wird. Wegen der bestehenden Probleme mit der Wärmepumpe und der fehlenden Erfahrung mit einer solchen Beimischung in einem Solekreislauf soll dieser Umbau jedoch nicht durchgeführt werden.

## 9. Zusammenfassung

Um den Energieverbrauch zur Heiz- und Duschwassererwärmung zu senken, wurden in der KSH Schwalmtal zwei Anlagen zum Wärmerückgewinn aus Dusch- und Beckenabwasser sowie eine Wärmepumpe mit einem Energiedach und einem Energiestapel eingebaut. Das Heiz- und Regelungssystem ist derart aufgebaut, daß der Wärmebedarf zuerst von den WRG-Anlagen, anschließend von der Wärmepumpe und zuletzt über die Wärmetauscher von der Fremdheizung - gasgefeuerter Heizkessel der benachbarten Schule - gedeckt wird.



Mit den Abwasser- und Umweltwärme nutzenden Anlagen konnte der Endenergieverbrauch zur Deckung des Dusch- und Heizwasserwärmebedarfs gesenkt werden. Im Auswertungszeitraum 1.4.1983 bis 31.3.1984 wurde den Verbrauchern des Dusch- und Heizwasserkreislaufs 494,5 MWh (100%) Nutzwärme zugeführt. Die Regelungs-, Verteilungs- und Umwandlungsverluste betragen 110,8 MWh (23%). 57% des Wärmeverbrauchs wurden mit Abwasserwärme oder Umweltenergie, 47% mit elektrischer Energie und 9% mit der Fremdheizung gedeckt. Teilt man die Wärmeerzeugung auf die energiesparenden Anlagen auf, so wurde von der Wärmepumpe 60% mit einer mittlere Kompressorarbeitszahl von 2,2, von der Anlage zum Wärmerückgewinn aus Beckenabwasser 22% mit einer mittleren Arbeitszahl von 9,5 und von der Anlage zum Wärmerückgewinn aus Duschatwasser 16% der Wärme mit einer mittleren Arbeitszahl von 6,85 geliefert und zum Antrieb der Hilfsantriebe (Umwälzpumpen, Regelung) 16% der Energie eingesetzt.

Der Duschwasser- und Duschwasserwärmeverbrauch war von der Besucherzahl, vom Besuchertyp und von dem Wasserdurchsatz an den Blenden der Brauseköpfe, die im Auswertungszeitraum ausgetauscht wurden, abhängig. Das Duschwasser wurde von der WRG-Anlage, der Wärmepumpe und der Fremdheizung erwärmt. Innerhalb des Auswertungszeitraums wurden einerseits Regler verstellt, andererseits waren Wärmeerzeuger nicht voll einsatzfähig. Die Auswirkung der verschiedenen Einflußgrößen und Änderungsmaßnahmen auf den Energieverbrauch und den Deckungsanteil der Wärmeerzeuger werden erläutert.

Heizseitig versorgen Wärmepumpe und Fremdheizung die Verbraucher kleines Becken, großes Becken, statische Heizung, Deckenheizung und Nacherhitzer Lüftung.

Die Wärmezufuhr in den Beckenwasserkreislauf hing von dem Komfortangebot des Schwimmbades - Planschbecken mit erhöhter Temperatur, Warmbadetag -, vom Zeitraum der Großreinigung sowie von den Schlepp-, Leck- und Verdunstungsverlusten ab.

Der Wärmeverbrauch der statischen Heizung und Deckenheizung war von der Außentemperatur abhängig. Im Auswertungszeitraum konnten zwei Teilzeiträume unterschieden werden, die durch den Zeitpunkt der Sollwertverstellung an den Reglern der Wärmepumpe und Fremdheizung getrennt werden. Die Sollwerte wurden verstellt, weil bei sinkender Außentemperatur im Dezember 1983 der Wärmebedarf nicht ausreichend gedeckt werden konnte. Daher wurde im zweiten Teilauswertungszeitraum mehr Wärme von der statischen Heizung und Deckenheizung abgegeben.

Mit sinkender Außentemperatur unterhalb etwa  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$  stieg der Wärmeverbrauch der Luftnacherhitzer linear an. Bei einer höheren Außentemperatur als  $10\text{ }^{\circ}\text{C}$  wurde nur noch die Luft zwischen den Umkleide- und Duschräumen erwärmt.

Die täglich von der Wärmepumpe und Fremdheizung zu erzeugende Wärmemenge setzte sich aus dem Bedarf der einzelnen Verbraucher zusammen. Wie bei der Beschreibung des Verbraucherwärmebedarfs wurde auch die Wärmeerzeugung mit der Wärmepumpe und der Fremdheizung getrennt nach den beiden Teilzeiträumen und mit dem Beckenwasserwärmebedarf als Parameter in Abhängigkeit von der Außentemperatur aufgezeichnet.

Die Laufzeit und Leistungsabgabe der Wärmepumpe war von vielen Einflußgrößen abhängig. Wechselnde meteorologische Randbedingungen und Wärmebedarfsanforderungen sowie die interne Regelung der Wärmepumpe führten zu einem instationären Betriebsverhalten der Wärmepumpe, das in Bildern mit ausgesuchten Tagesverläufen beschrieben wird. Das aus Meßwerten erstellte Leistungsdiagramm der Wärmepumpe zeigt, daß die Wärmepumpe häufig mit Ventilabhebung in Betrieb war. Für diese Zeiträume wurden niedrige Arbeitszahlen - 1,4 bis 2,3 - errechnet und die vom Hersteller genannten Nenndaten bei den angegebenen Randbedingungen nicht erreicht. Die Leistungswerte und das Betriebsverhalten der Wärmepumpe waren nicht zufriedenstellend und stimmten nicht mit den Erfahrungen an Anlagen gleicher Größenordnung überein.

Das instationäre Betriebsverhalten der Wärmepumpe gestaltete die Ermittlung von Leistungswerten zu den Absorbersystemen Energiedach und Energiestapel sehr schwierig. Die Meßwerte streuen in den Leistungsdiagrammen, in denen der Wärmedurchgangskoeffizient (k-Wert) in Abhängigkeit von der Windgeschwindigkeit aufgetragen wurde, über einen weiten Bereich. Die Ergebnisse stimmen mit denen vergleichbarer Anlagen, die nicht auf Versuchsständen sondern im praktischen Einsatz untersucht wurden, hinsichtlich der Größenordnung der Leistungswerte und der Streuung überein. Unter Berücksichtigung der klimatischen Bedingungen am Standort der KSH Schwalmtal ist der Betrieb einer Wärmepumpe mit einem Energiedach günstiger als mit einem Energiestapel. Die Vorteile des Energiedaches werden erläutert. Eine direkte Nutzung der Sonnenenergie mit dem Energiedach zur Beckenwassererwärmung in den Sommermonaten wäre möglich, da die Soletemperatur bis auf etwa  $60\text{ }^{\circ}\text{C}$  anstieg. Die Auswertungen zum Beckenwasserwärmebedarf haben jedoch gezeigt, daß in den Sommermonaten nur wenig Wärme in den Beckenwasserkreislauf eingeführt wurde und folglich der Wärmebedarf sehr gering war.

Der Energieverbrauch ließe sich noch weiter verringern, wenn das Betriebsverhalten der Wärmepumpe und der Anlage zum Wärmerückgewinn aus Duschabwasser verbessert werden könnte. Bei der Wärmepumpe ist es vorteilhaft, einen Kompressor abzuschalten und nicht die Ventile abzuheben. Vorschläge, die die WRG-Anlage betreffen, werden in einem anderen Bericht vorgetragen. Weiterhin werden eine Reihe von Änderungsmaßnahmen an den Reglern und an der Lage der Regelfühler beschrieben, die zum Ziel haben, den Energieverbrauch der Hilfsantriebe zu senken. Wenn diese Vorschläge und Maßnahmen verwirklicht werden, ist damit zu rechnen, daß der Energiebedarf vermehrt durch Wärmerückgewinn und Umweltenergie und weniger durch elektrische Energie und Fremdheizung gedeckt werden kann.

## Literaturverzeichnis

- /1/ Leisen, K.:  
Kleinschwimmhalle Schwalmtal, Wärmerückgewinn aus Duschabwasser,  
Wärmerückgewinn aus Beckenwasser.  
1. Zwischenbericht der Forschungsstelle für Energiewirtschaft (FfE) zum  
Auftrag 178.89; München, April 1984.
- /2/ Maßmeyer, K. und R. Posorski:  
Wärmeübergänge am Energieabsorber und deren Abhängigkeit von me-  
teorologischen Parametern.  
KFA-Jülich, Jül - Spez - 184 (1982).
- /3/ Leisen, K.:  
Energieabsorber - Wärmepumpen - Heizungsanlage Lennep.  
Bericht der Forschungsstelle für Energiewirtschaft (FfE) zum Auftrag  
178.86; München, März 1984.
- /4/ Bundesverband Solarenergie, BSE:  
Gebrauchstauglichkeit von Energieabsorbern.  
Essen: Pomp & Subkowiak - Verlag 1982.
- /5/ Krumm, W., F.N. Fett und G. Wozny:  
Simulation des stationären und instationären Betriebsverhaltens eines  
Flach-Energieabsorbers.  
HLH 34 (1983) Nr. 12, S. 491/97.
- /6/ Leisen, K.:  
Theoretische und experimentelle Untersuchungen am Energiestapel.  
Juli 1981.
- /7/ Schimmelpfennig, K.:  
Flächenwärmetauscher.  
KWK, Band 52. Karlsruhe: Müller-Verlag 1982.
- /8/ Dietrich, B.:  
Betriebsergebnisse von Energieabsorberanlagen.  
RWE informiert 202.

### Wärmeerzeugersystem

Wärmetauscher 1	252	kW
Wärmetauscher 2	110	kW
Wärmetauscher 3	90	kW

### Wärmeverteilungssystem

statische Heizung	28	kW
Deckenheizung	3,5	kW
Wärmetauscher großes Becken	730	kW
Wärmetauscher kleines Becken	52	kW
Lüftung Nacherhitzung Schwimmhalle	2 *50	kW
Lüftung Nacherhitzung Umkleideraum	40	kW
Lüftung Duschräume	3,3	kW
Lüftung Eingangshalle, Personal	12,6	kW
Lüftung Solarium	13,3	kW

Tabelle 1: Nenndaten der Wärmetauscher

Typ: LUWA, PCW 070 - TQ  
elektrisch angetriebene Sole-Wasser-Wärmepumpe

Kältemittel	R 22
minimale Heizleistung	90 kW
Antriebsleistung	44 kW
Leistungszahl	
- Soleeintritt 2 °C Heizwasservorlauf 45 °C	2,8
- Soleeintritt -3 °C Heizwasservorlauf 50 °C	2,5
minimale Soletemperaturen	
- Eintritt	- 7 °C
- Austritt	-10 °C
Solevolumenstrom	17,6 m <sup>3</sup> /h
Heizwassertemperaturen	
- Eintritt	40 °C
- Austritt	55 °C
Leistungsstufen	25/50/75/100 %

Tabelle 2: Leistungsdaten der Wärmepumpe der KSH Schwalmtal

Typ: VDM

eloxierte Aluminium-Rollband-Platten  
mit integrierten Solekanälen

Wärmetauscherfläche (Summe der Ober- und Unterseite)	807 m <sup>2</sup>
Anzahl der Absorberplatten	204 Stück
Plattenabmessungen	2,3 m x 0,86 m
Gewicht einer Platte	
- leer	8,2 kg
- im Betriebszustand	13,2 kg
Soleinhalt einer Platte	5 l
Solevolumenstrom durch eine Platte	259 l/h
spez. Leistungsabgabe (schwache Globalstrahlung, 5 K Differenz zwischen der mittleren Soletemperatur und der Außenluft- temperatur)	ca. 50 W/m <sup>2</sup>
Leistungsabgabe des Energiedaches	ca. 44 kW
Fläche des Schwimmhallendaches	610 m <sup>2</sup>
mittlere Dachhöhe über dem Gebäude	7,5 m

Tabelle 3: Technische Daten des Energiedaches der KSH Schwalmtal

Typ: VDM

eloxierte Aluminium-Rollbond-Platten  
mit integrierten Solekanälen

Wärmetauscherfläche (Summe der Ober- und Unterseite)	793 m <sup>2</sup>
Anzahl der Absorberplatten	192 Stück
Plattenabmessungen	2,4 m x 0,86 m
Gewicht einer Platte	
- leer	8,4 kg
- im Betriebszustand	9,9 kg
Soleinhalt einer Platte	1,5 l
Solevolumenstrom durch eine Platte	92 l/h
spez. Leistungsabgabe (5 K Differenz zwischen der mittleren Soletemperatur und der Außenluft- temperatur)	ca. 45 W/m <sup>2</sup>
Leistungsabgabe des Energie-Stapels	ca. 36 kW
Abmessungen des Energie-Stapels	
- Länge	4,2 m
- Breite	2,4 m
- Höhe	3,8 m
Betriebsgewicht des Energie-Stapels	ca. 6 t
Fläche des Treppenhausdaches	26 m <sup>2</sup>
Dachhöhe über Gelände	7,5 m

Tabelle 4: Technische Daten des Energie-Stapels der KSH Schwalmtal



Checkliste Wärmeerzeuger

Wöchentliche Kontrollen 5)

Monat:

19 ..

Datum									
Uhrzeit									
Anlaß 1)									
Wärmepumpe	es läuft Stufe								
	Betr. h. Stufe 1								
	Betr. h. Stufe 2								
	Druck Kondensator								
	Druck Verdampfer								
	Druck Kompressor 1								
	Druck Kompressor 2								
	Temperatur Hzg VL								
	Temperatur Hzg RL								
	Temperatur Sole warm								
Temperatur Sole kalt									
bei Störung 2)									
Verbraucher (wW, Hzg)									
Solekreislauf	Absorber 3)								
	Temperatur Sole warm								
	Temperatur Sole kalt								
	Temp. Speicher oben								
	Temp. Speicher mitte								
	Temp. Speicher unten								
	Druck Dach								
Druck Stapel									
Heizungs- kreislauf	Temp. Speicher li.un								
	Temp. Speicher li.ob								
	Temp. Speicher mi.un								
	Temp. Speicher mi.ob								
	Temp. Speicher re.un								
	Temp. Speicher re.ob								
Fremdheizung ein 4)									

Monatliche Kontrollen (Dichtigkeitsprüfungen nicht nach Regen)

- Schlauchverbindungen Energie-Stapel i.O.   n.i.O 5)
- Schlauchverbindungen Energie-Dach i.O.   n.i.O
- Entlüftungsstellen Energie-Stapel i.O.   n.i.O
- Entlüftungsstellen Energie-Dach i.O.   n.i.O
- Solekreislauf Energie-Stapel entlüftet ja   nein
- Solekreislauf Energie-Stapel gefüllt ja   nein
- Solekreislauf Energie-Dach entlüftet ja   nein
- Solekreislauf Energie-Dach gefüllt ja   nein

1) K = Kontrollgang, S = Störung  
 2) Taster: HD, ND, K1, K2, 1.1, 1.2, 2.1, 2.2  
 3) S = Stapel, D = Dach  
 4) nein, WW = Warmwasser, Hzg = Heizung  
 5) nähere Erläuterungen auf die Rückseite

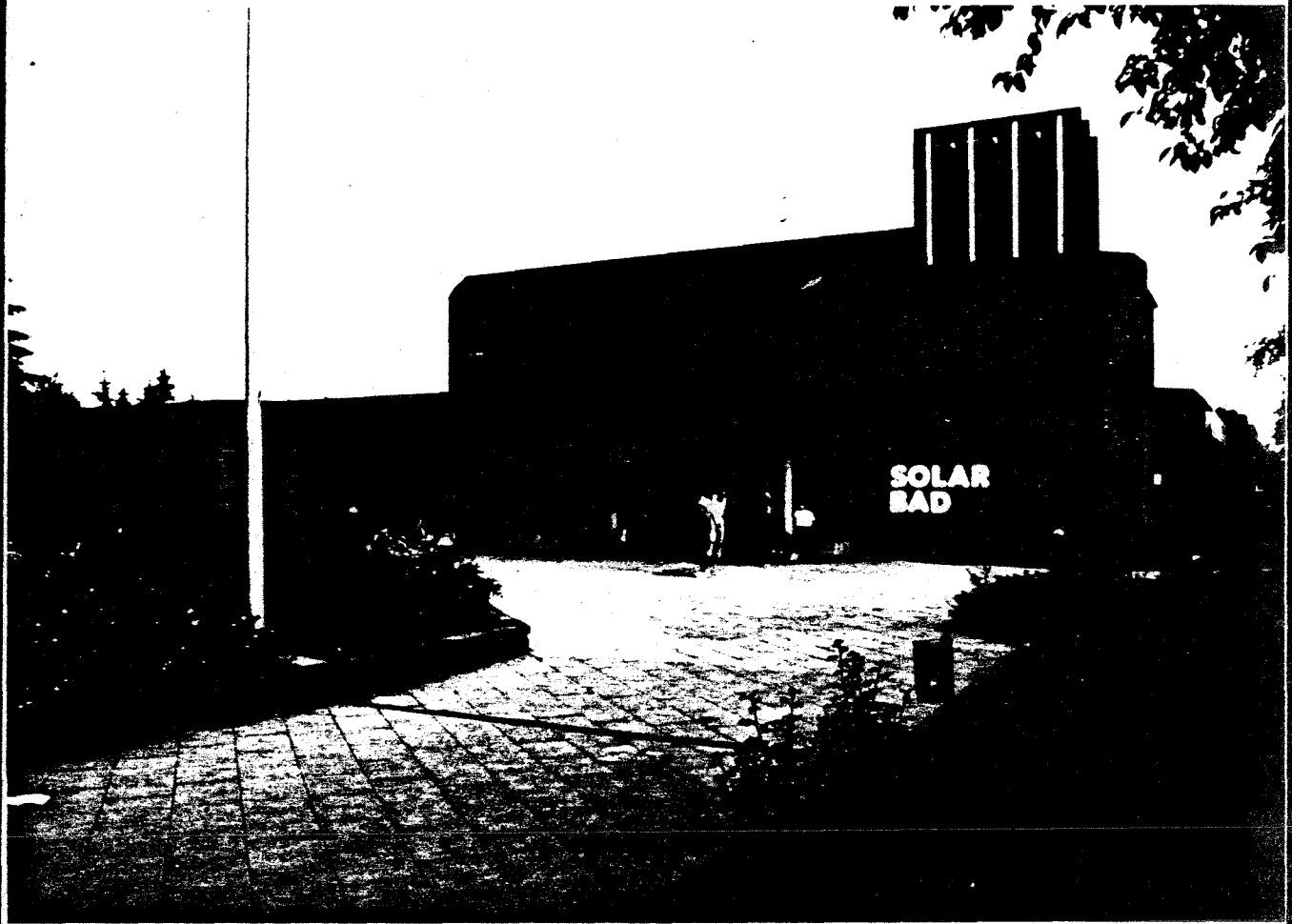
Tabelle 5: Formblatt zur Betriebskontrolle der Heizwärmeerzeugeranlage

Meßstelle	Einheit	Mittwoch 15.2.84	Donnerstag 22.3.84
Außentemperatur	°C	-1,5	4,5
Besucher-Schüler	Pers./d	277	126
-Öffentlichkeit	Pers./d	180	180
Wärmeerzeuger Wärmepumpe	kWh/d	1.420	1.693
davon - Heizwasser	kWh/d	981	1169
- Duschwasser	kWh/d	439	524
Wärmeeintrag Fremdheizung	kWh/d	103	28
davon - Heizwasser	kWh/d	103	28
- Duschwasser	kWh/d	3	0
Wärmeeintrag WRG Duscabw.	kWh/d	109	0
Wärmeverbrauch großes Becken	kWh/d	51	374
Wärmeverbrauch kleines Becken	kWh/d	560	487
Laufzeit Kompressor 1	h/d	23	5,5
Laufzeit Kompressor 2	h/d	23	24
Umweltenergiegewinn	kWh/d	565	1015
Stromverbrauch WP Kompressor	kWh/d	855	678
Arbeitszahl	kWh/d	1,66	2,5

Tabelle 6: Tagesmittelwerte und -verbrauchswerte vom 15.2 und 22.3.1984

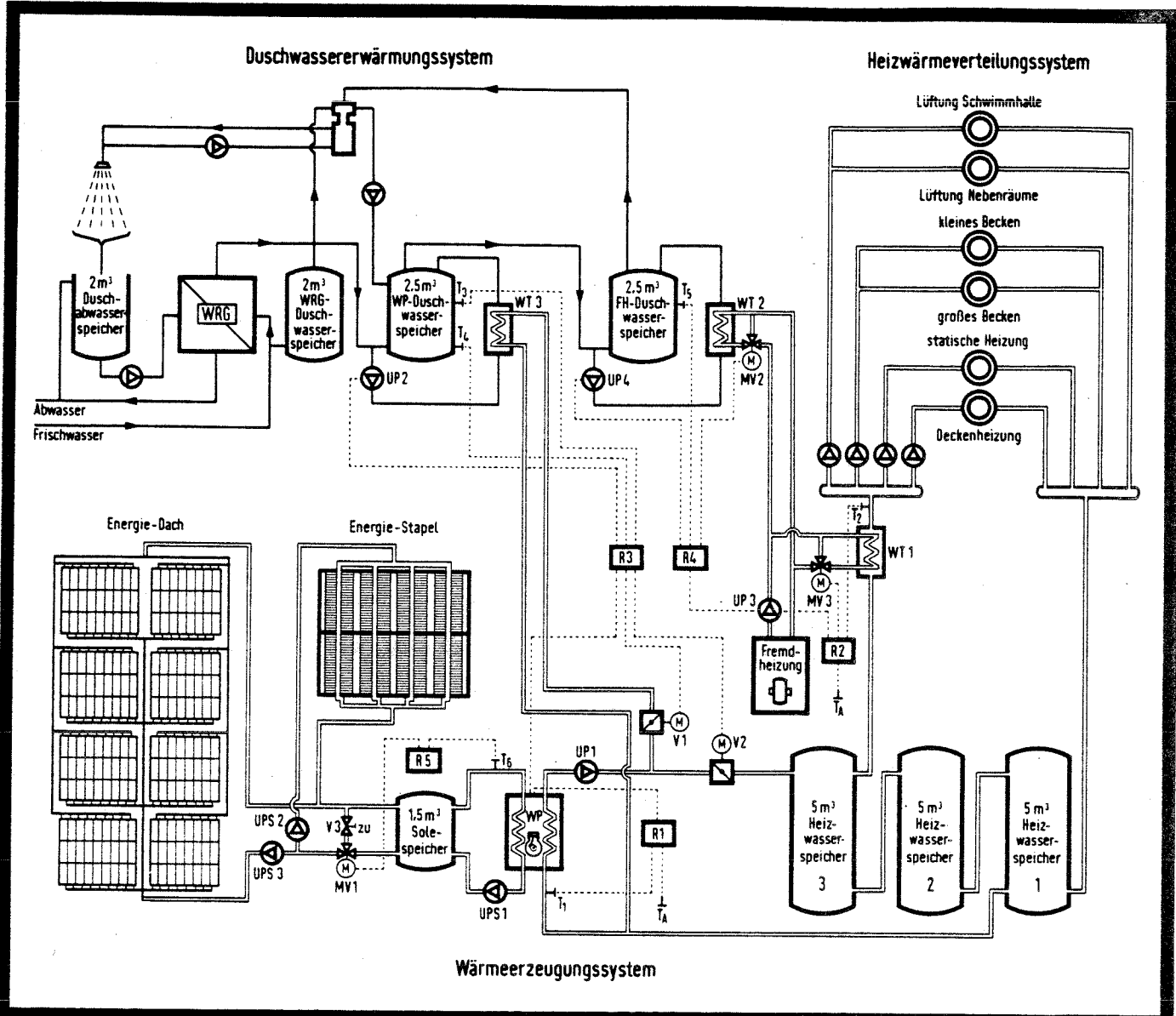
Bild Nr.	Kurven Nr.	Anzahl der Meßwerte	Kenngrößen der Regressionsgleichungen Koeffizienten				Bestimmtheitsmaß
			a		b		
		n	Wert	Einheit	Wert	Einheit	B
34	1	278	101,96	kW	3,34	kW/°C	0,80
	2	164	47,10	kW	1,53	kW/°C	0,75
	3	300	51,55	kW	2,36	kW/°C	0,82
	4	290	14,60	kW	1,73	kW/°C	0,80
35	1	278	4,14	-	-0,035	1/K	0,78
	2	175	4,47	-	-0,051	1/K	0,72
	3	370	4,40	-	-0,054	1/K	0,87
	4	308	4,82	-	-0,082	1/K	0,66

Tabelle 7: Kenngrößen der linearen Regressionsgleichung  $y = a + bx$

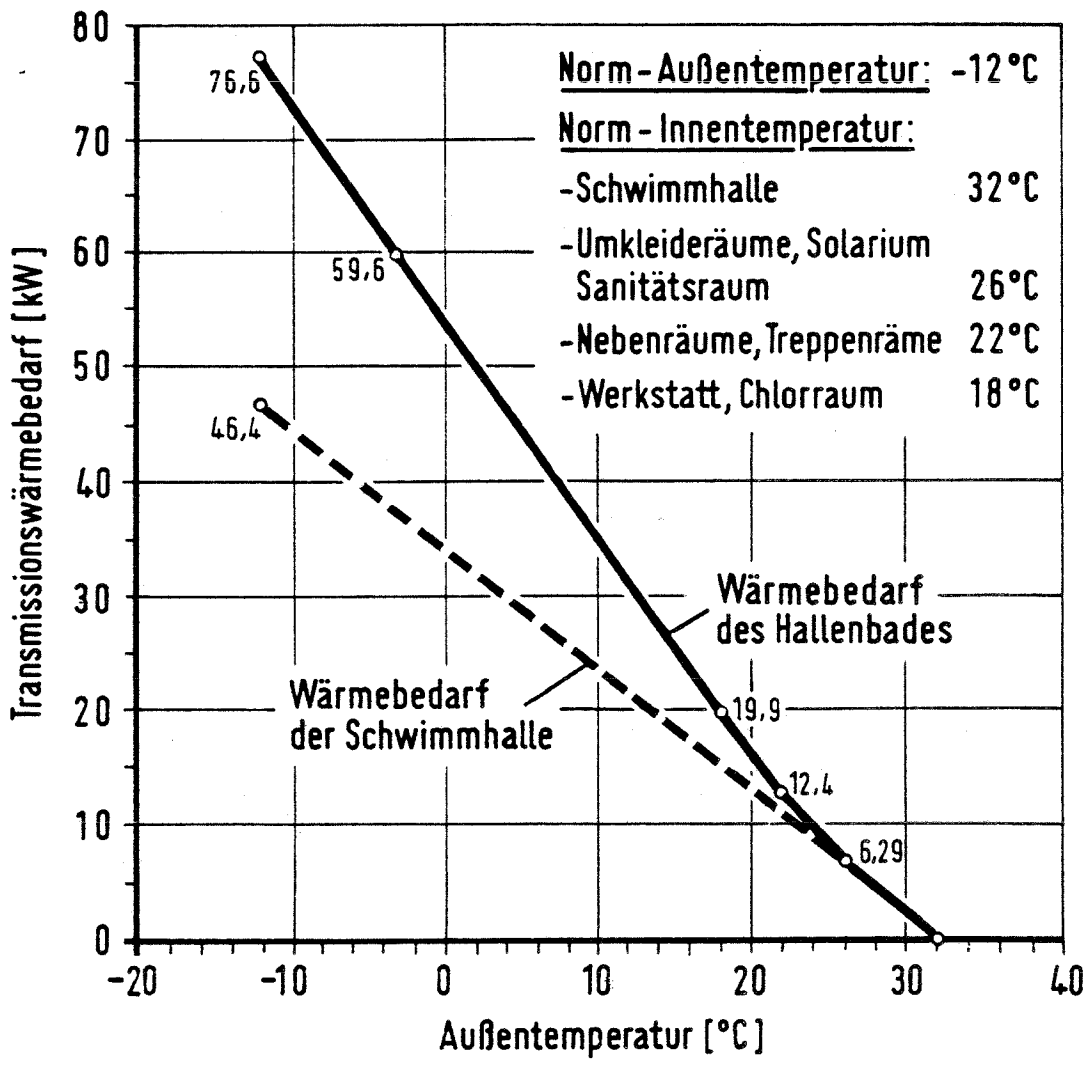


KSH Schwalmtal  
Eingang zum Hallenbad mit  
Energistapel auf dem Treppenhaus

Bild 1

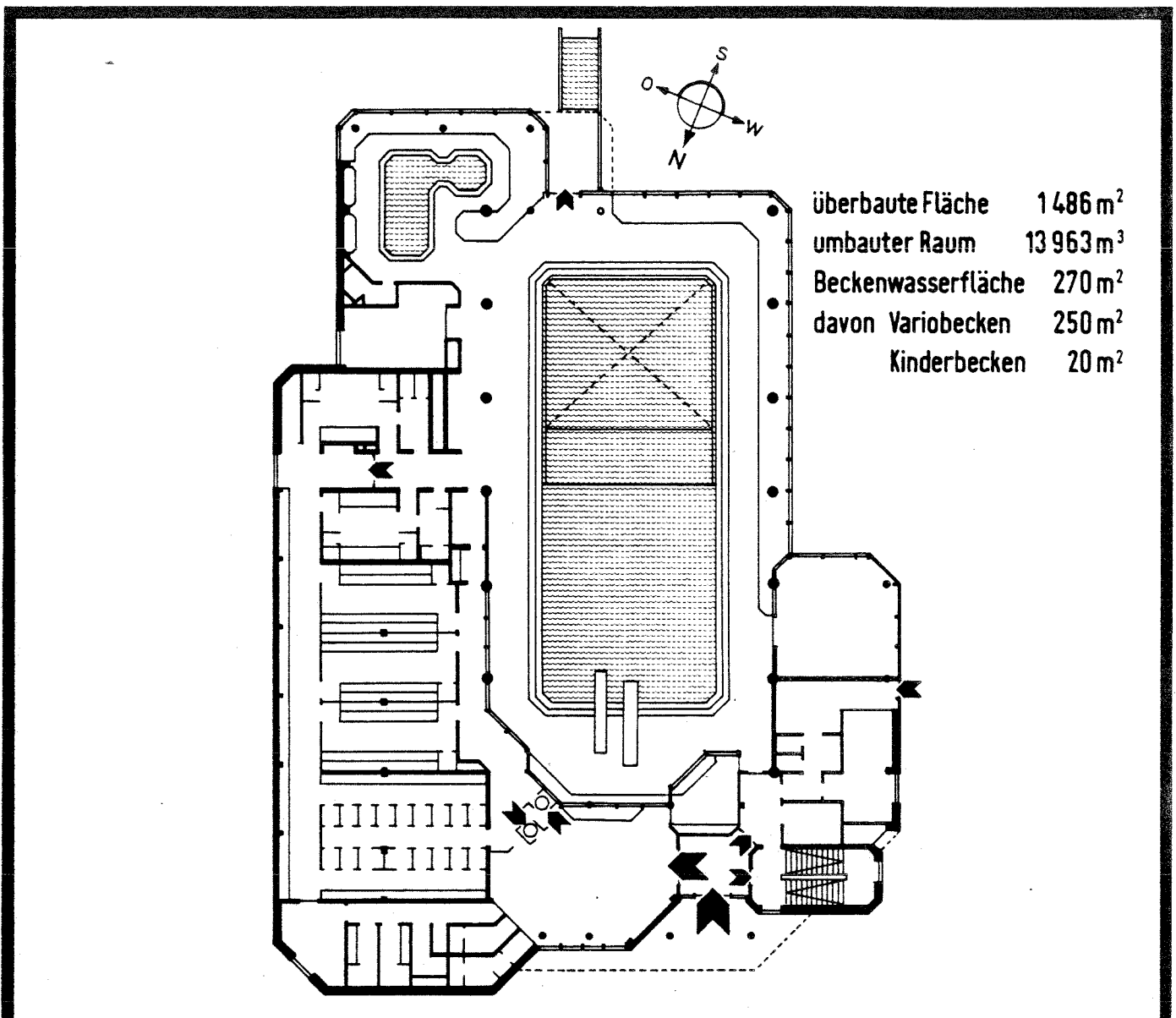


**KSH Schwalmtal**  
**Schema des Heizungs- u. Duschwasser-Kreislaufs**  
**mit Reglern**



**KSH Schwalmtal**

Abhängigkeit des Transmissionswärmebedarfs des Gebäudes von der Außentemperatur (aus den Berechnungsunterlagen)



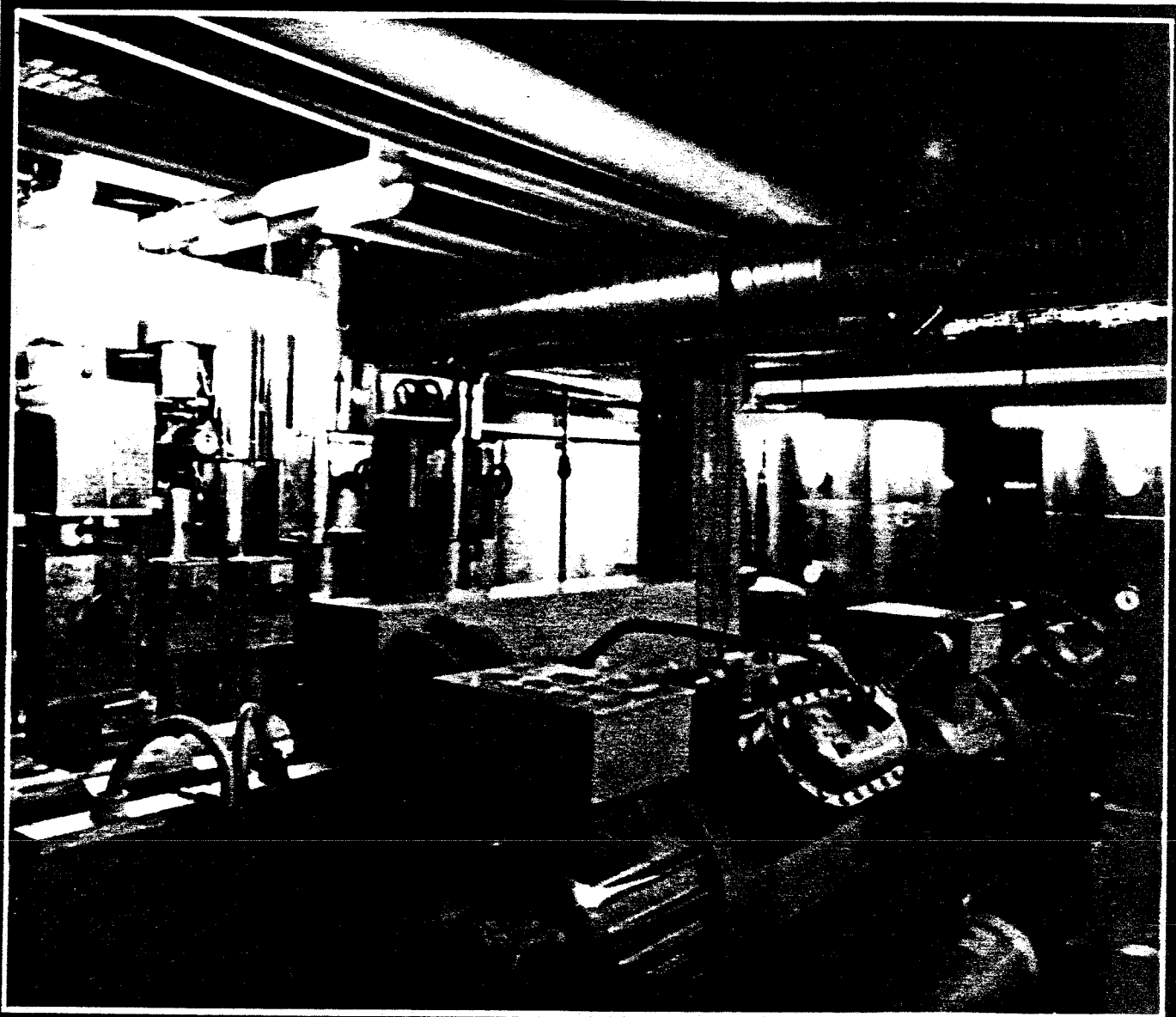
überbaute Fläche 1486 m<sup>2</sup>  
 umbauter Raum 13963 m<sup>3</sup>  
 Beckenwasserfläche 270 m<sup>2</sup>  
 davon Variobecken 250 m<sup>2</sup>  
 Kinderbecken 20 m<sup>2</sup>

KSH Schwalmtal  
Erdgeschoßgrundriß

Bild 4

P L A N L E G E N D E

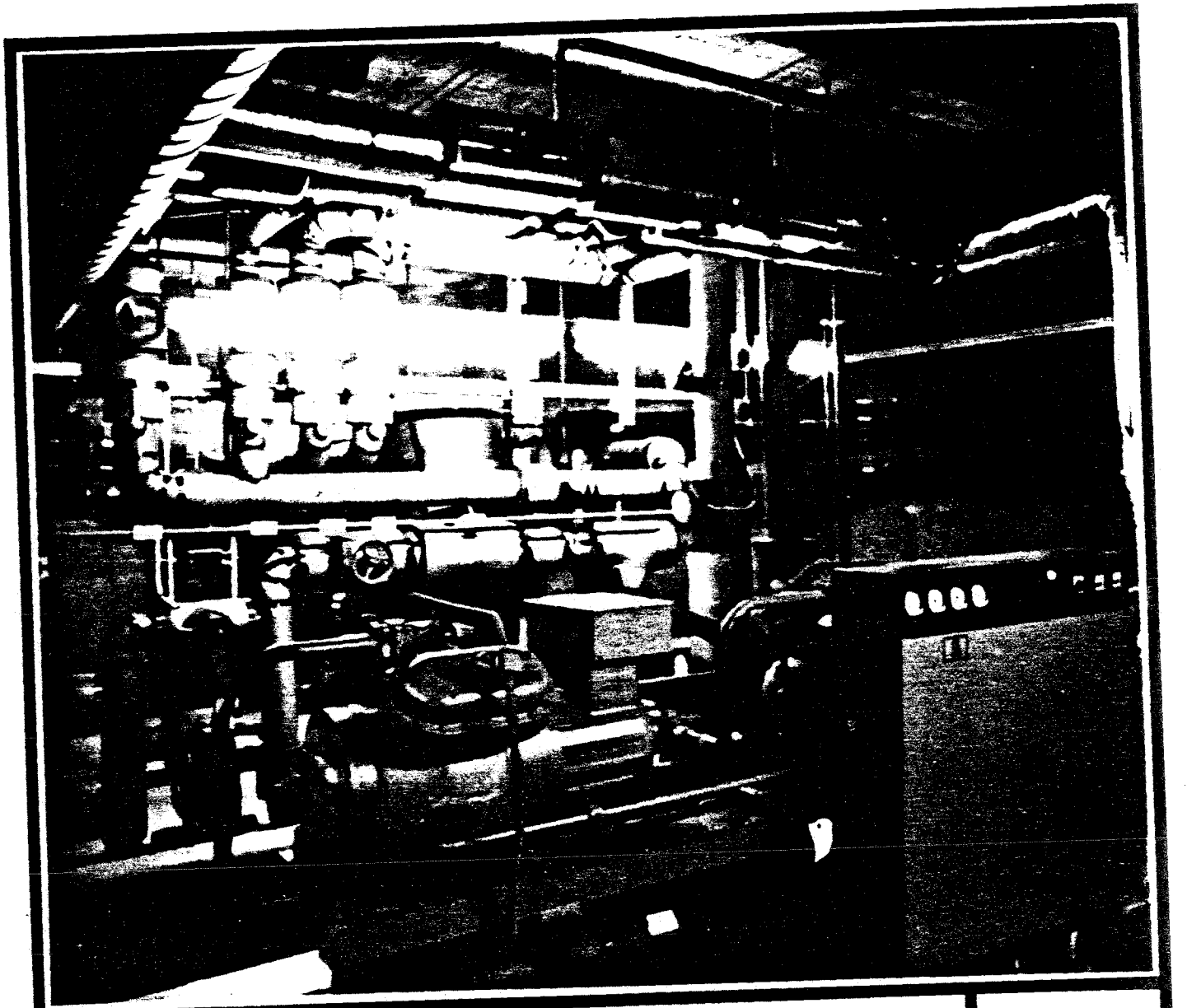
- |    |                      |    |                         |    |                           |
|----|----------------------|----|-------------------------|----|---------------------------|
| 1  | überdachter Vorplatz | 11 | Barfußgang              | 21 | Variobecken               |
| 2  | Windfang             | 12 | Behindertenumkleide     | 22 | Ausgang zur Liegewiese    |
| 3  | Eingangshalle        | 13 | Duschraum               | 23 | Durchschreitebecken       |
| 4  | Autom. Kassenanlage  | 14 | Toiletten               | 24 | Flur                      |
| 5  | Aufsicht             | 15 | Putzraum                | 25 | Treppenhaus               |
| 6  | Toiletten            | 16 | Geräteraum              | 26 | Sanitätsraum              |
| 7  | Personaltrakt        | 17 | Wickelraum, WC          | 27 | Toilette                  |
| 8  | Stiefelgang          | 18 | Mutter- und Kindbereich | 28 | Chlorraum                 |
| 9  | Wechselzellen        | 19 | Planschbecken           | 29 | Büro- u. Meßraum          |
| 10 | Sammelumkleiden      | 20 | Schwimmballe            | 30 | Solarium                  |
|    |                      |    |                         | 31 | P.R.-Raum im Untergeschoß |



KSH Schwalmtal  
Wärmepumpe mit Heizwärmeverteilungs-  
system (links) und Heizwasserspeicher (rechts)

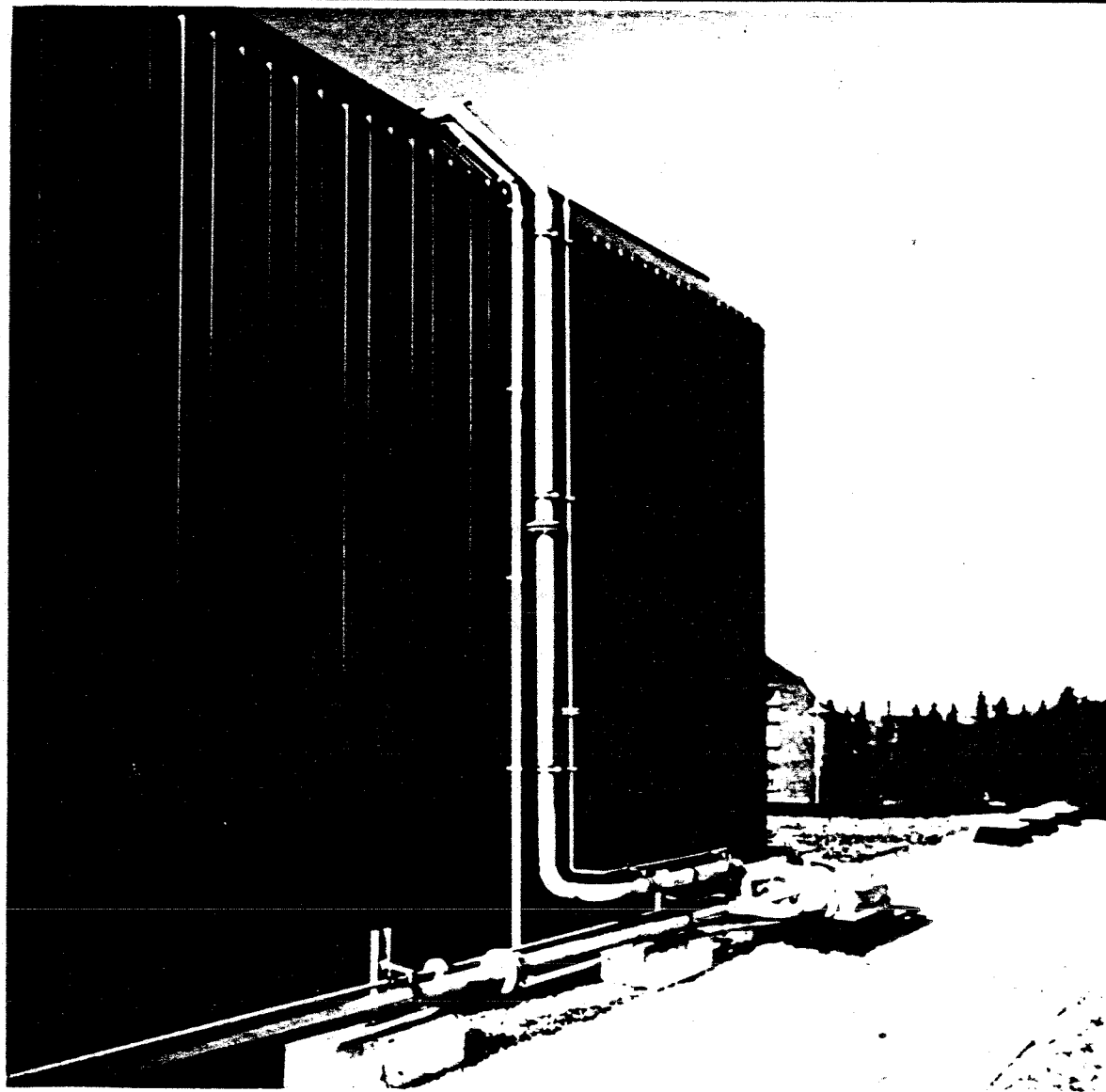
Bild 5





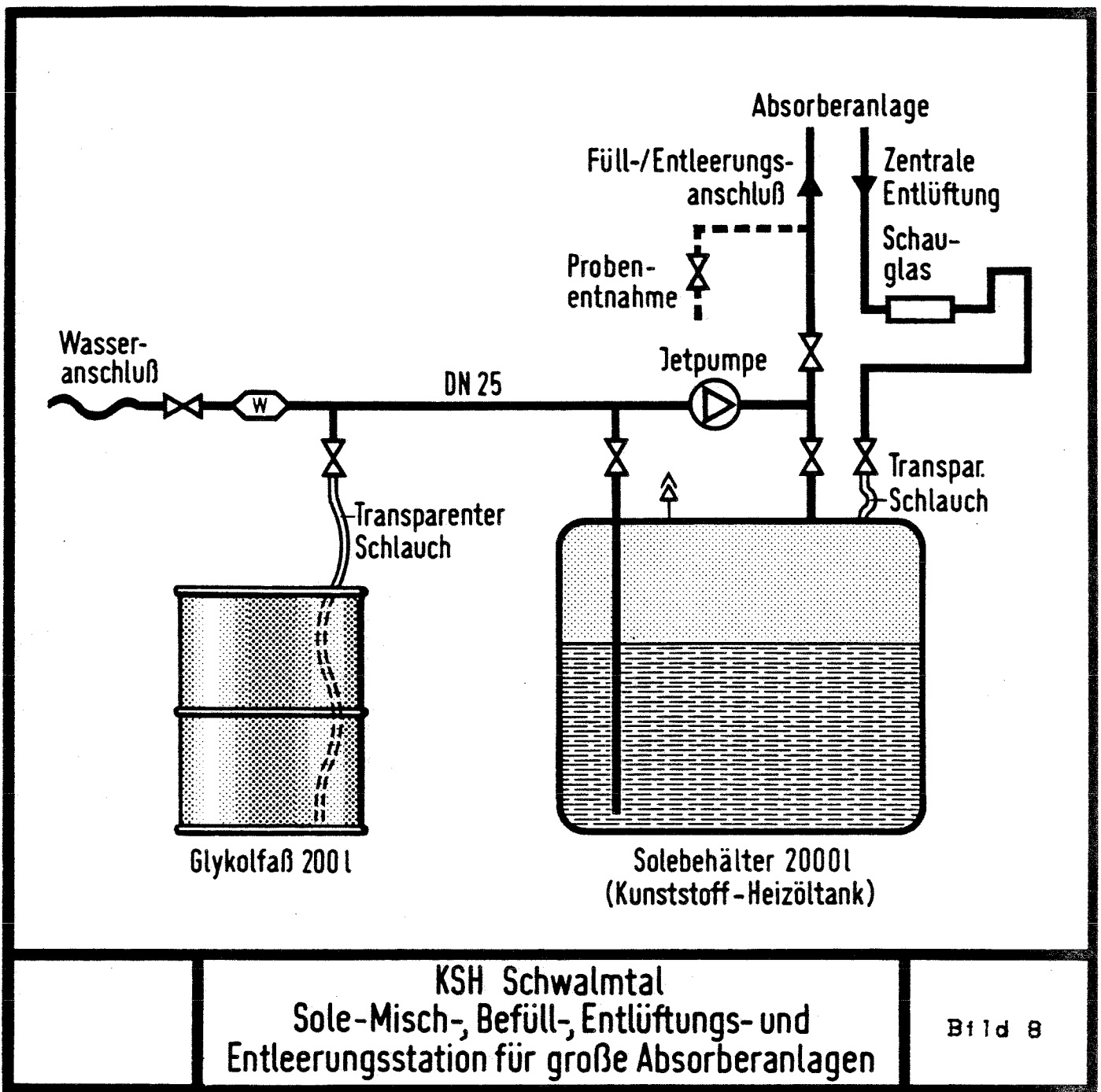
KSH Schwalmthal  
Wärmepumpe mit Soleverteilungsleitungen  
und Solespeicher

Bild 6

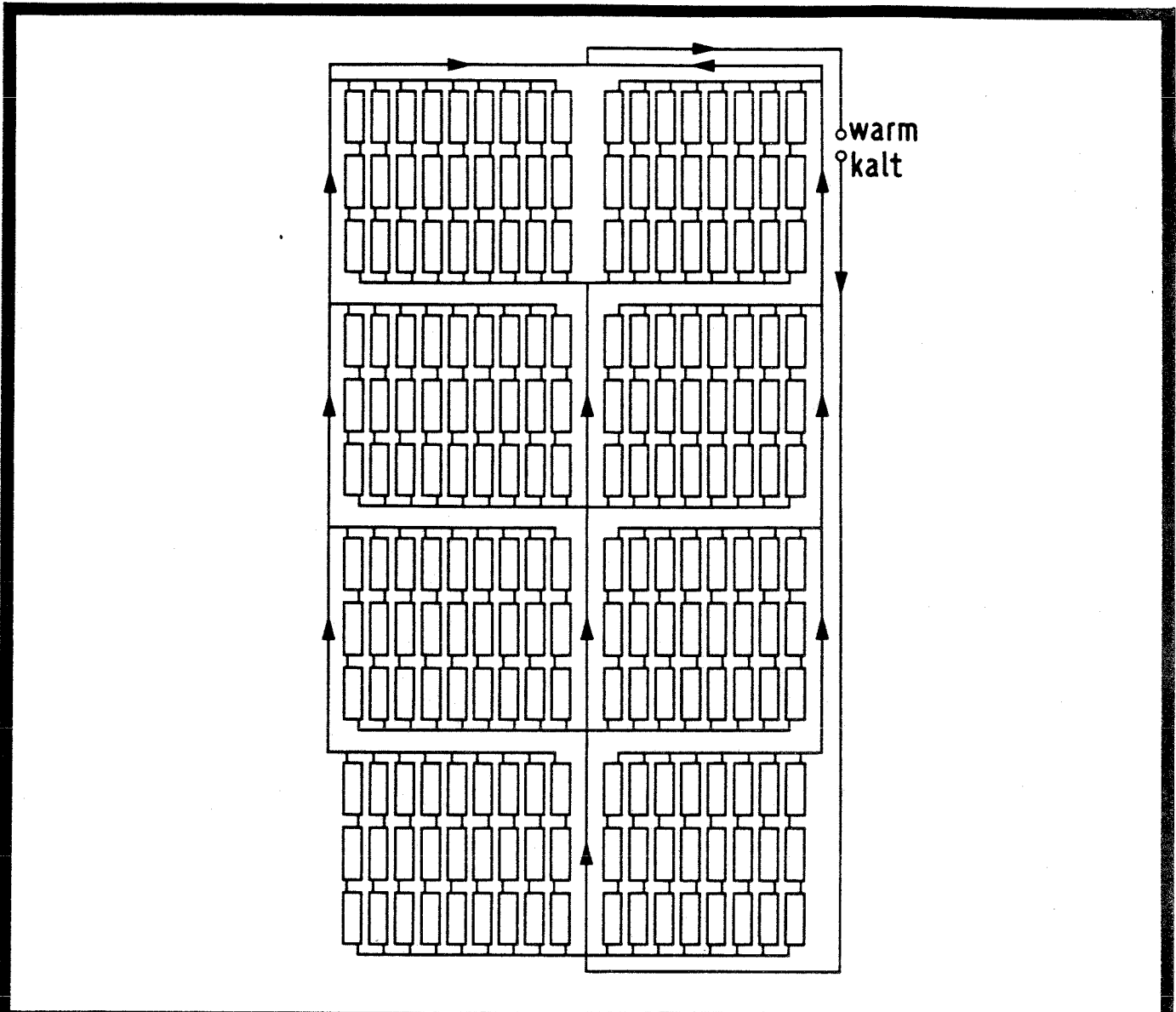


**KSH Schwalmtal**  
**Dachdurchführung der Soleverteilungsleitungen**  
**(ohne Abdeckung zum Schutz vor Regenwasser)**

Bild 7



KSH Schwalmtal  
 Sole-Misch-, Befüll-, Entlüftungs- und  
 Entleerungsstation für große Absorberanlagen



**KSH Schwalmthal**  
**Anordnung der Absorberplatten und Soleverteilungsleitungen auf dem Dach der Schwimmhalle**

Bild 9



**KSH Schwalmtal**  
**Energie-Dach aus 204 Absorberplatten u. Soler-**  
**teilungsleitungen auf dem Dach d. Schwimmhalle**

Bild 10

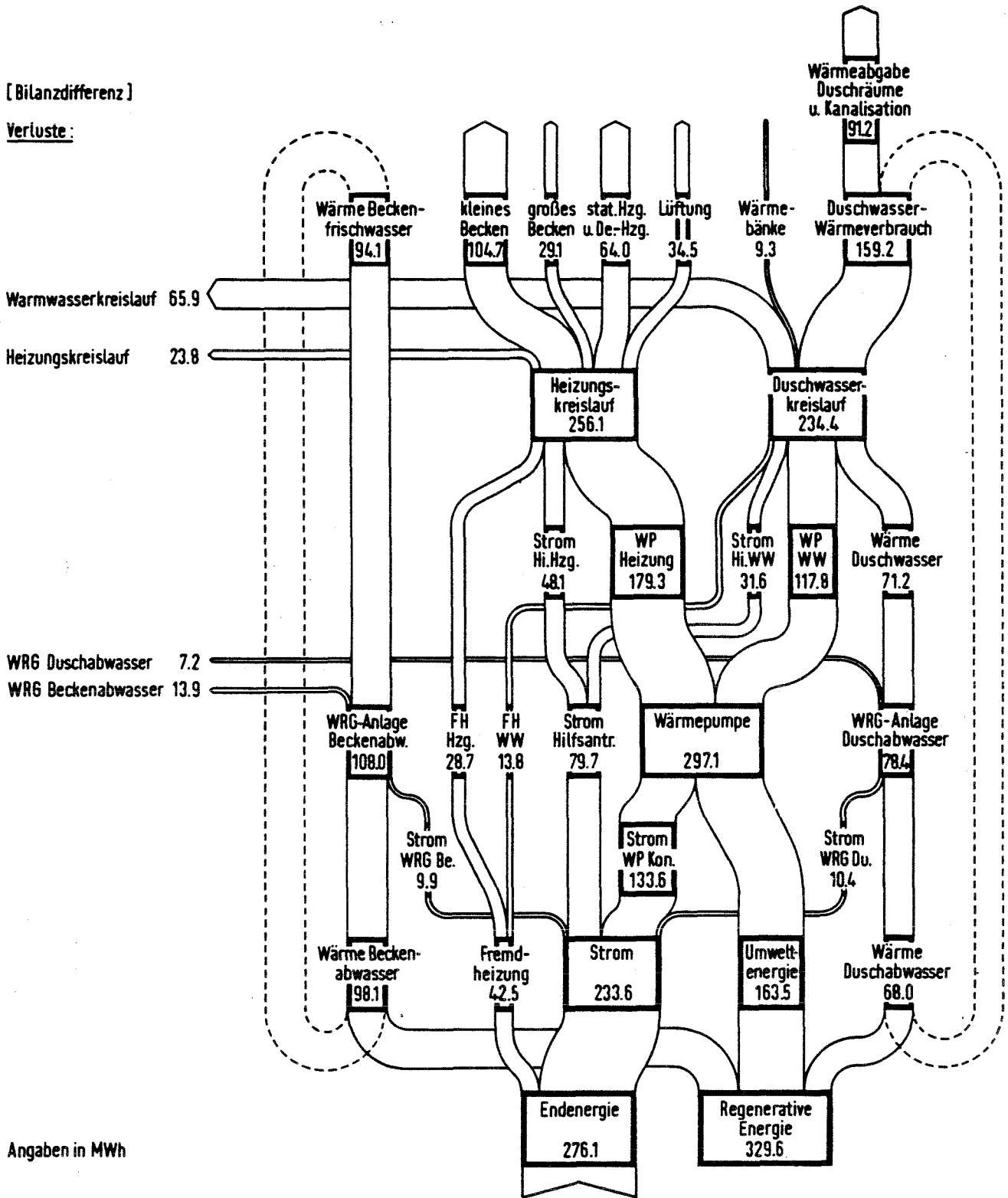


KSH Schwalmtal  
Energie-Stapel aus 8 Blöcken mit je 24 Absorber-  
platten auf dem Dach des Treppenhauses

Bild 11

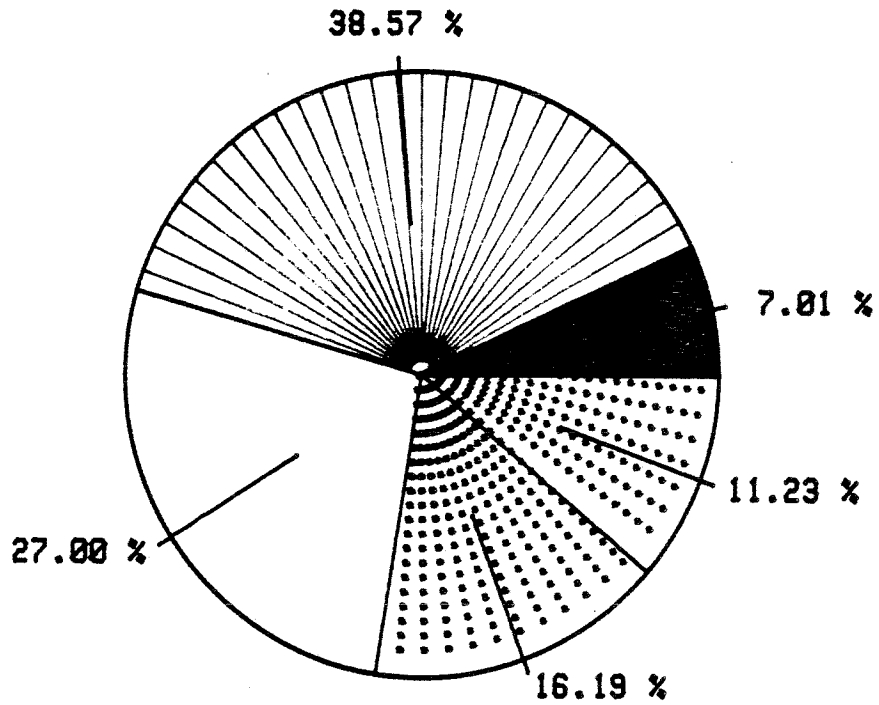
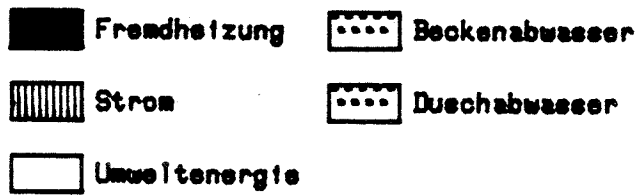
[ Bilanzdifferenz ]

Verluste:



Angaben in MWh

**KSH Schwalmtal**  
**Energiebilanz des Heizungs- u. Warmwasser-Kreislaufs**  
 (1.4.83 bis 31.3.84)



MONATSAUSWERTUNG

AUSWERTUNGSZEITRAUM 01.04.83 - 31.03.84

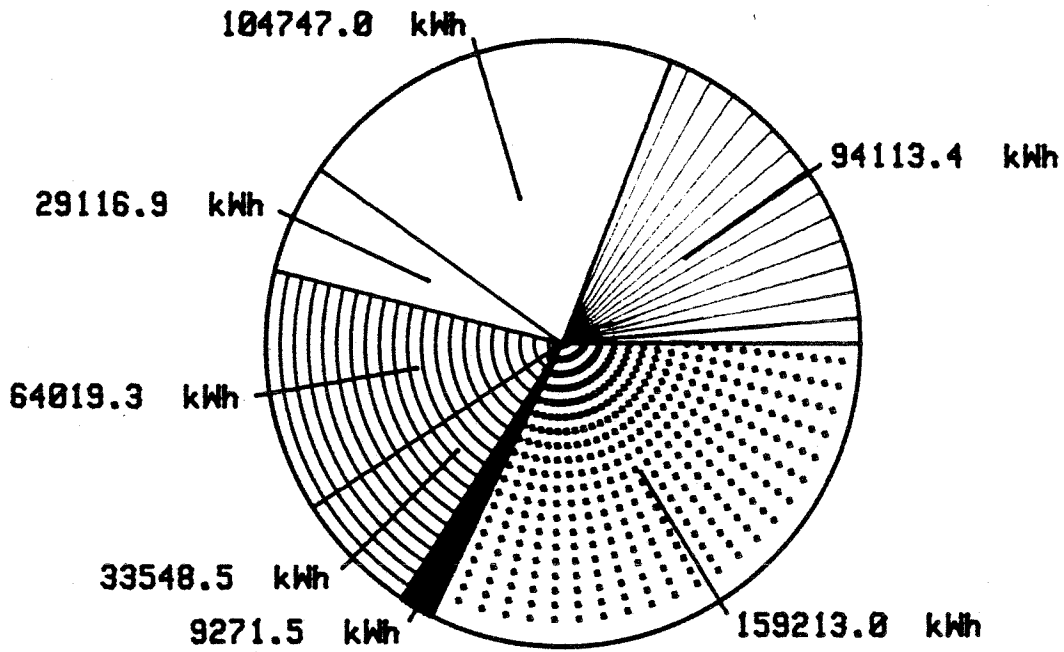
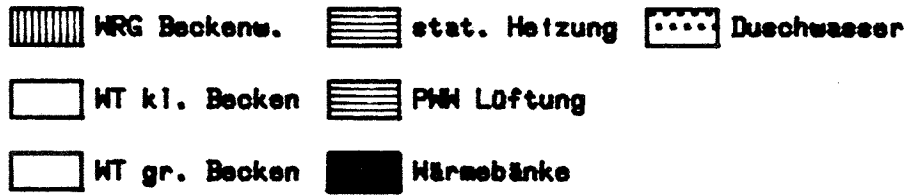
© RWE

RWE

KSH Schwalmtal  
 Anteil von FH, Strom und Wärmegewinn aus  
 Abwasser und Umwelt an der Wärmeerzeugung

Bild 13





MONATSAUSWERTUNG

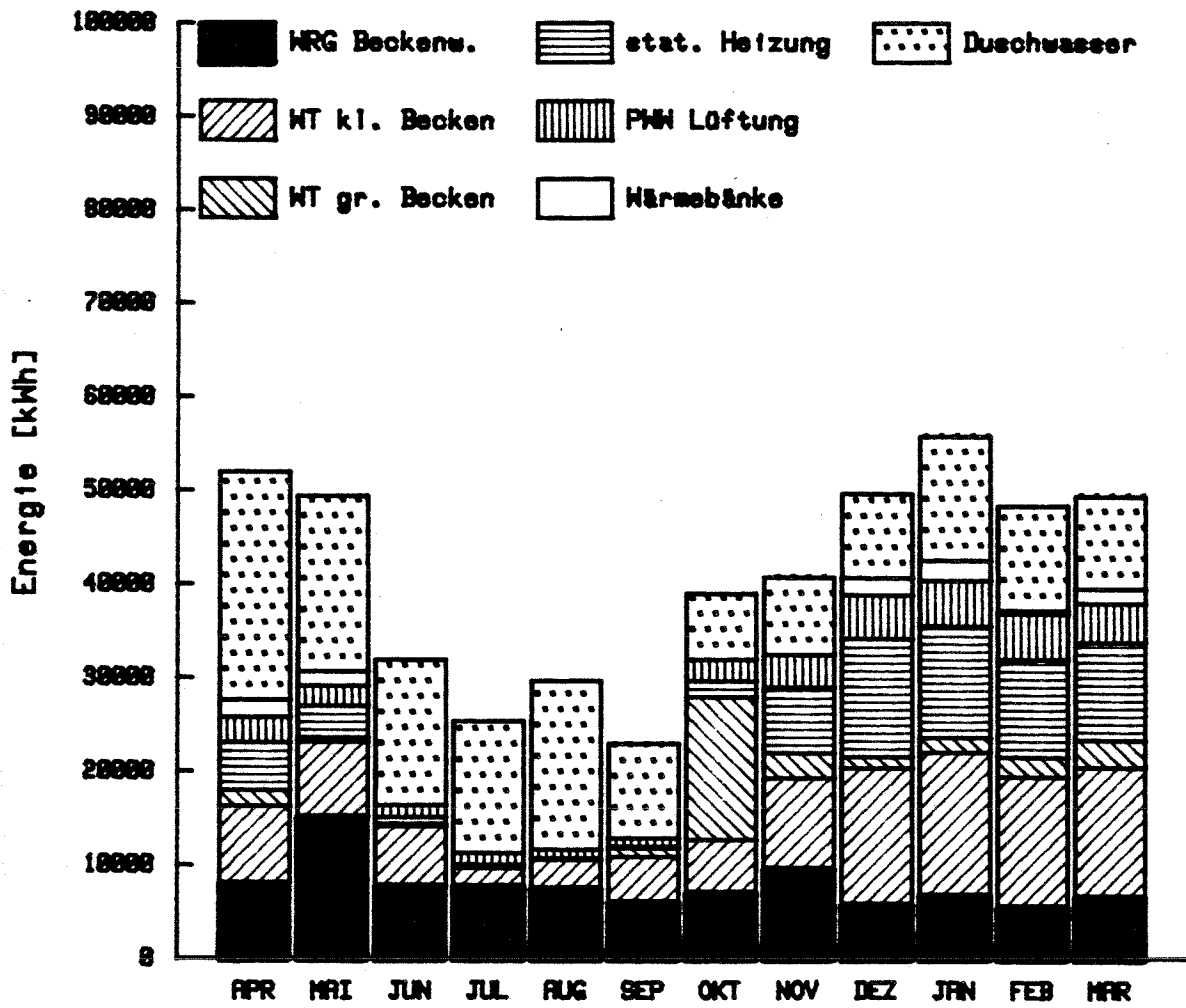
AUSWERTUNGSZEITRAUM 01.04.83 - 31.03.84

© RWE

RWE

KSH Schwalmtal  
 Aufteilung der Wärme auf die Verbraucher  
 im Duschwasser- und Heizungskreislauf

Bild 14



MONATSAUSWERTUNG

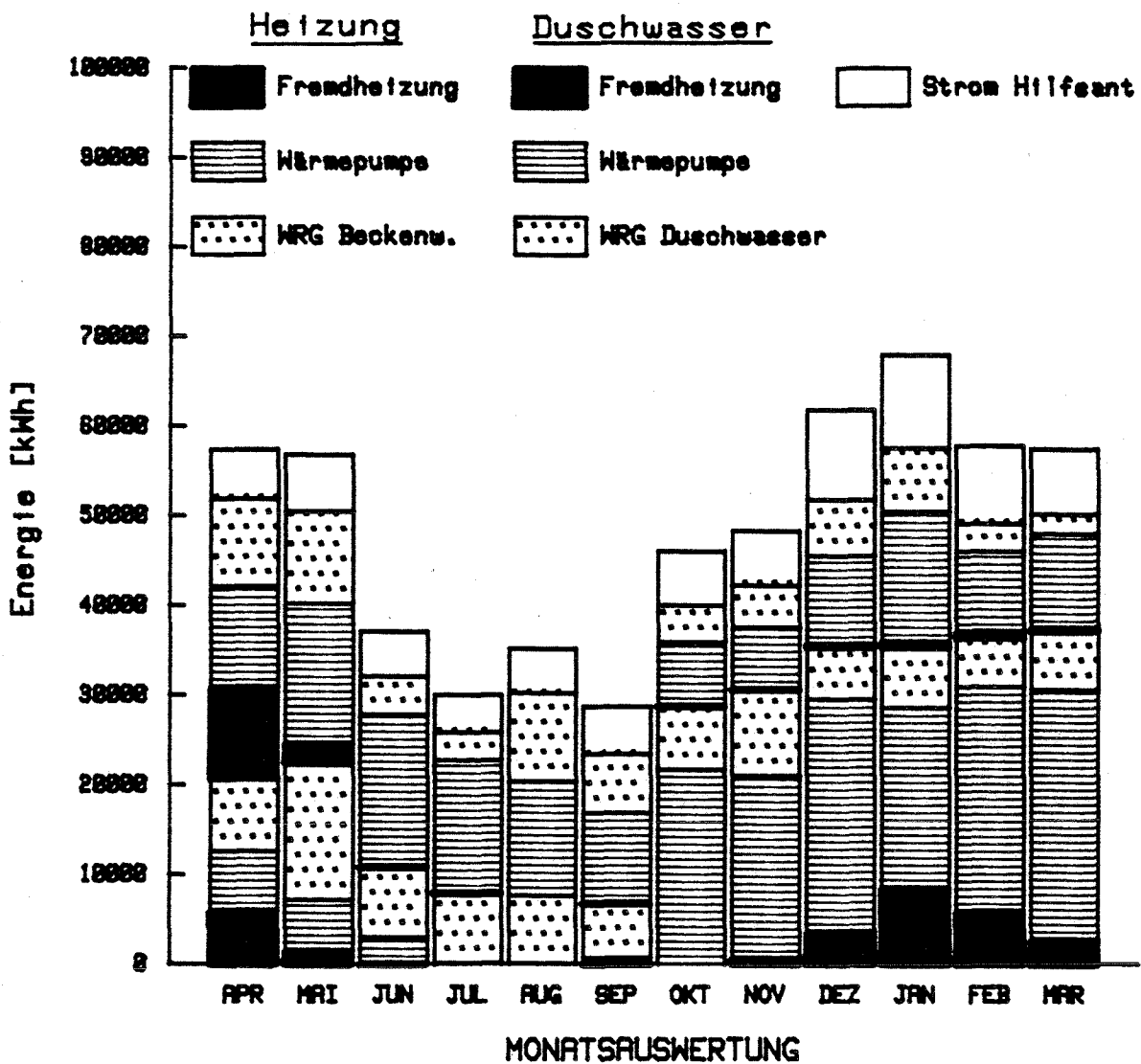
AUSWERTUNGSZEITRAUM 01.04.83 - 31.03.84

© RWE

RWE

KSH Schwalmatal.  
Wärmeentnahme der Verbraucher aus dem  
Duschwasser- und Heizungskreislauf

Bild 15



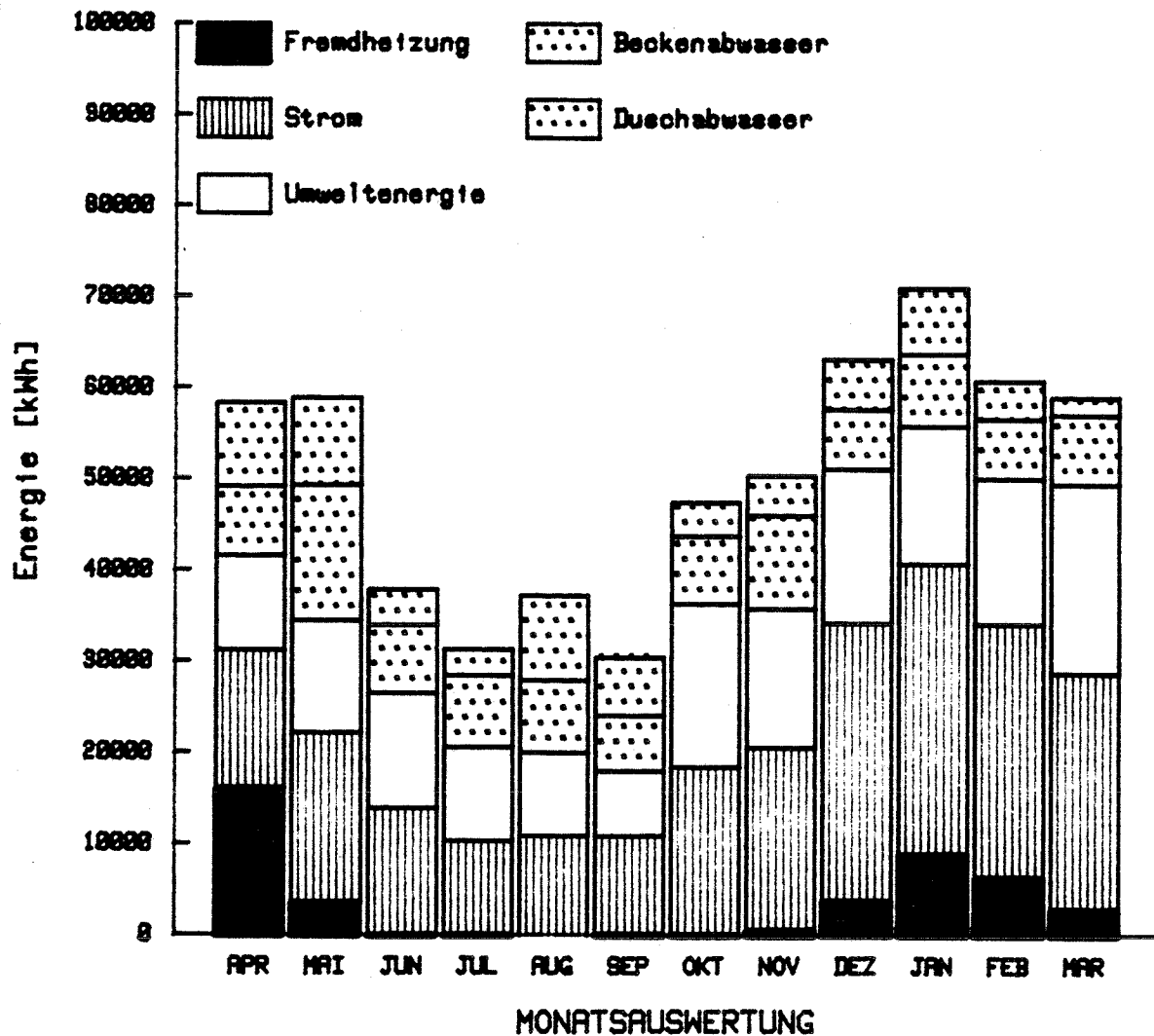
AUSWERTUNGSZEITRAUM 01.04.83 - 31.03.84

© RWE

RWE

KSH Schwalmtal  
 Wärmeabgabe der Wärmeerzeuger an den  
 Duschwasser- und Heizungskreislauf

Bild 16



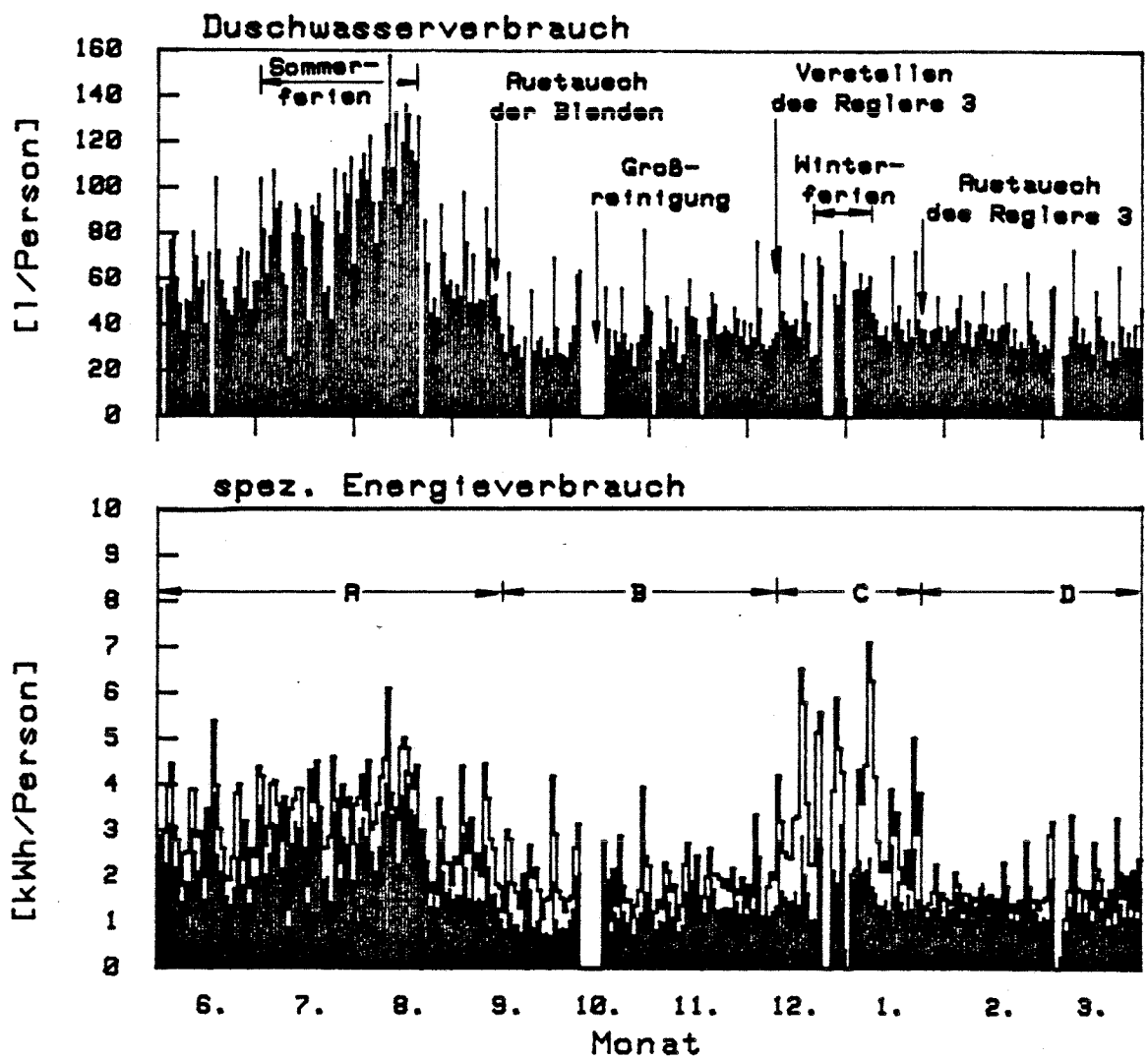
AUSWERTUNGSZEITRAUM 01.04.83 - 31.03.84

© RWE

RWE

KSH Schwalmtal  
 Anteile der regenerativen Energie und End-  
 energie an der Wärmeerzeugung im Heizsystem

Bild 17

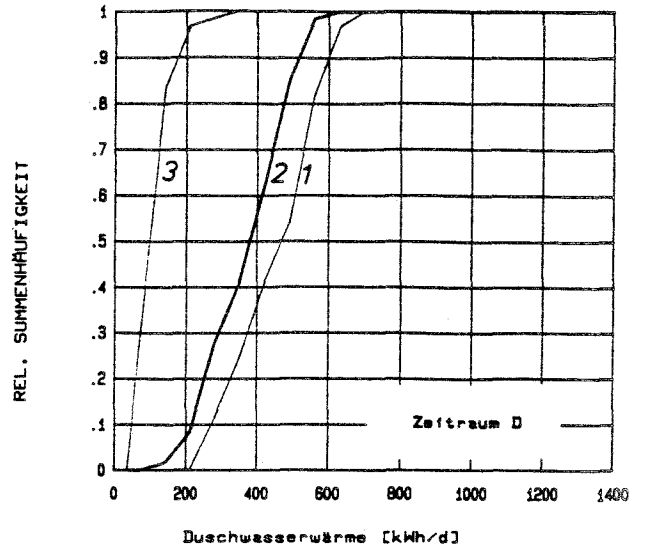
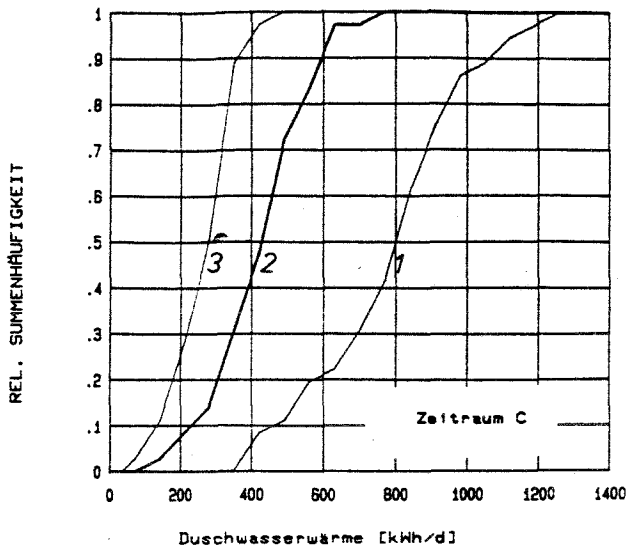
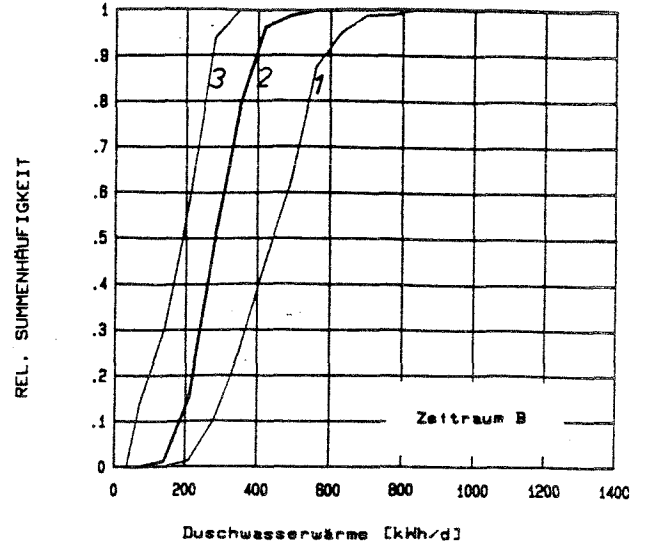
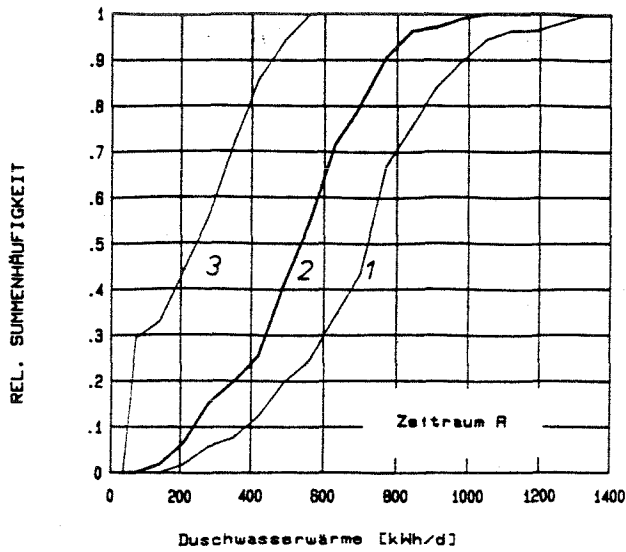


© FfE

FfE

KSH Schwalmtal (1.6.1983 - 31.3.1984)  
 Tägl. Duschwasser-, Duschwasserwärmeverbrauch  
 und Wärmeeintrag in den Duschwasserkreislauf

Bild 10



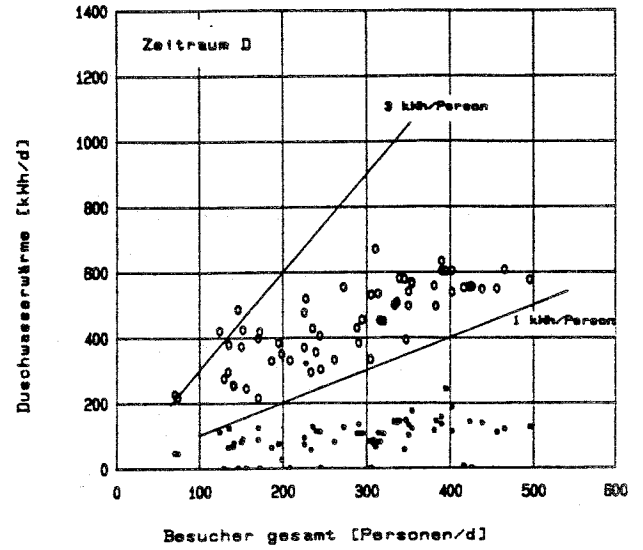
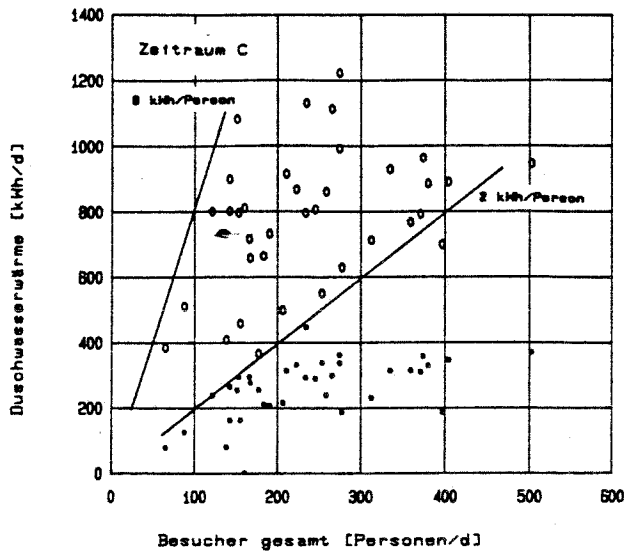
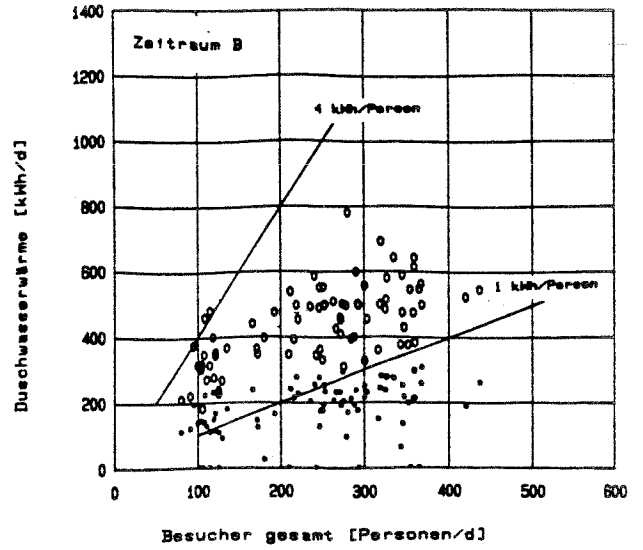
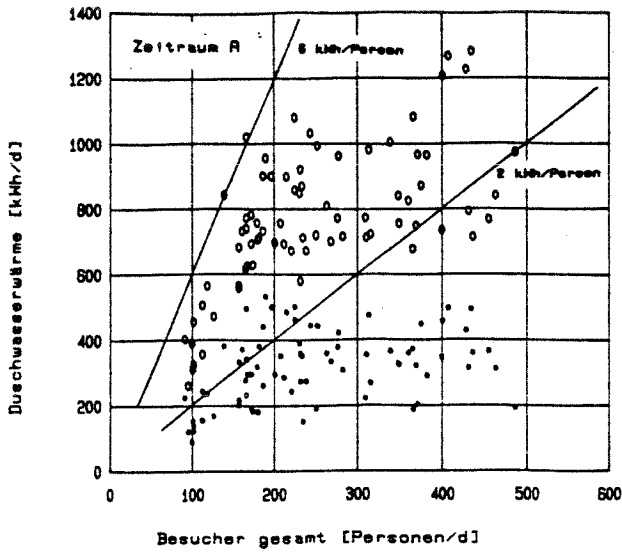
- 1 = WRG-Anlage, WP und FH
- 2 = Duschkwasserwärmeverbrauch
- 3 = WRG-Anlage

RWE

KSH Schwalmtal  
 Duschkwasserwärmeerzeugung und -verbrauch  
 in verschiedenen Teilauswertungszeiträumen

Bild 19

ANWENDUNGSTECHNIK



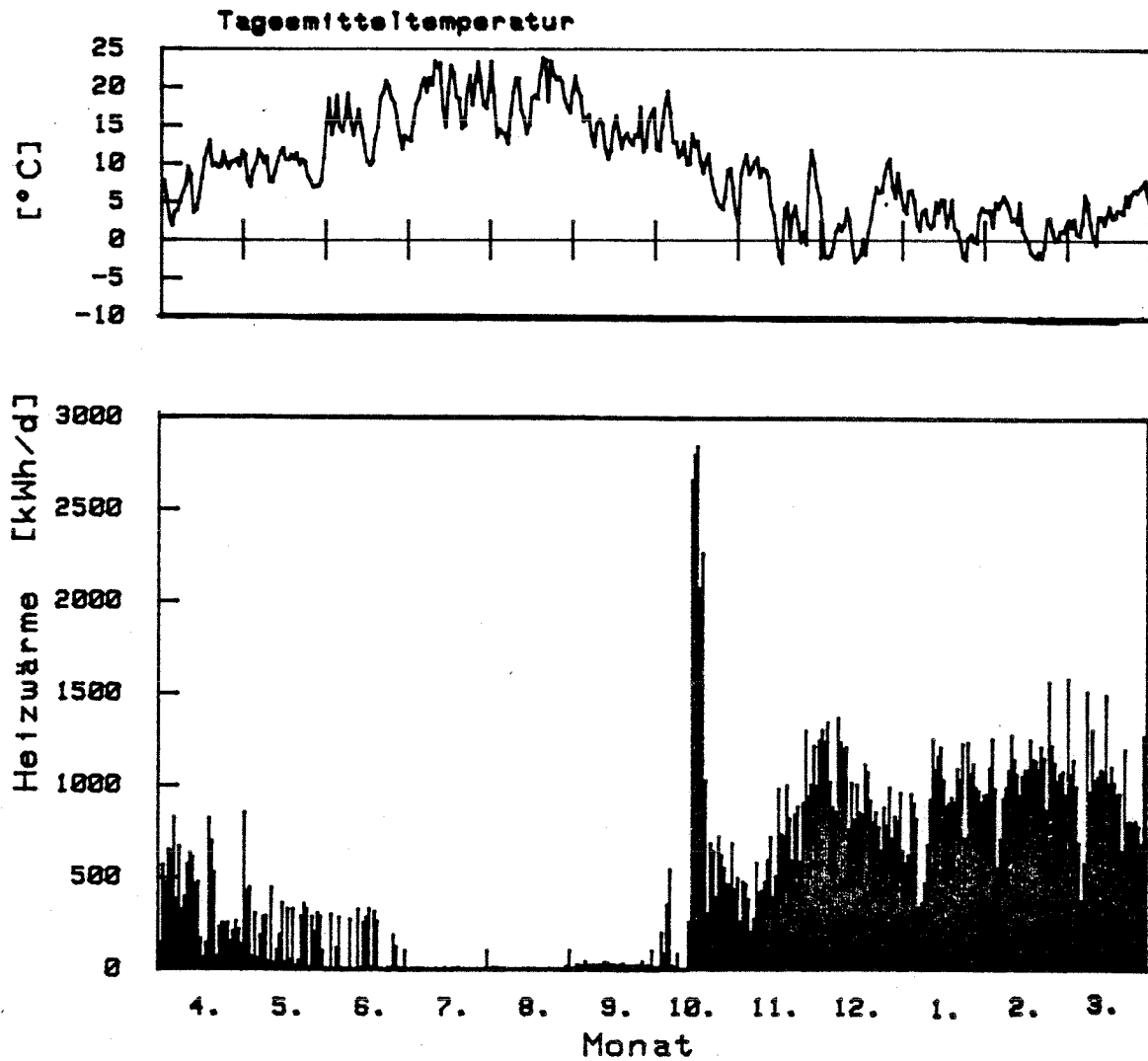
○ = WRG-Anlage, WP und FH  
 \* = WRG-Anlage

RWE

KSH Schwalmtal  
 Wärmeerzeugung im Duschwasserkreislauf  
 in Abhängigkeit von der Besucherzahl

Bild 20

ANWENDUNGSTECHNIK



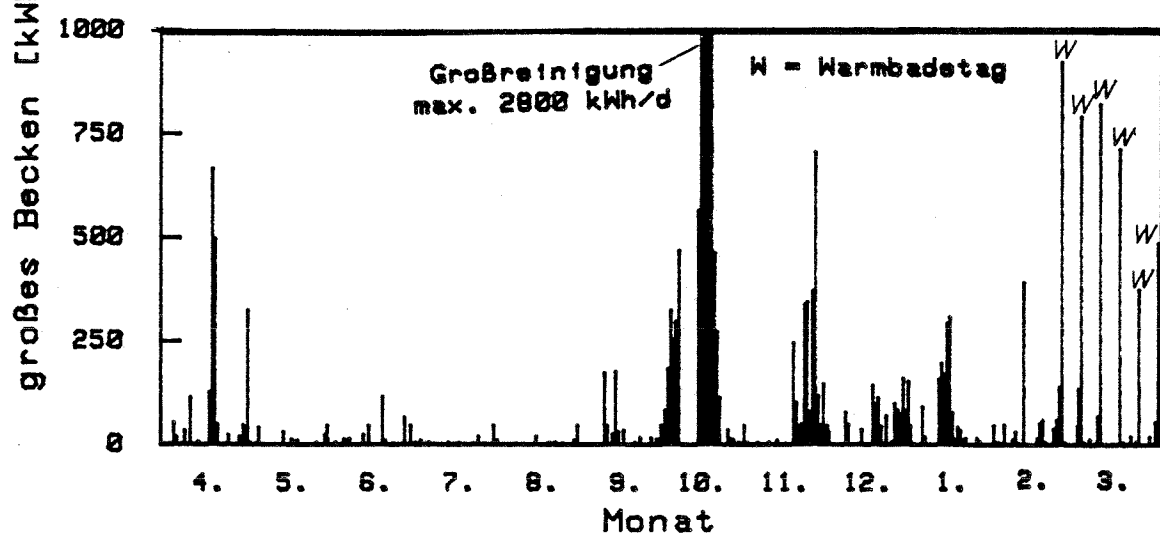
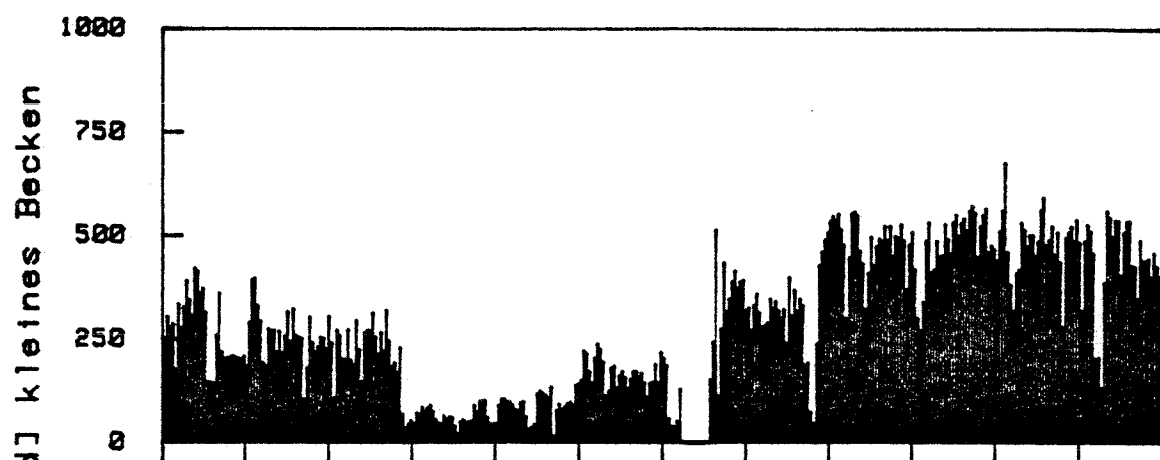
© FfE

FfE

KSH Schwalmtal (1.4.1983-31.3.1984)  
 Wärmeeintrag mit der WP und der FH in den  
 Heizungskreislauf, Tagesmitteltemperatur

Bild 21



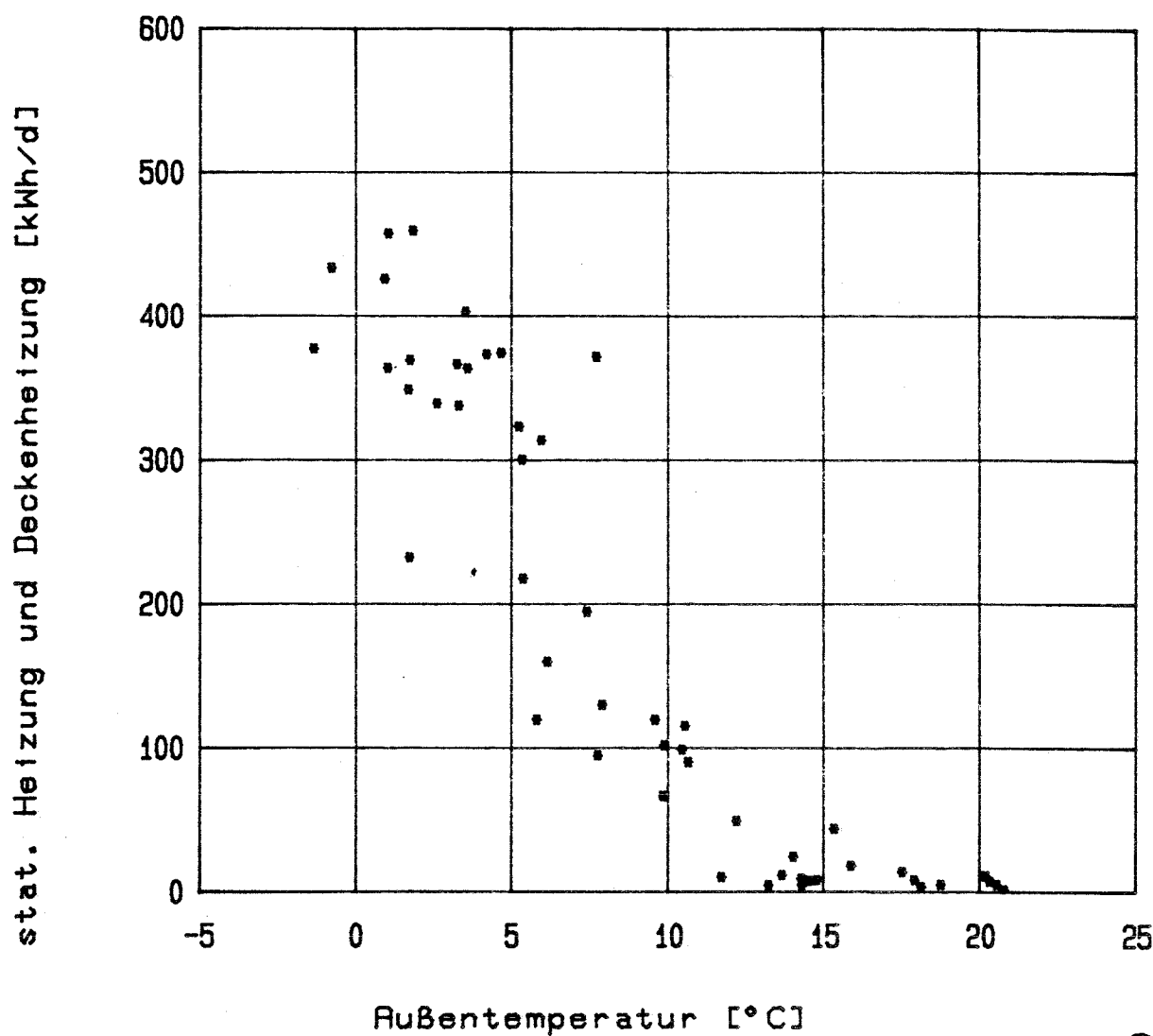


© FfE

FfE

KSH Schwalmtal  
 Tägl. Wärmeeintrag in das kleine und große  
 Becken in dem Zeitraum 1.4.1983 - 31.3.1984

Bild 22



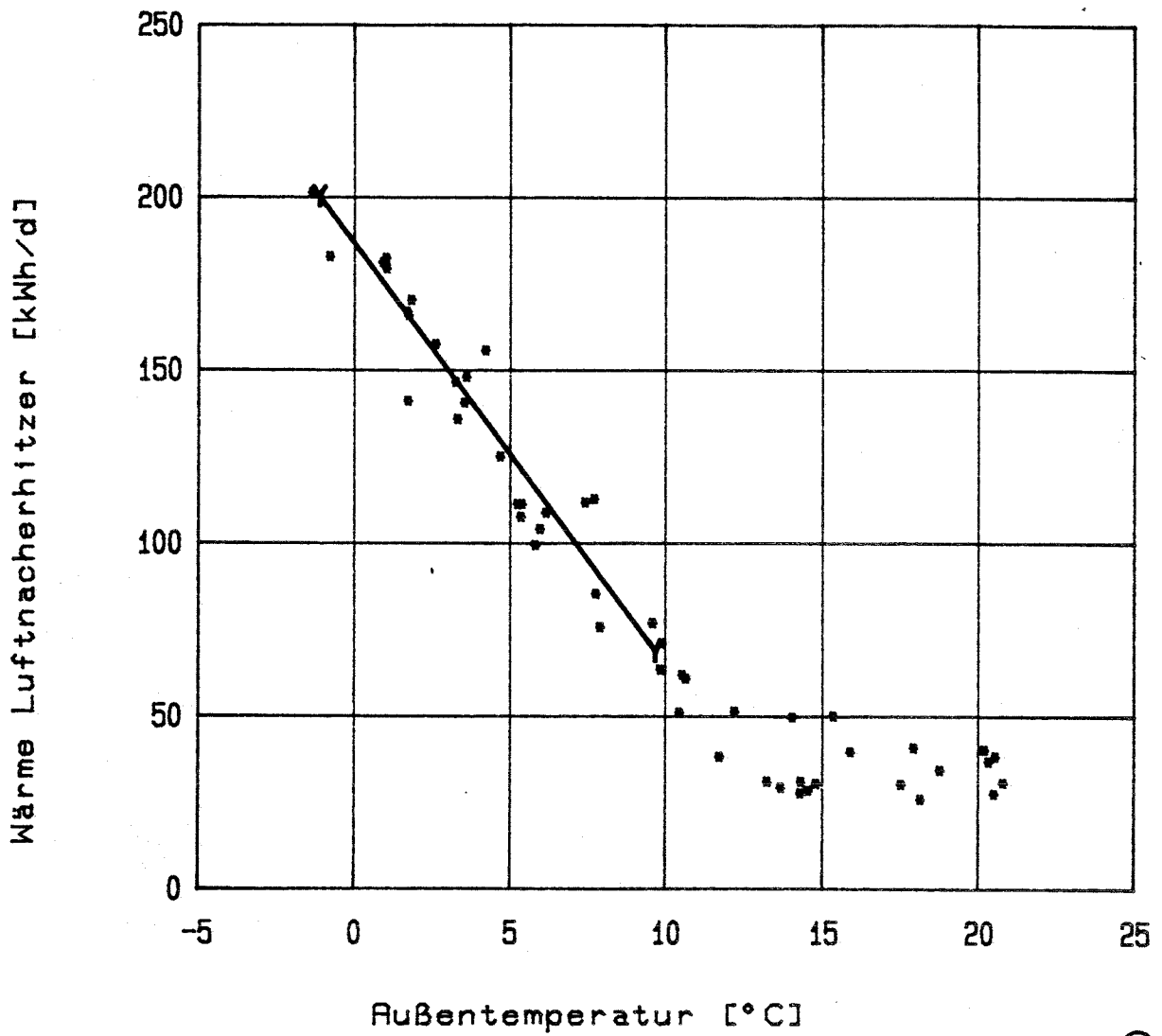
© RWE

RWE

KSH Schwalmtal (April 1983 - März 1984)  
 Abh. des Wärmebedarfs der stat. Heizung und  
 Deckenheizung von der Außentemperatur

Bild 23

ANWENDUNGSTECHNIK



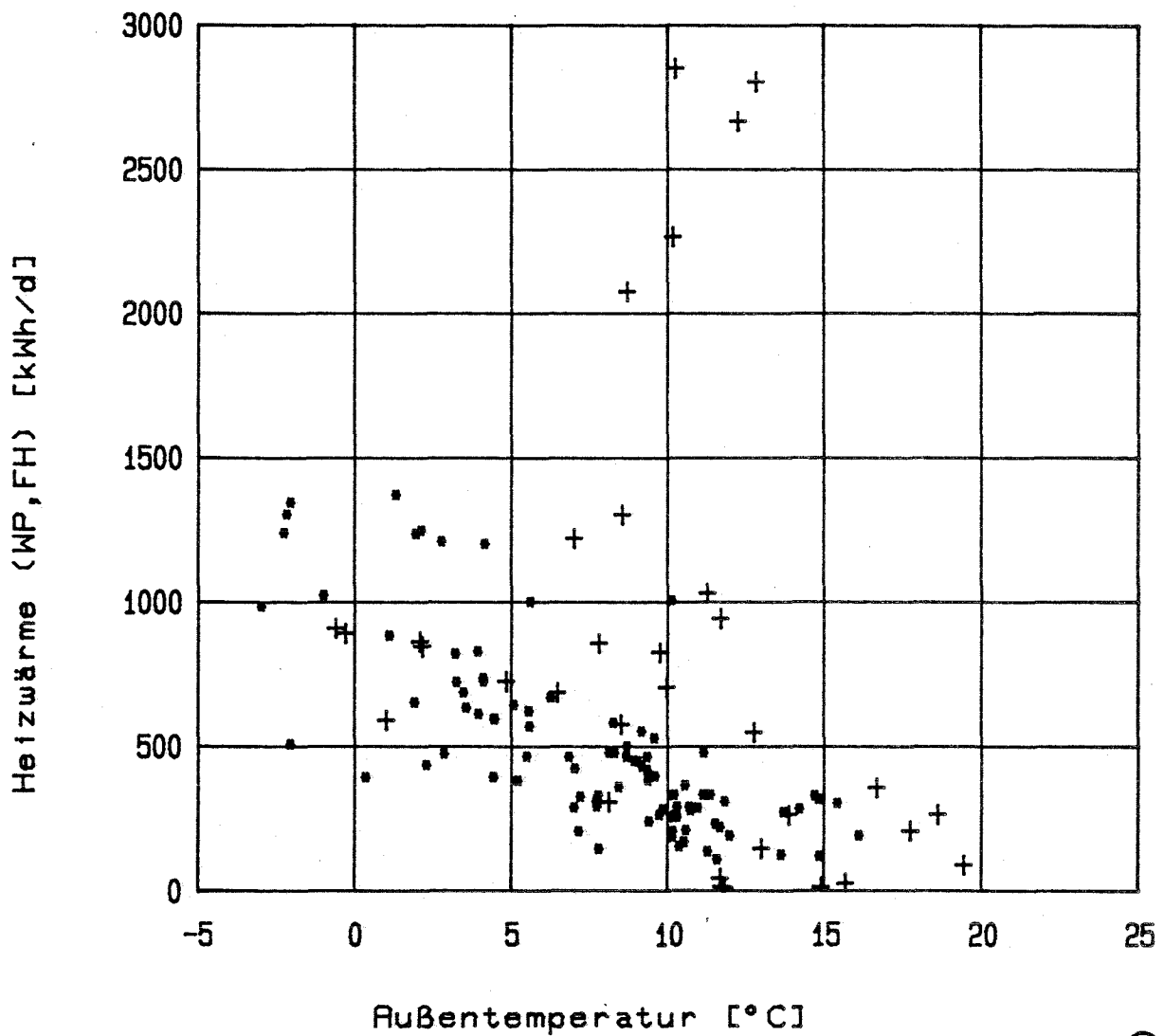
© RWE

RWE

KSH Schwalmtal (April 1983 - März 1984)  
 Abh. des Wärmebedarfs der Luftnacherhitzer  
 der Nebenräume von der Außentemperatur

Bild 24

ANWENDUNGSTECHNIK



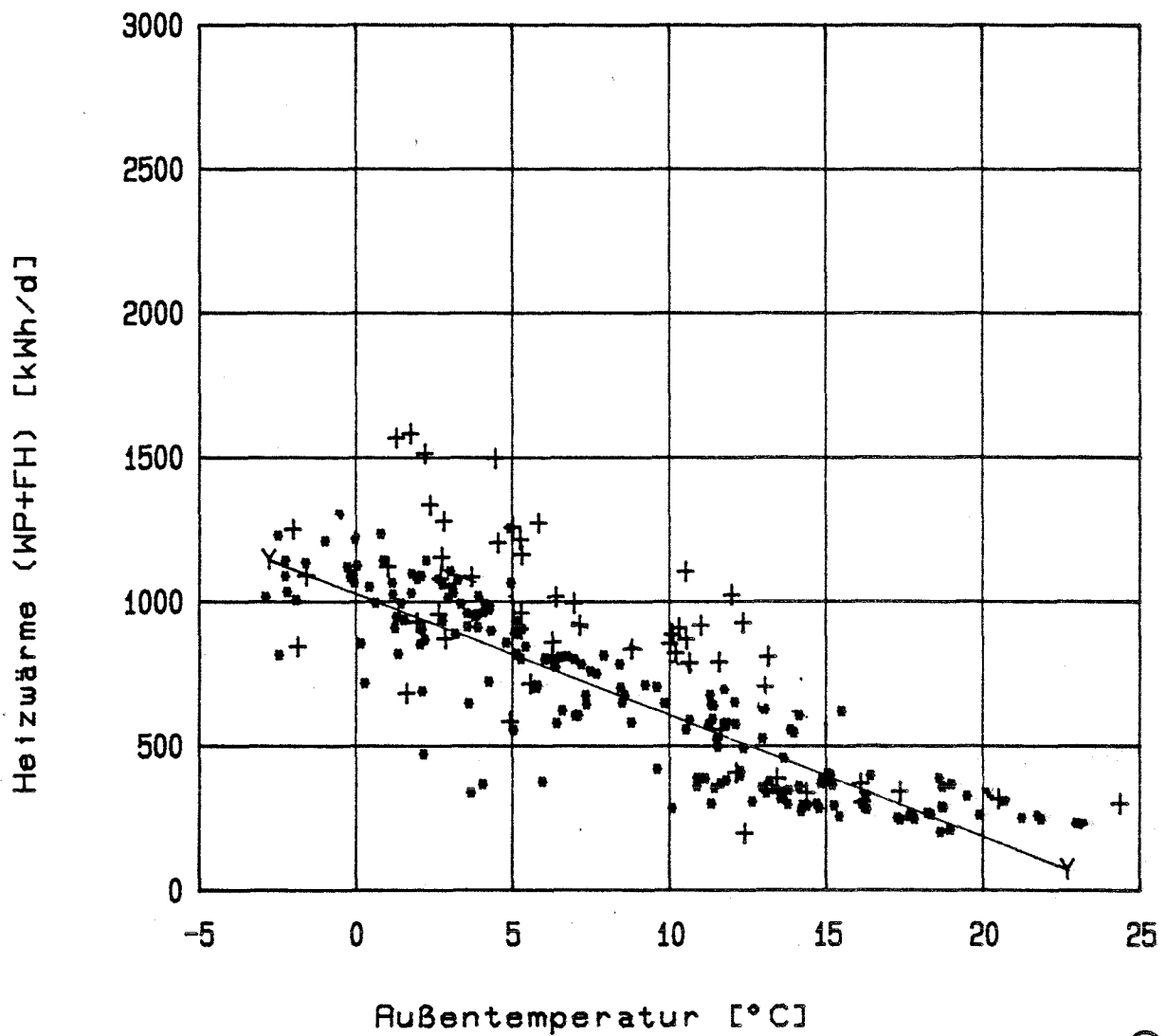
© RWE

RWE

KSH Schwalmtal (1.4.-12.12.1983)  
 Abhängigkeit des Wärmeeintrags (WP, FH) in  
 den Heizungskreislauf von der Außentemp.

Bild 25

ANWENDUNGSTECHNIK



© RWE

RWE

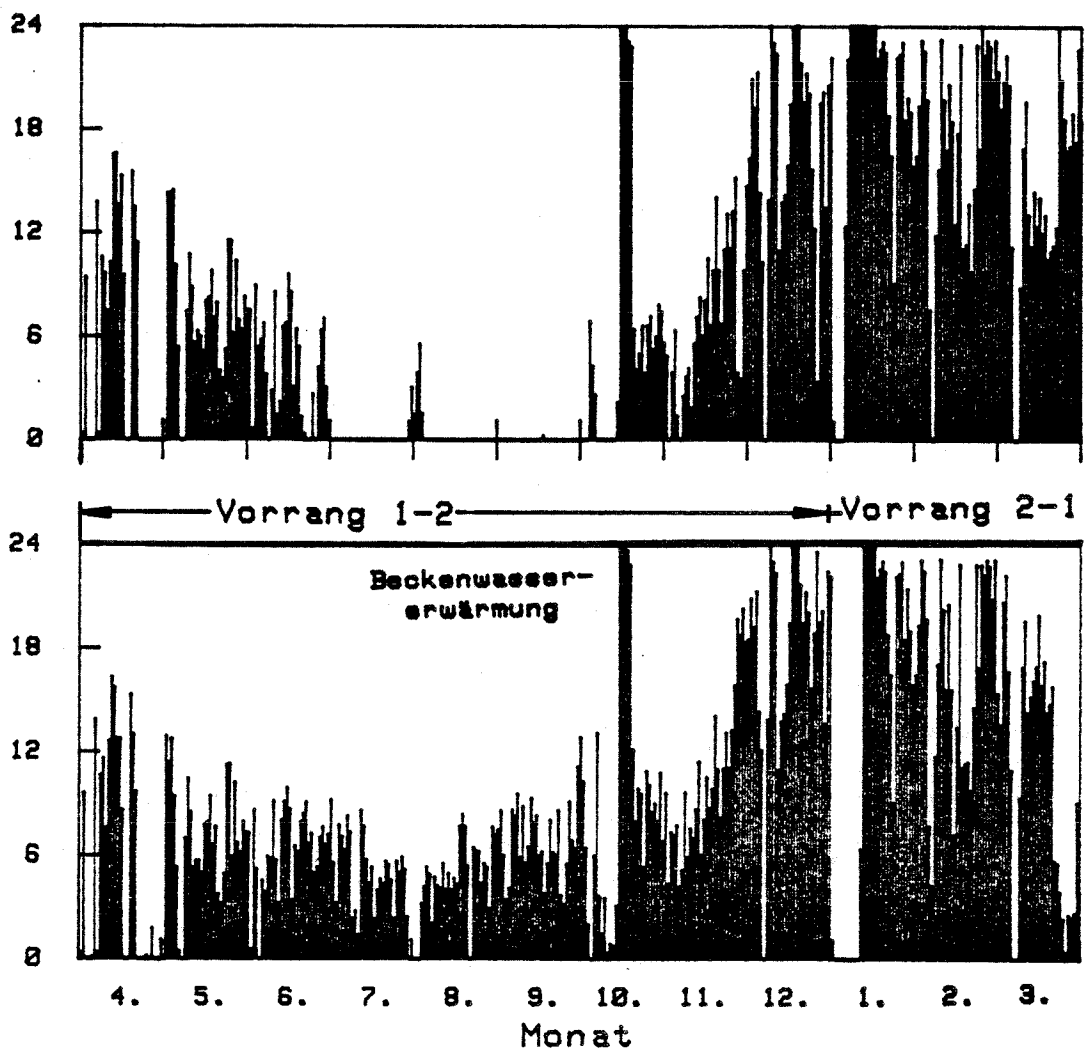
KSH Schwalmtal (13.12.1983-20.8.1984)  
 Abhängigkeit des Wärmeeintrags (WP, FH) in  
 den Heizungskreislauf von der RuBentemp.

Bild 26

ANWENDUNGSTECHNIK

Laufzeit Stufe 2 [h/d]

Laufzeit Stufe 1 [h/d]

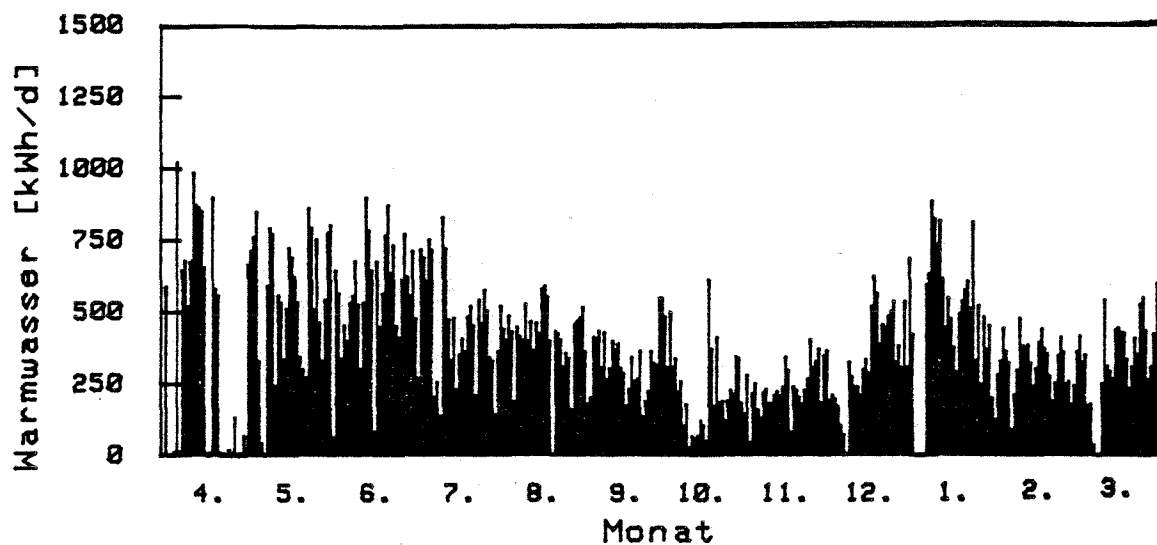
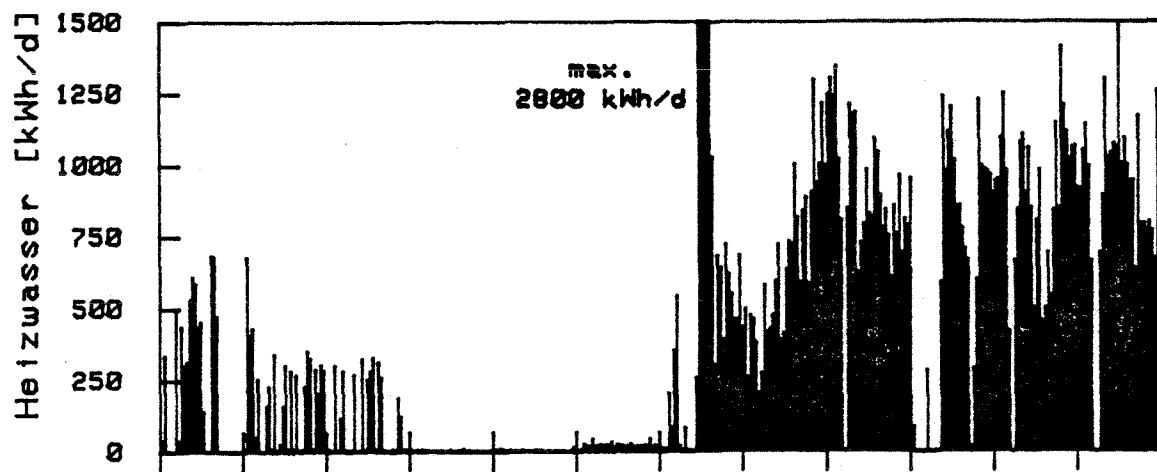


© FfE

FfE

KSH Schwalmtal  
Tägliche Laufzeit der beiden Stufen der  
Wärmepumpe in dem Zeitraum 1.4.1983 - 31.3.1984

Bild 27

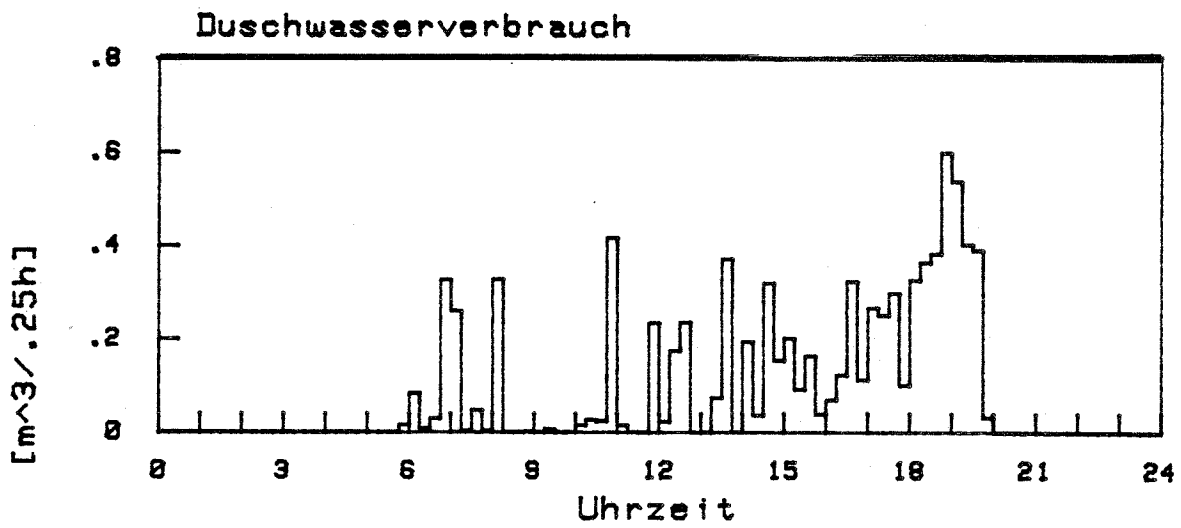
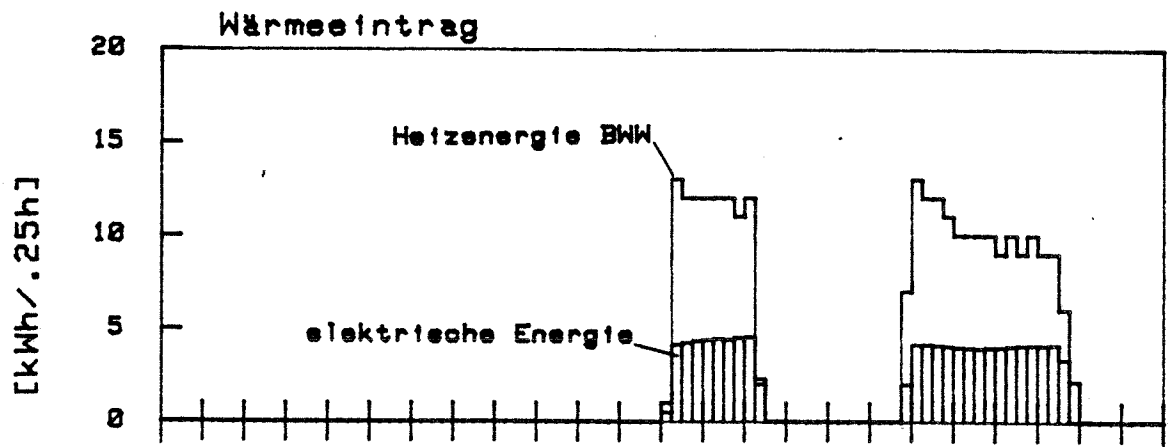


© FfE

FfE

KSH Schwalmtal (1.4.1983-31.3.1984)  
Täglicher Wärmeeintrag mit der Wärmepumpe  
in den Heiz- und Duschwasserkreislauf

Bild 28



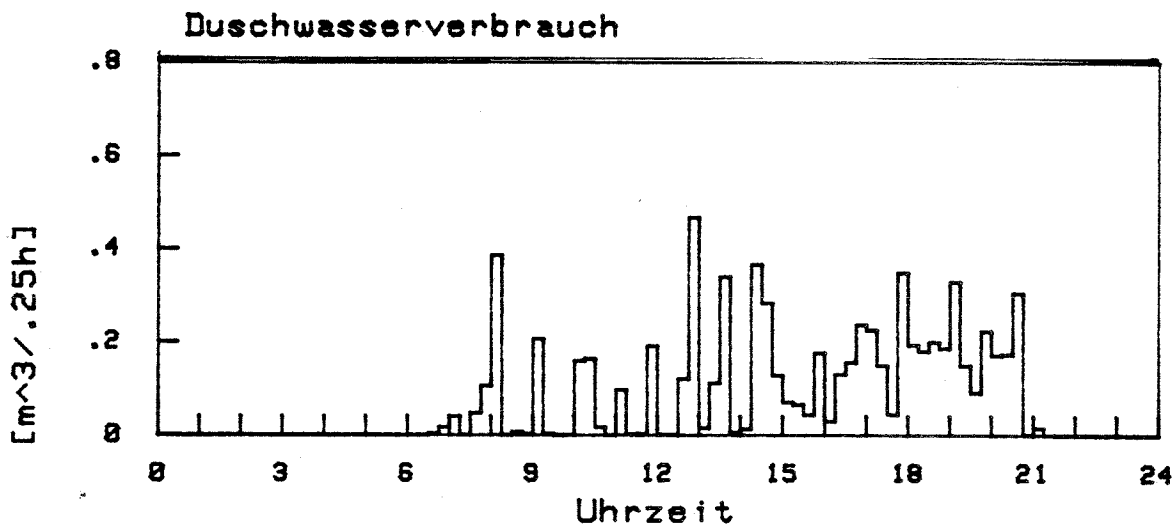
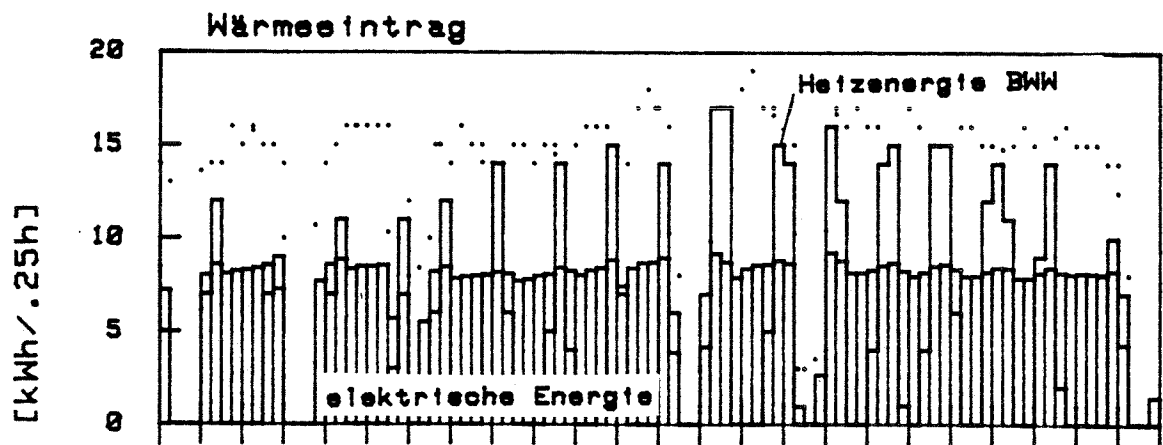
© FfE

FfE

KSH Schwälmtal  
Duschwasserverbrauch und Wärmeeintrag mit der  
Wärmepumpe am 20.9.1983

Bild 29



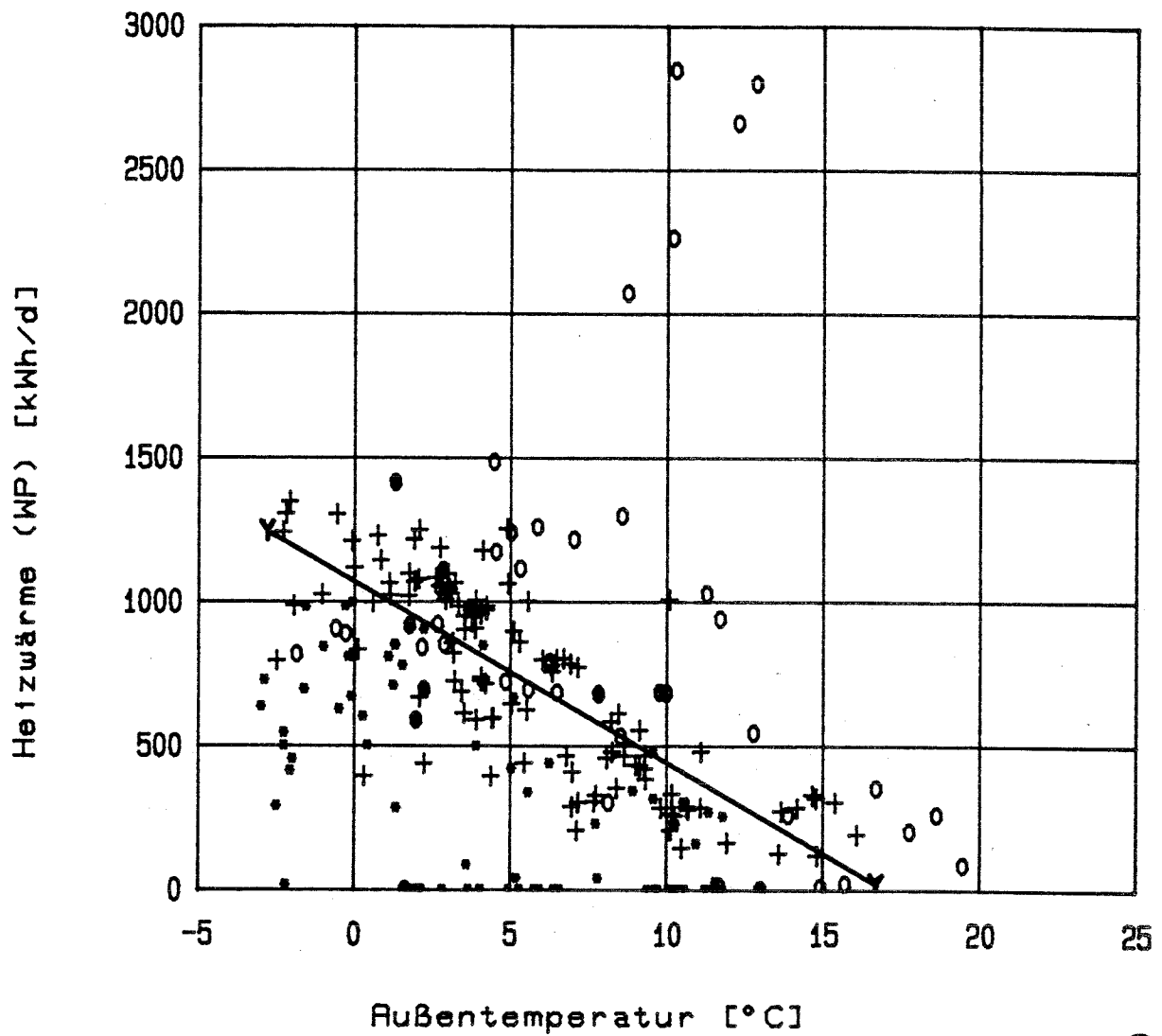


© FfE

FfE

KSH Schwalmtal  
Duschwasserverbrauch und Wärmeeintrag mit der  
Wärmepumpe am 20.12.1983

Bild 30



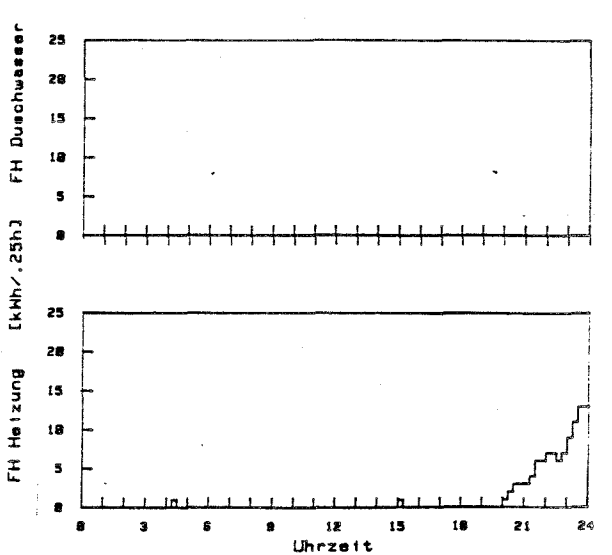
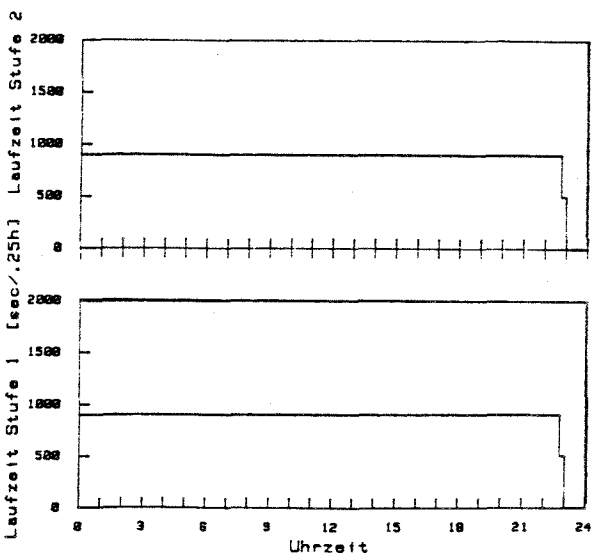
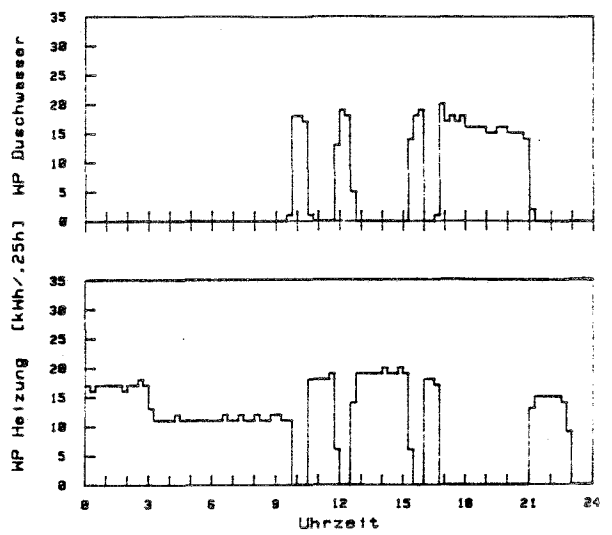
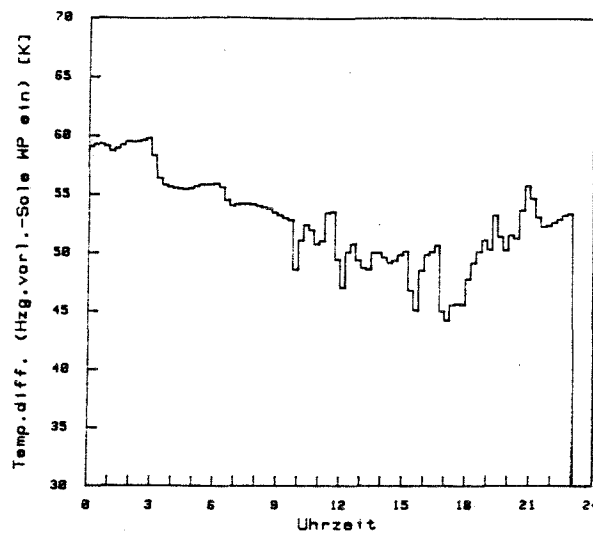
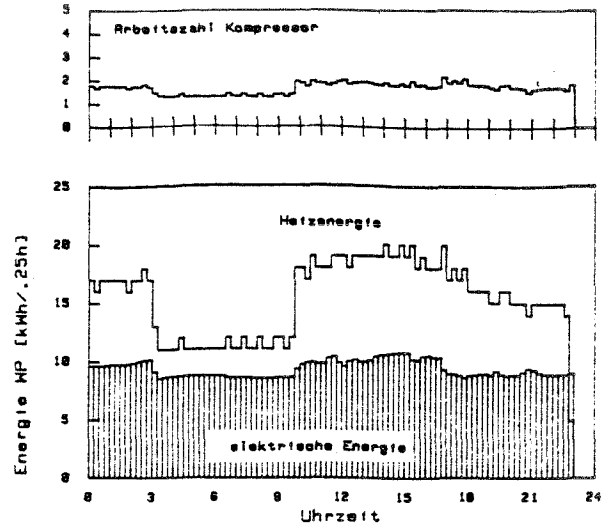
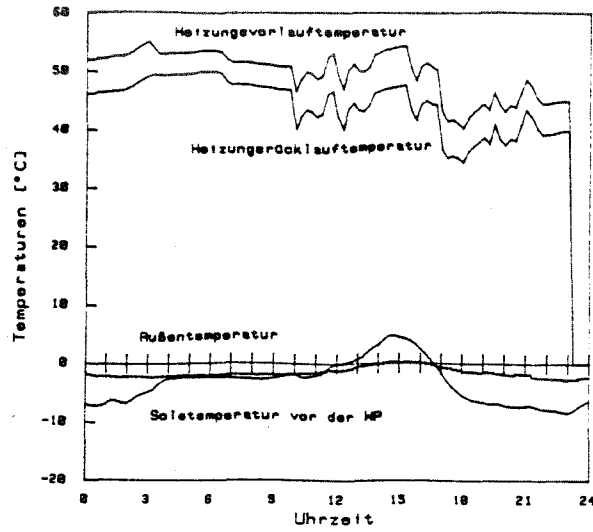
© RWE

RWE

KSH Schwalmtal  
 Abh. des Wärmeeintrags mit der Wärmepumpe in  
 den Heizungskreislauf von der Außentemp.

Bild 31

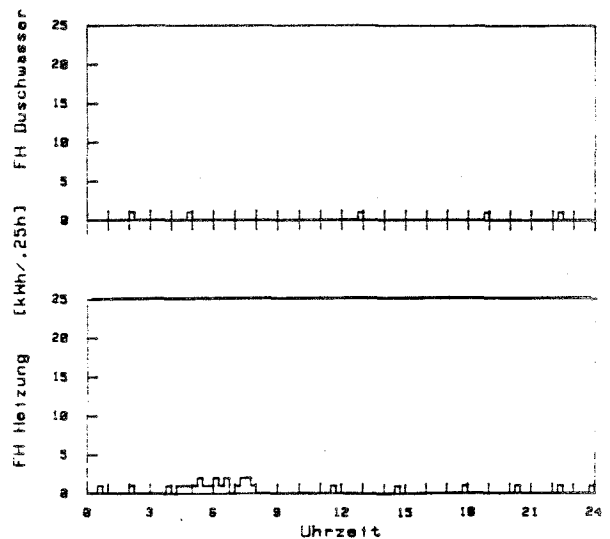
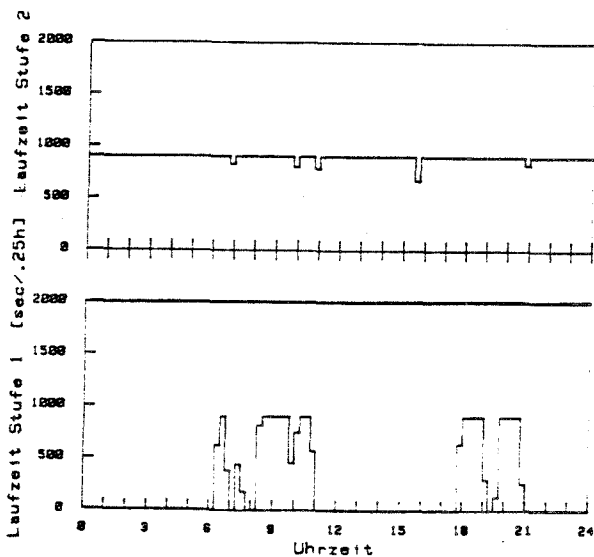
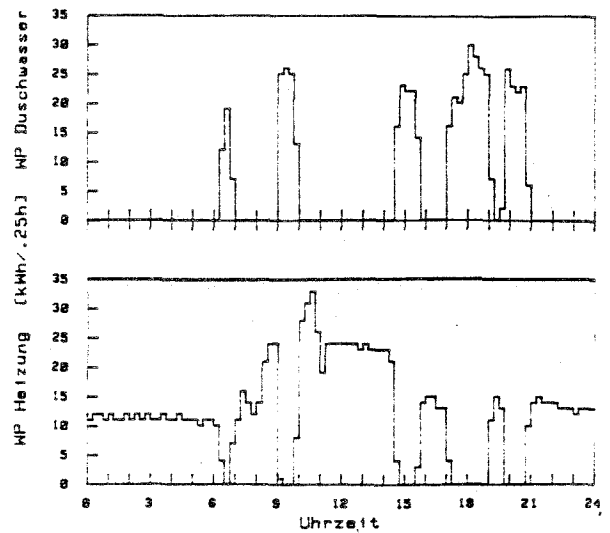
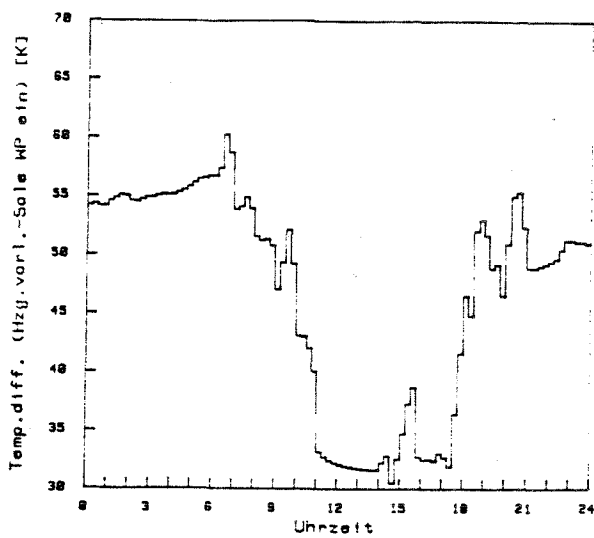
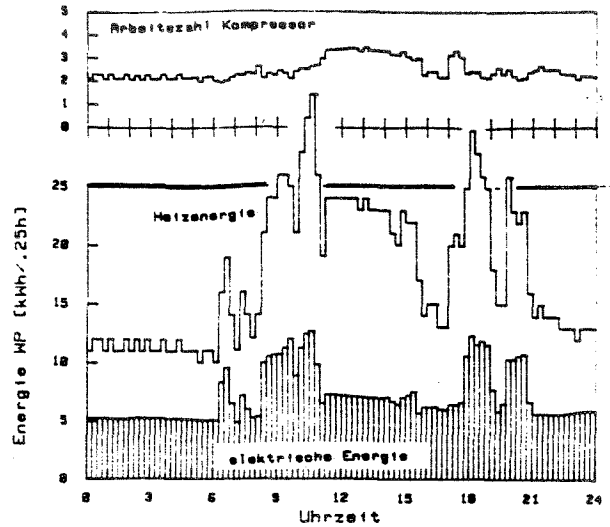
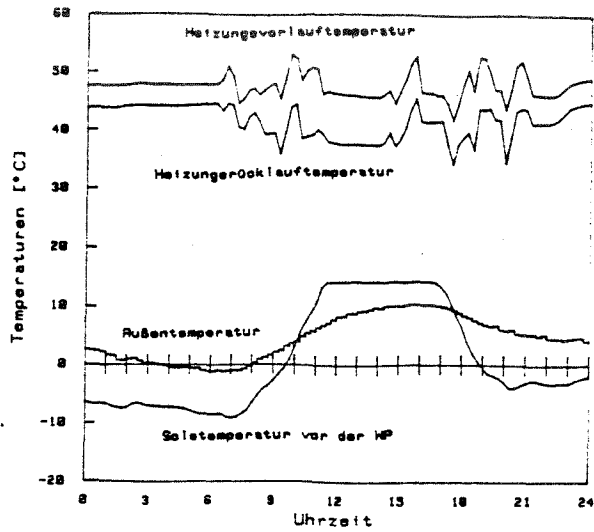
ANWENDUNGSTECHNIK



FfE

KSH Schwaimital  
 Leistungswerte und Temperaturen der  
 Wärmepumpe am 15.2.1984

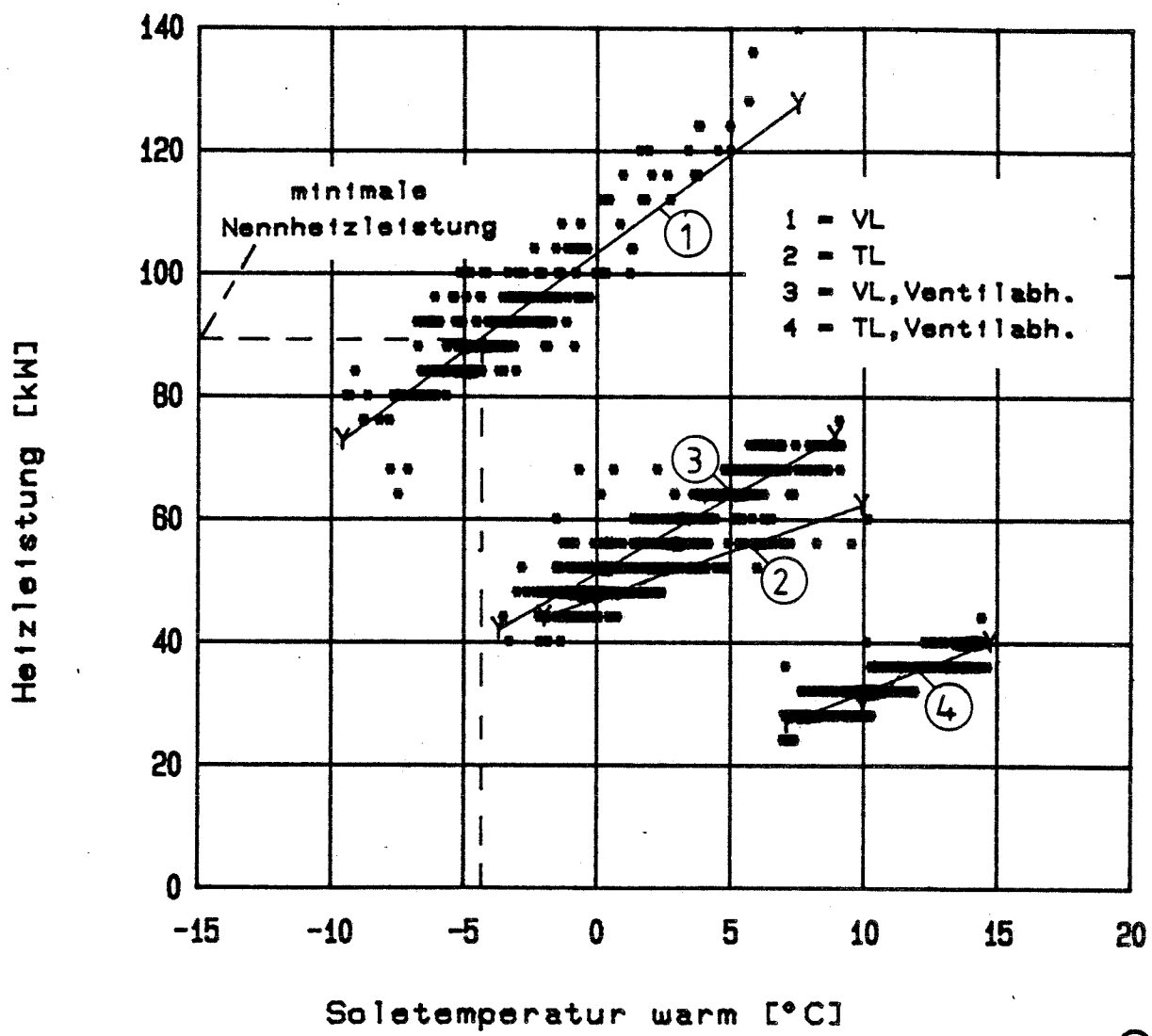
Bild 32



FfE

KSH Schwalmtal  
Leistungswerte und Temperaturen  
der Wärmepumpe am 22.3.1984

Bild 33



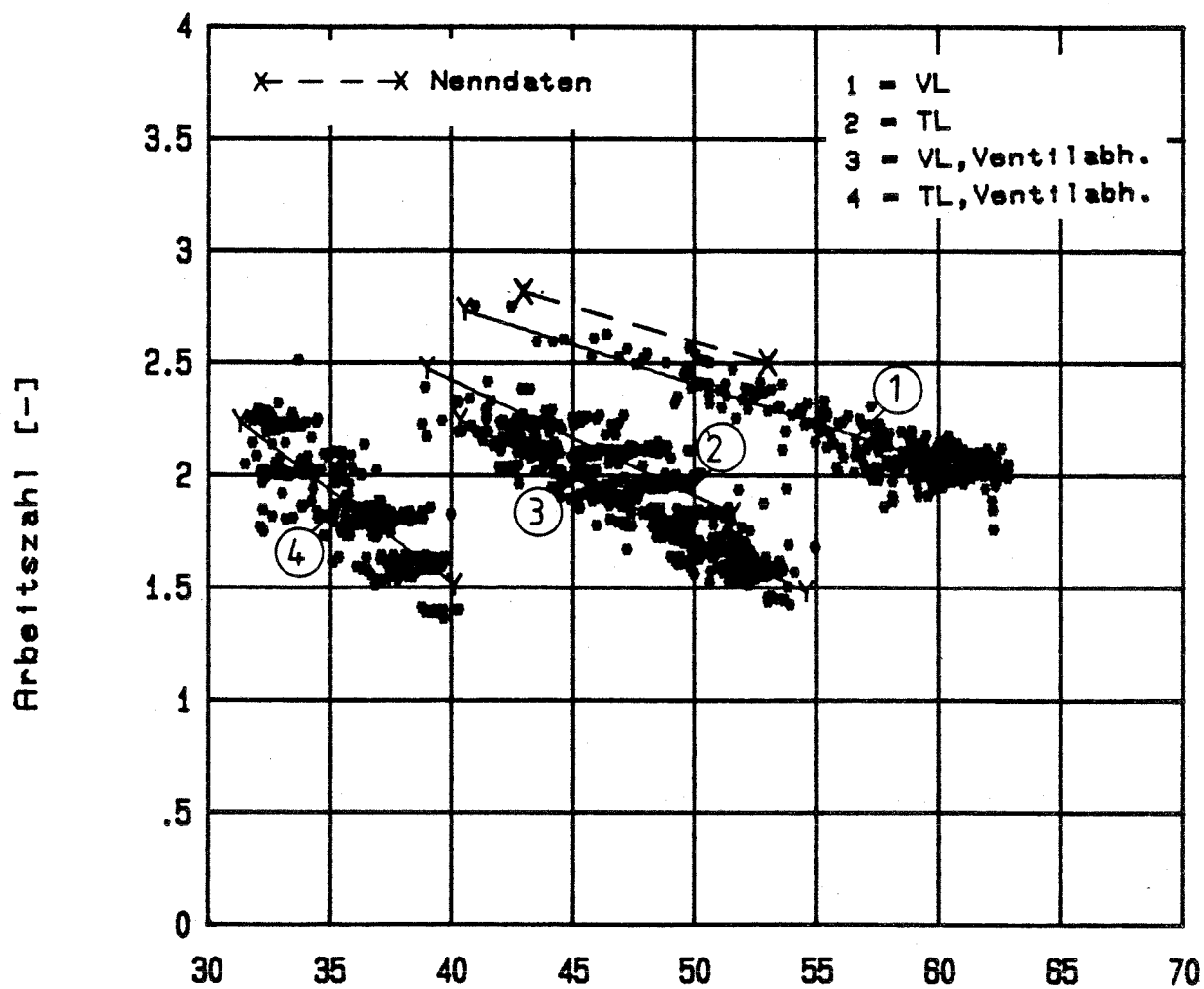
© RWE

RWE

KSH Schwalmtal  
Abhängigkeit der Heizleistung von der  
Soletemperatur und der Leistungsregelung

Bild 34

ANWENDUNGSTECHNIK



Temperaturdiff. (Heizw. aus - Sole ein) [K]

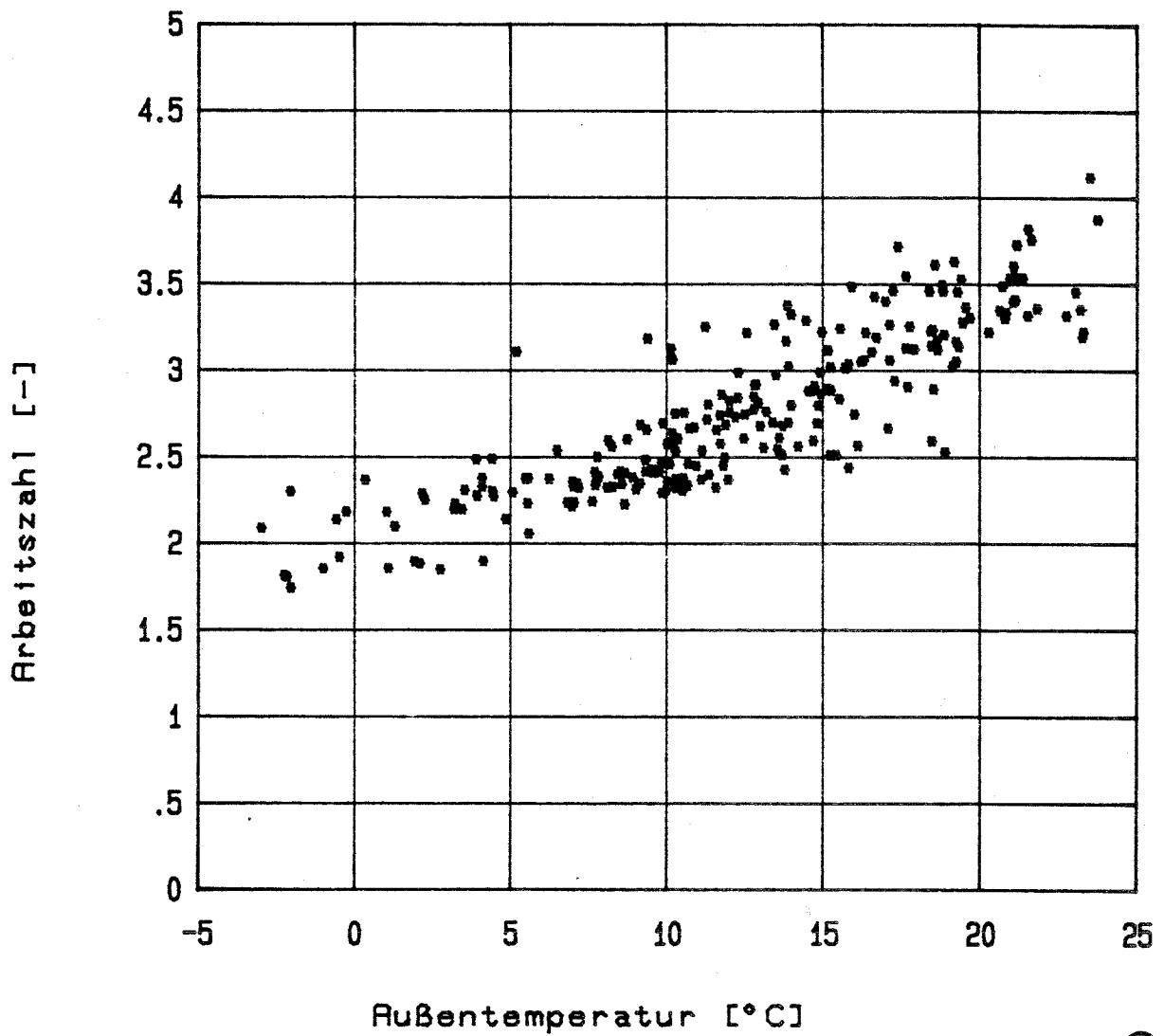
© RWE

RWE

KSH Schwalmtal  
 Abhängigkeit der Arbeitszahl der WP vom  
 Temperaturhub und von der Leistungsregelung

Bild 35

ANWENDUNGSTECHNIK



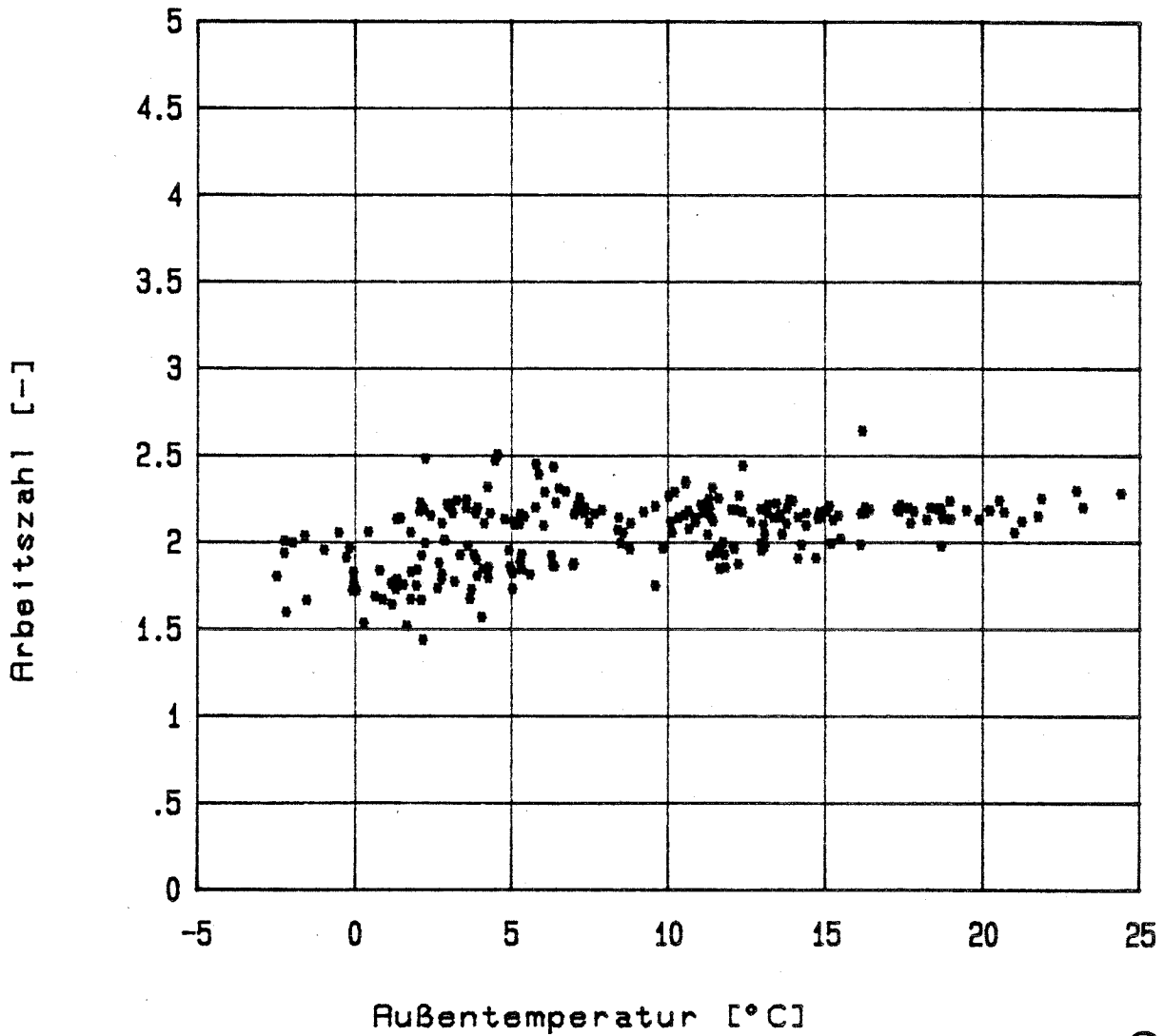
© RWE

RWE

KSH Schwalmtal  
 Mittlere tägliche Arbeitszahl der Wärmepumpe im Zeitraum April bis Dezember 1983

Bild 36

ANWENDUNGSTECHNIK



© RWE

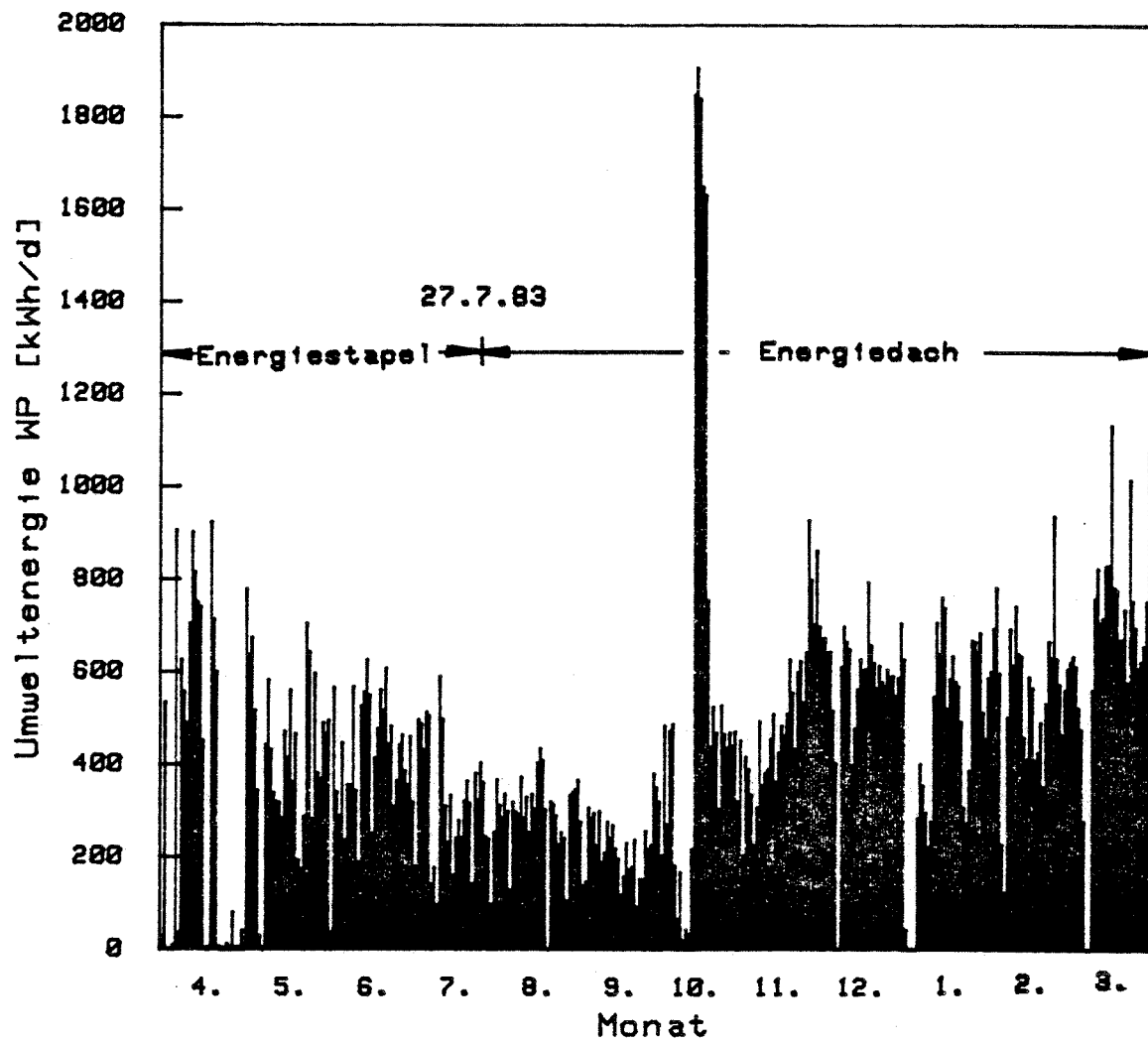
RWE

KSH Schwalmtal  
 Mittlere tägliche Arbeitszahl der Wärmepumpe im Zeitraum Januar bis Juli 1984

Bild 37

ANWENDUNGSTECHNIK



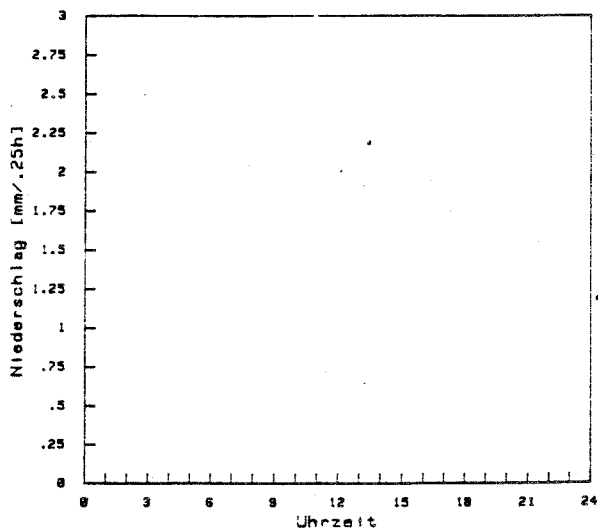
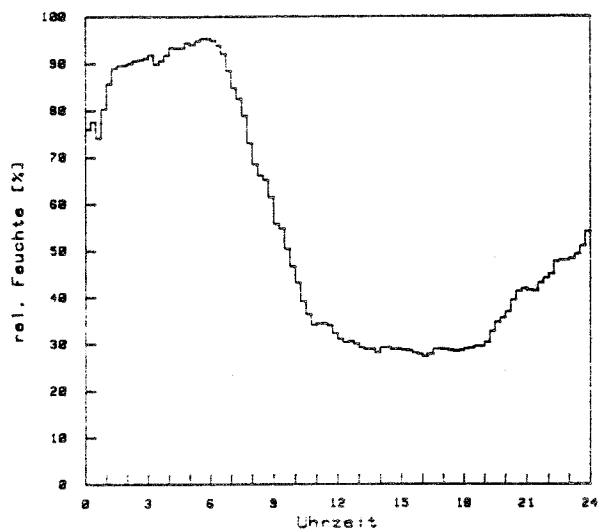
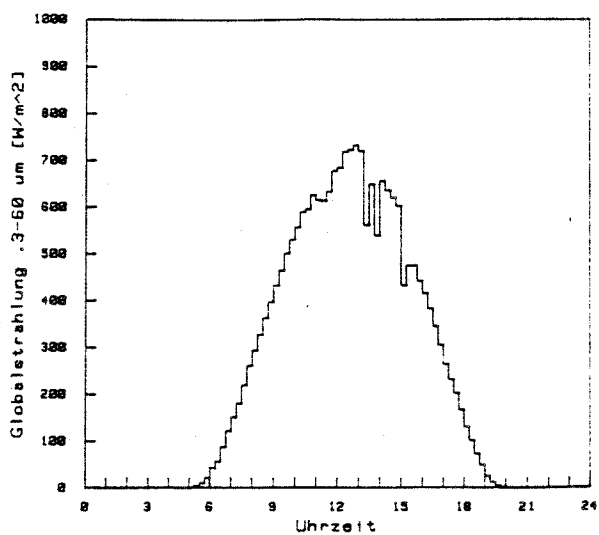
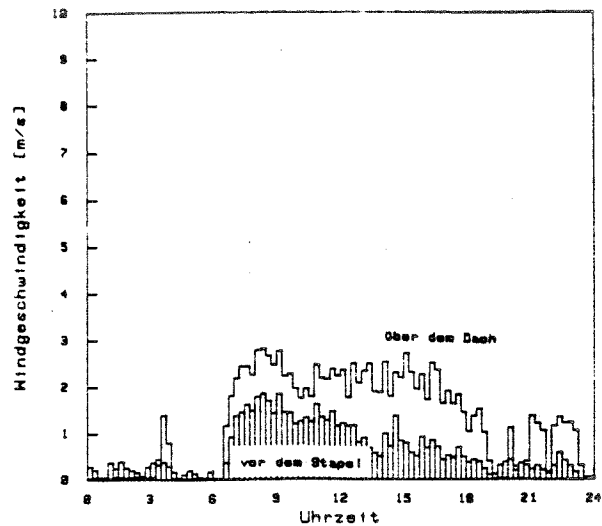
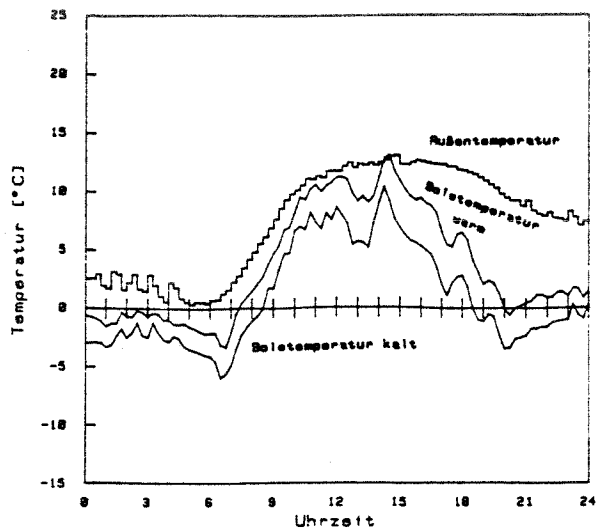


© FfE

FfE

KSH Schwalmtal (1.4.1983-31.3.1984)  
 Täglicher Umweltenergiegewinn mit der  
 Wärmepumpe und den Absorbern

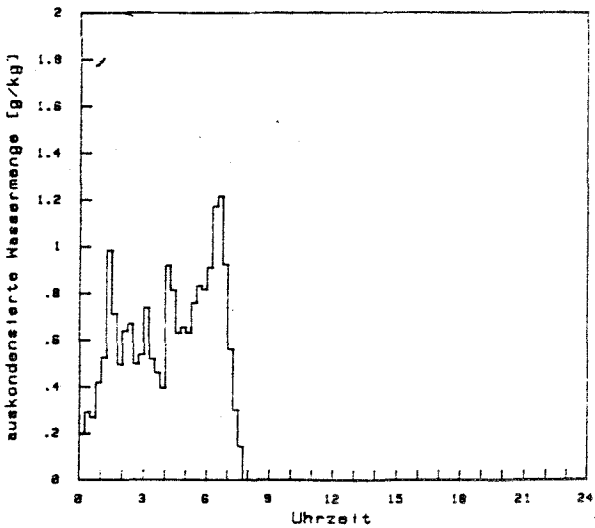
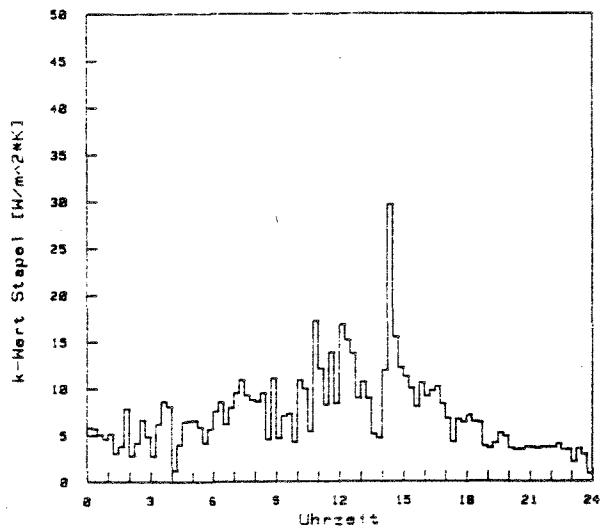
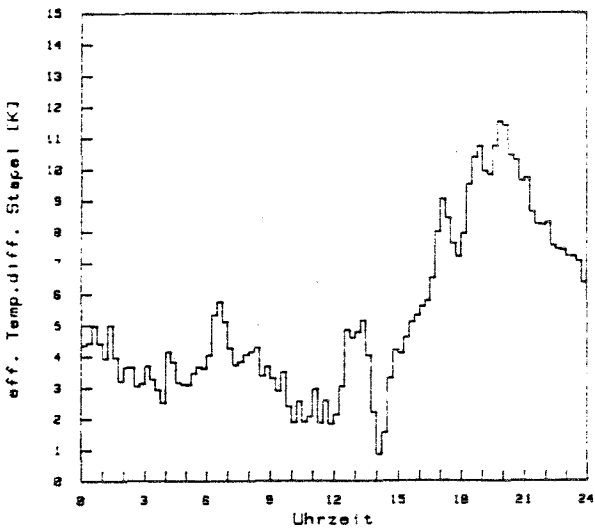
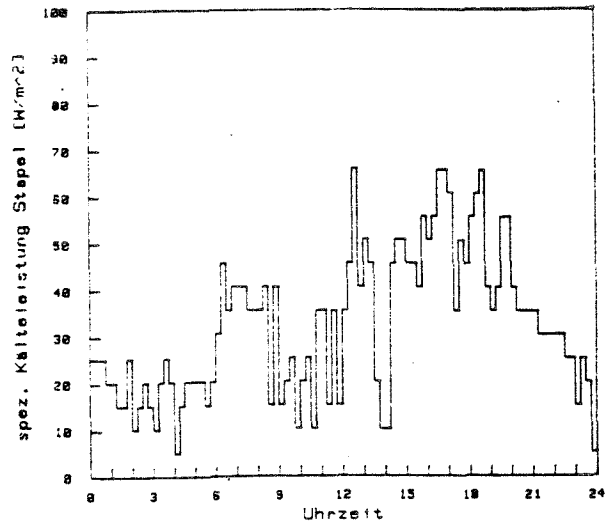
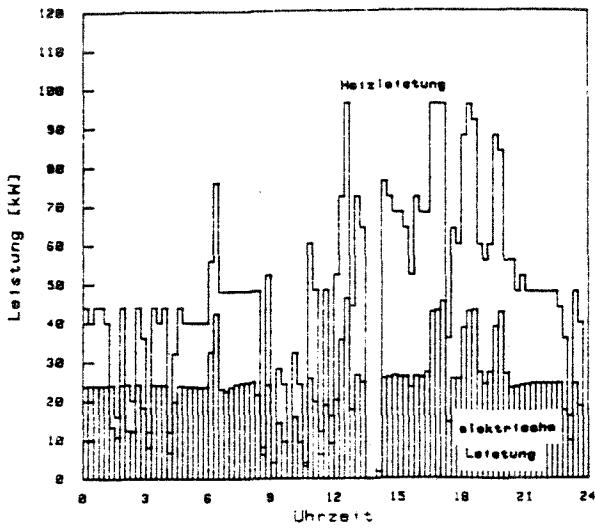
Bild 38



F f E

KSH Schwalmtal  
Verlauf meteorologischer Meßwerte  
am 18.4.1984

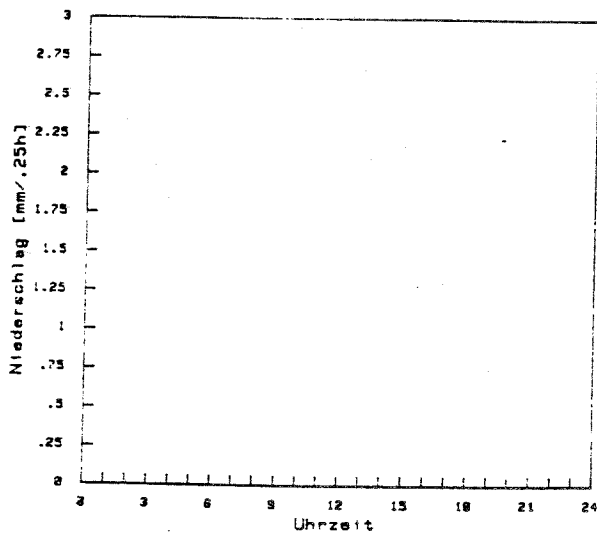
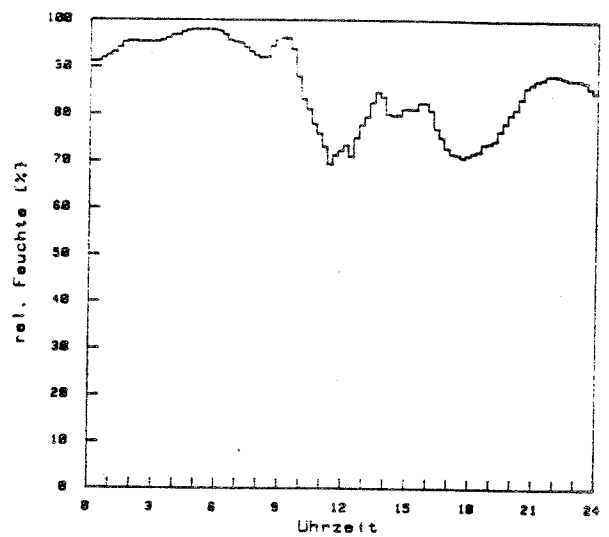
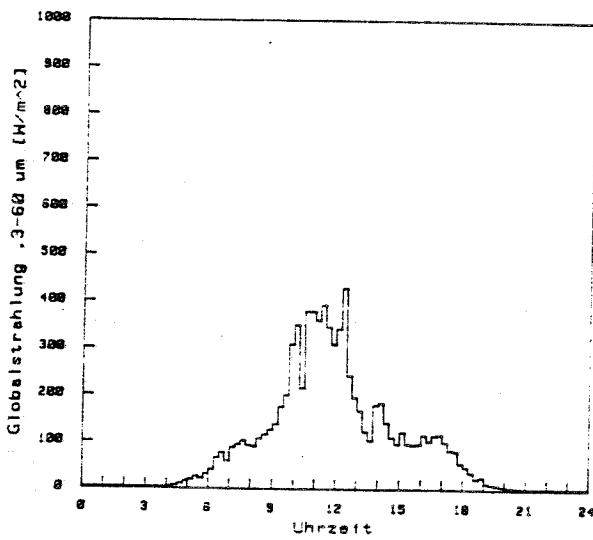
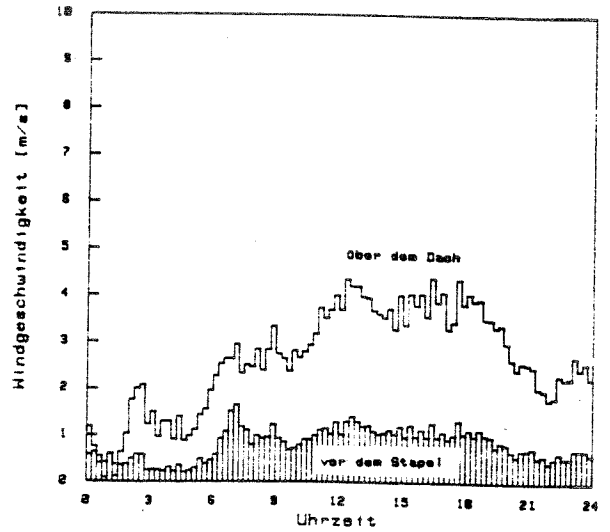
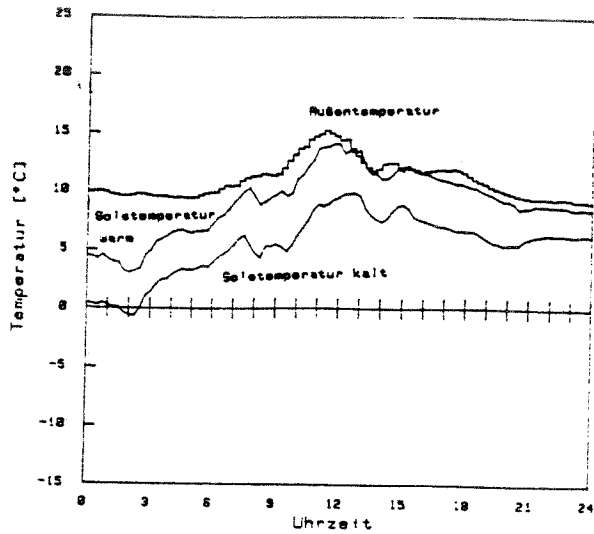
Bild 39



FfE

KSH Schwalmtal  
Verlauf der Leistungswerte des Energiestapels  
und der Einflußgrößen am 18.4.1984

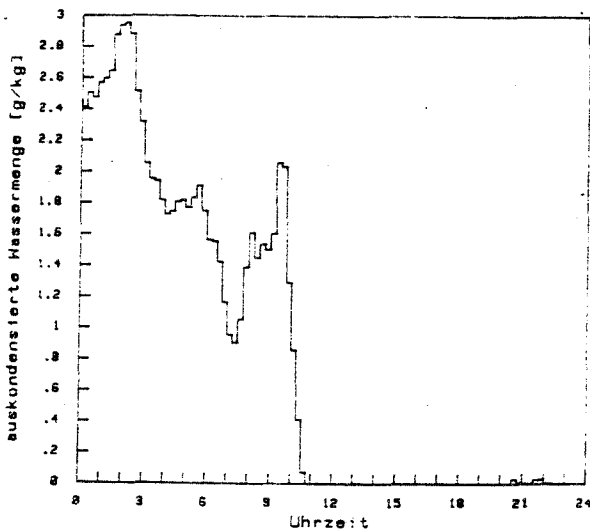
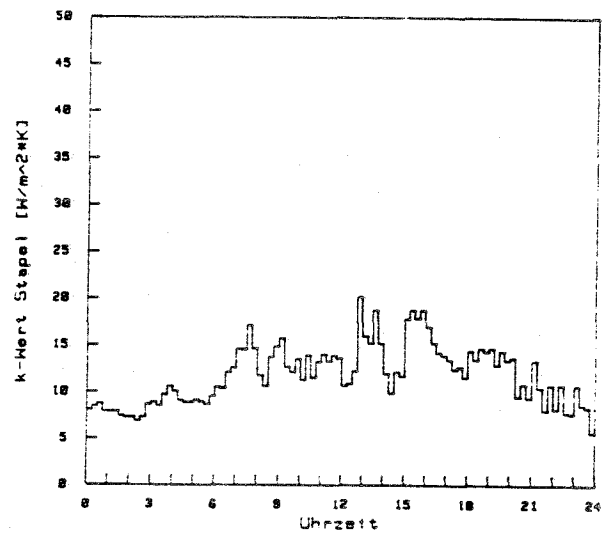
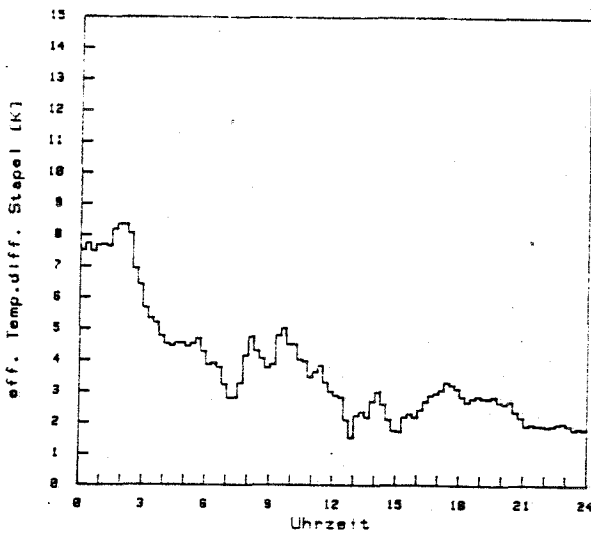
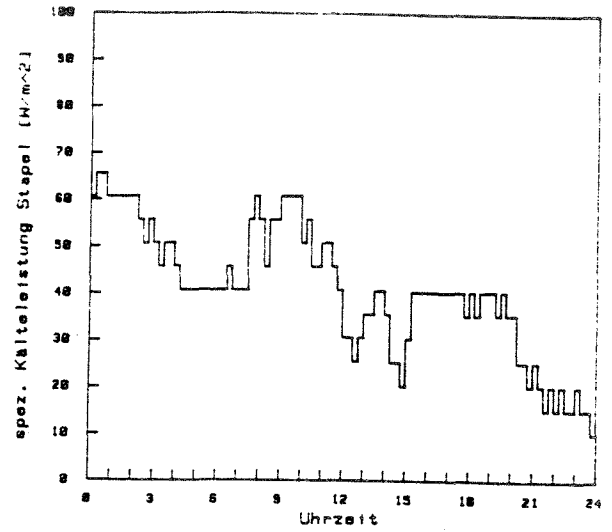
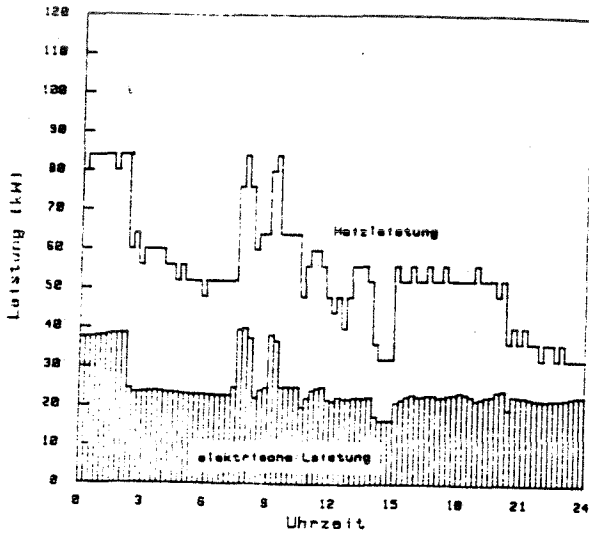
Bild 40



FfE

KSH Schwalmtal  
Verlauf meteorologischer Meßwerte  
am 8.6.1984

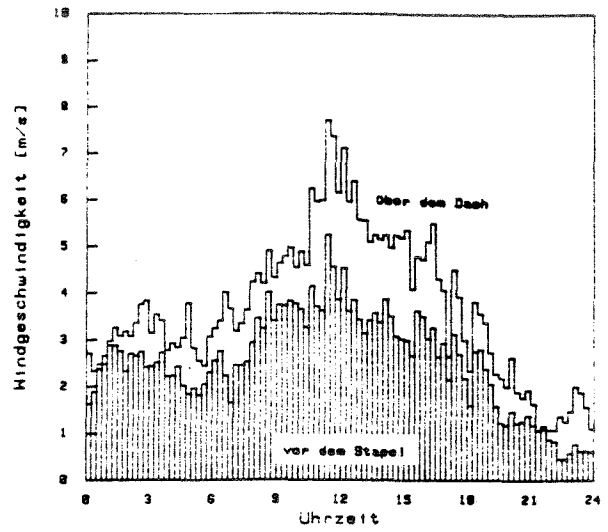
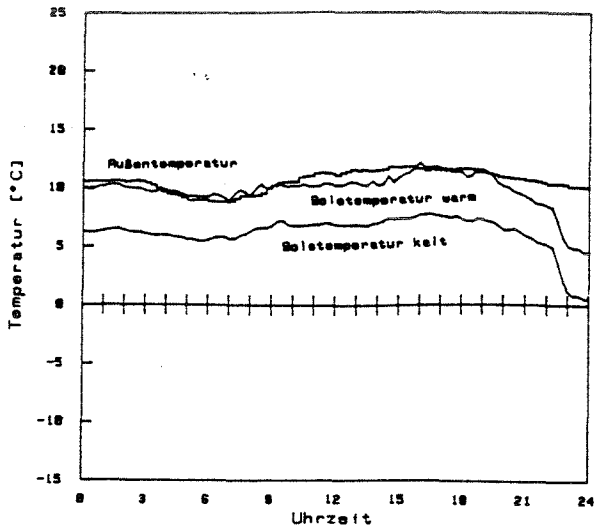
Bild 41



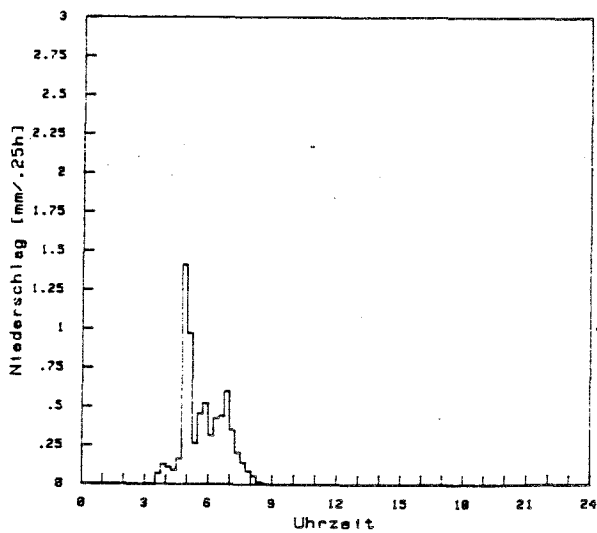
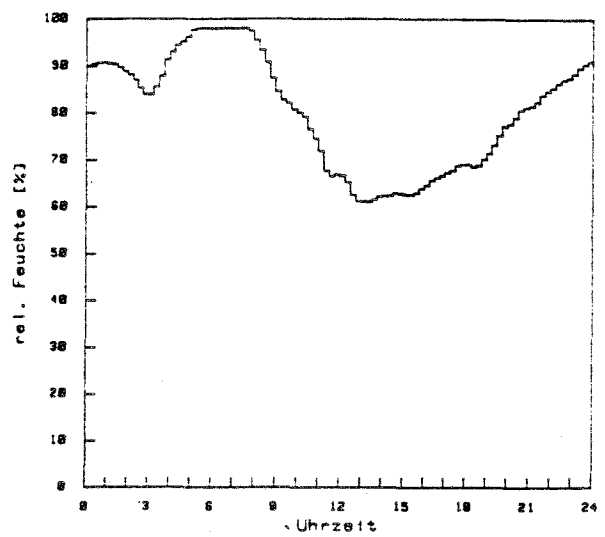
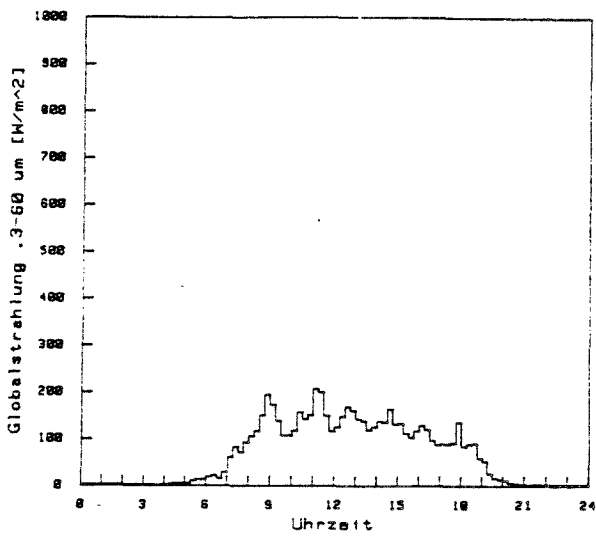
FfE

KSH Schwalmtal  
Verlauf der Leistungswerte des Energiestapels  
und der Einflußgrößen am 8.6.1984

Bild 42



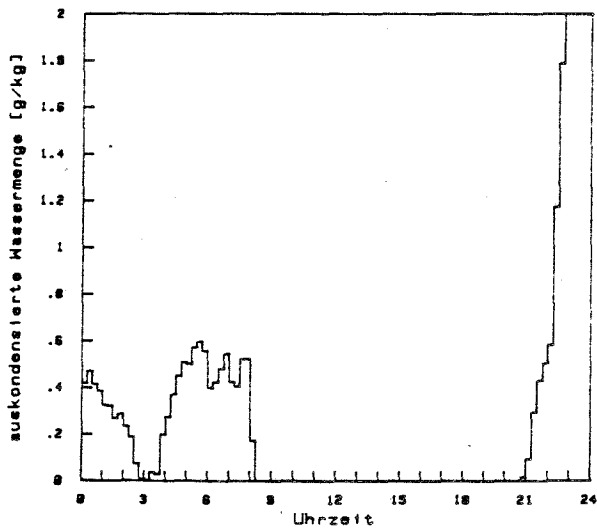
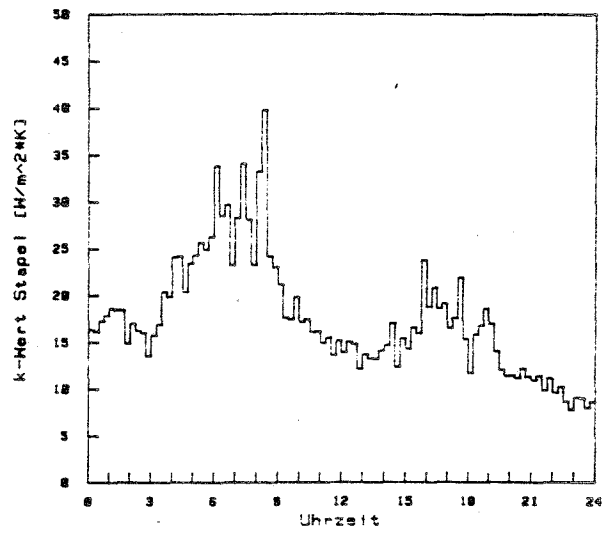
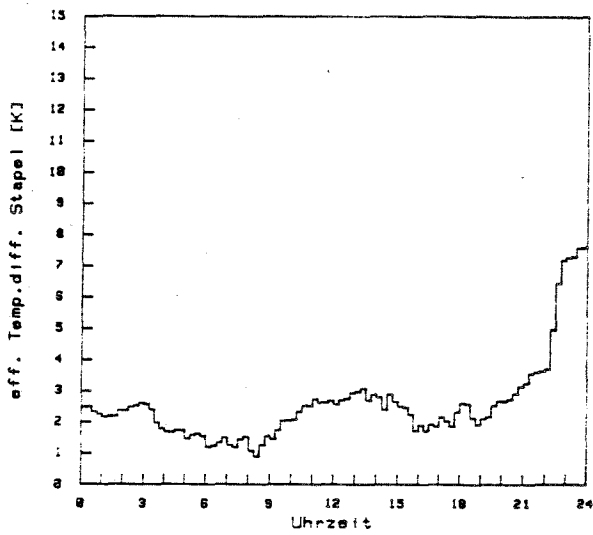
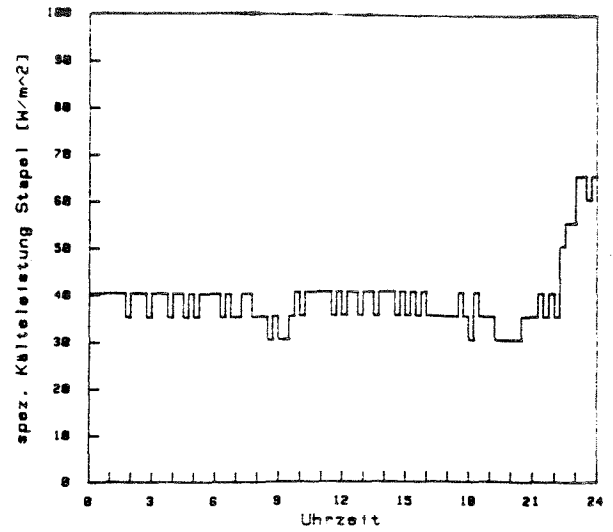
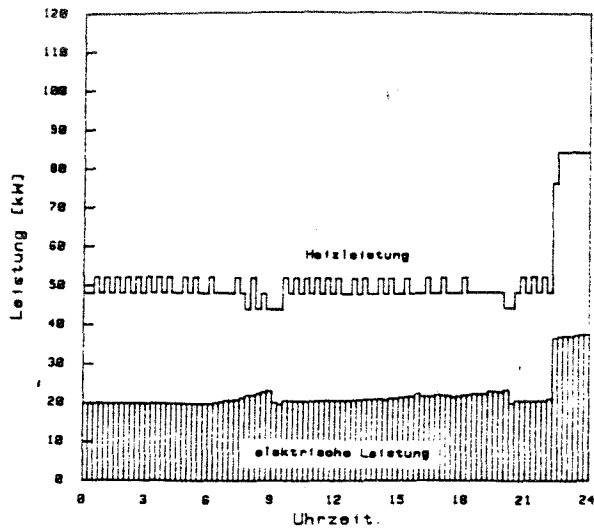
© FfE



FfE

KSH Schwalmtal  
Verlauf meteorologischer Meßwerte  
am 7.6.1984

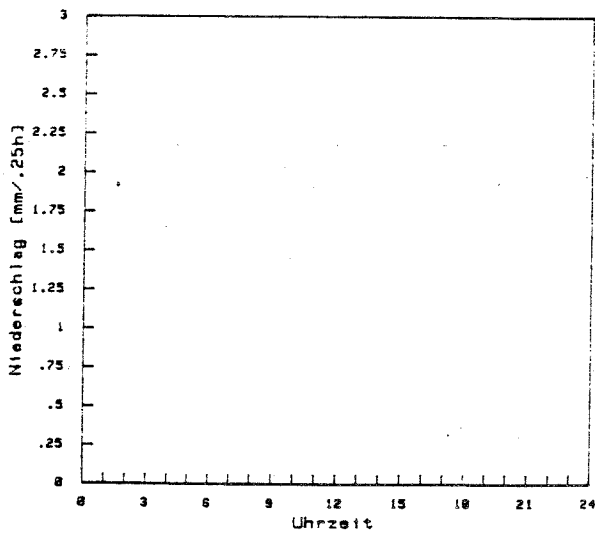
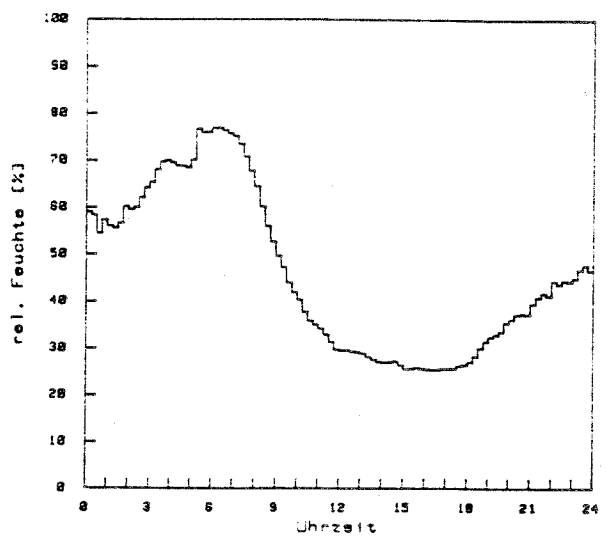
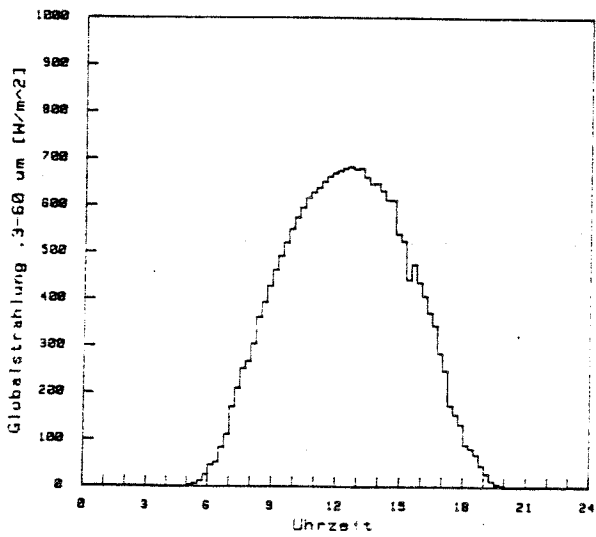
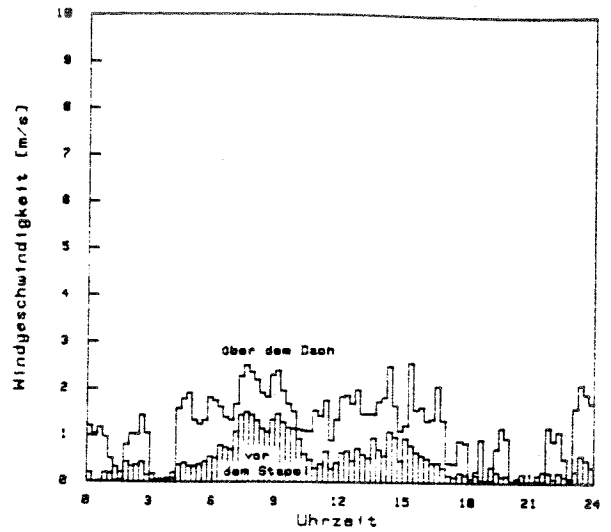
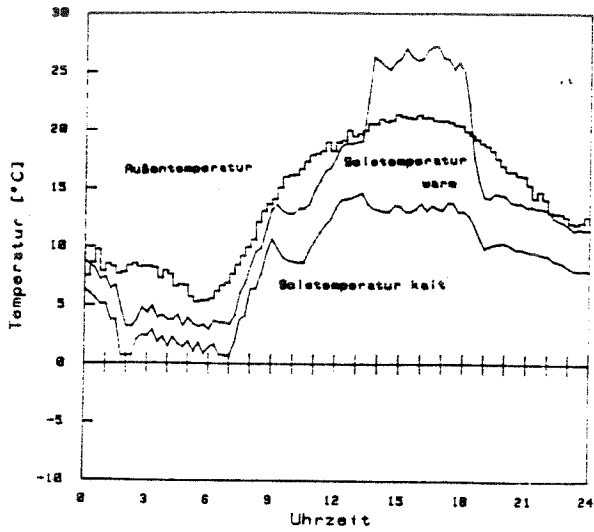
Bild 43



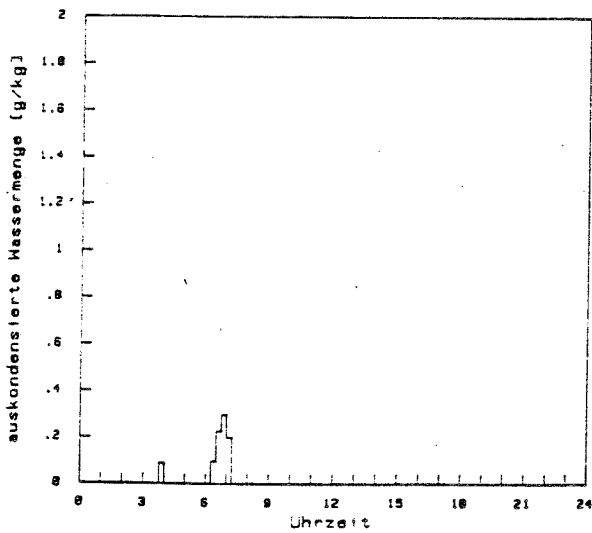
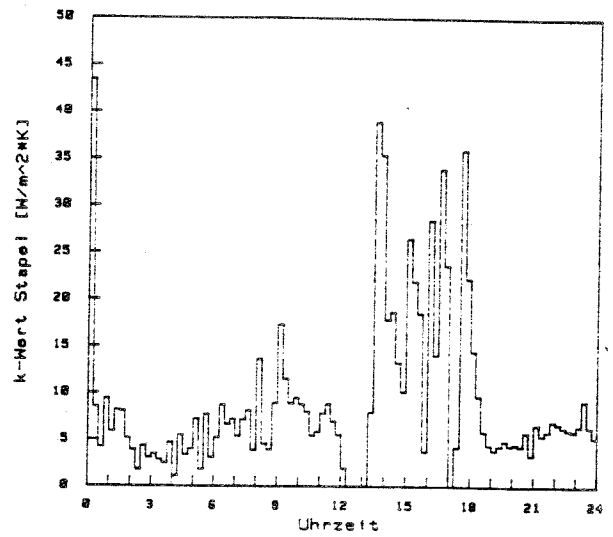
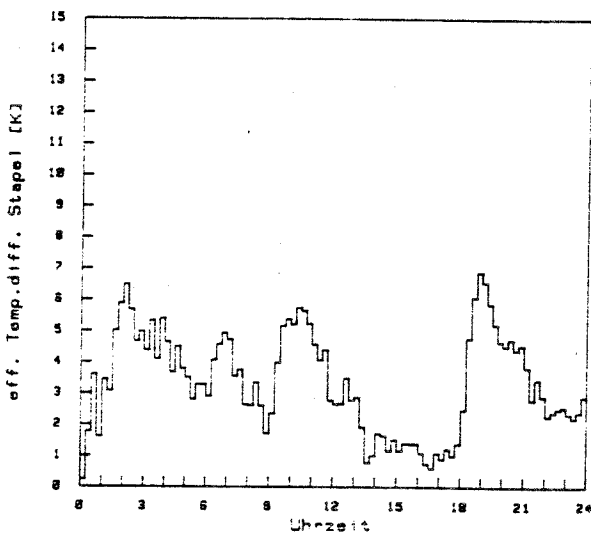
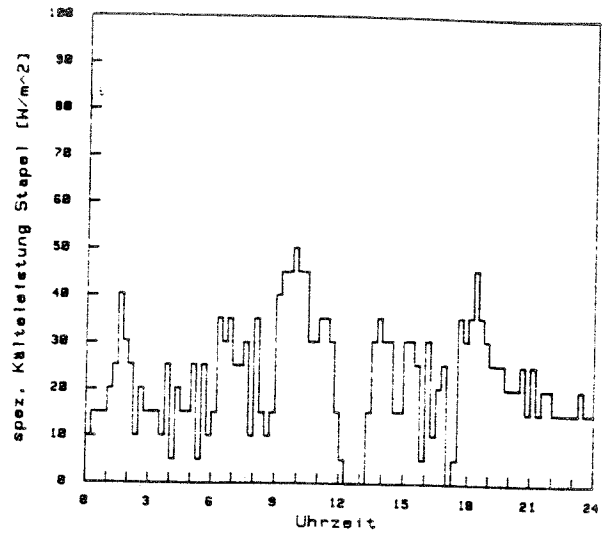
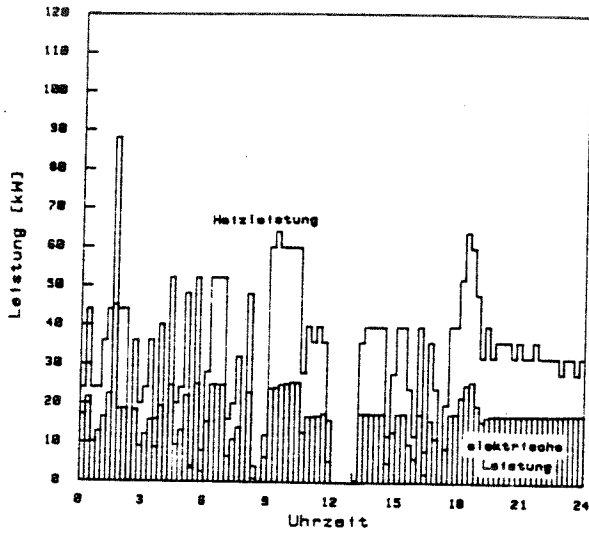
FfE

KSH Schwalmtal  
Verlauf der Leistungswerte des Energiestapels  
und der Einflußgrößen am 7.6.1984

Bild 44



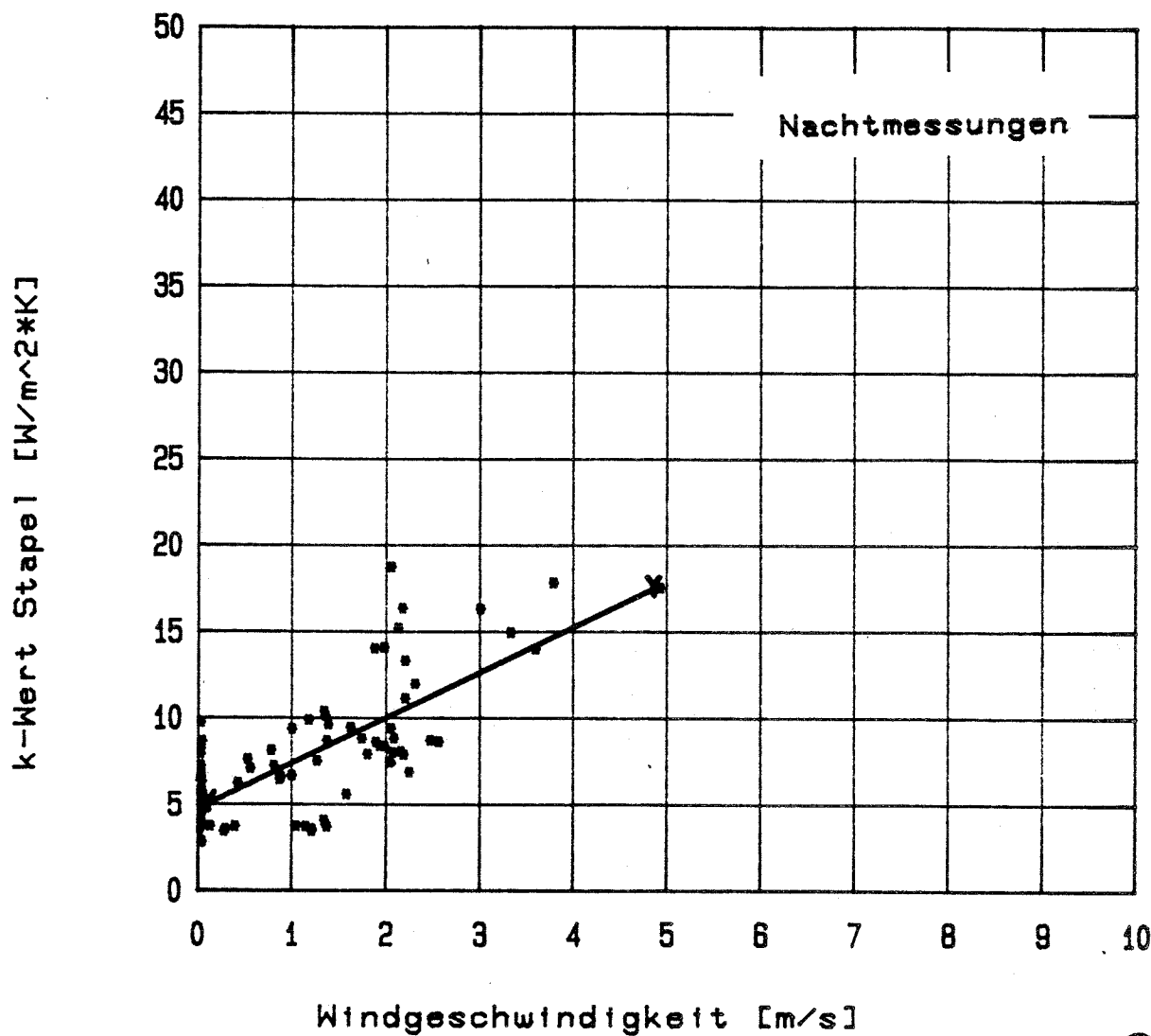




FfE

KSH Schwalmtal  
Verlauf der Leistungswerte des Energiestapels  
und der Einflußgrößen am 21.4.1984

Bild 46

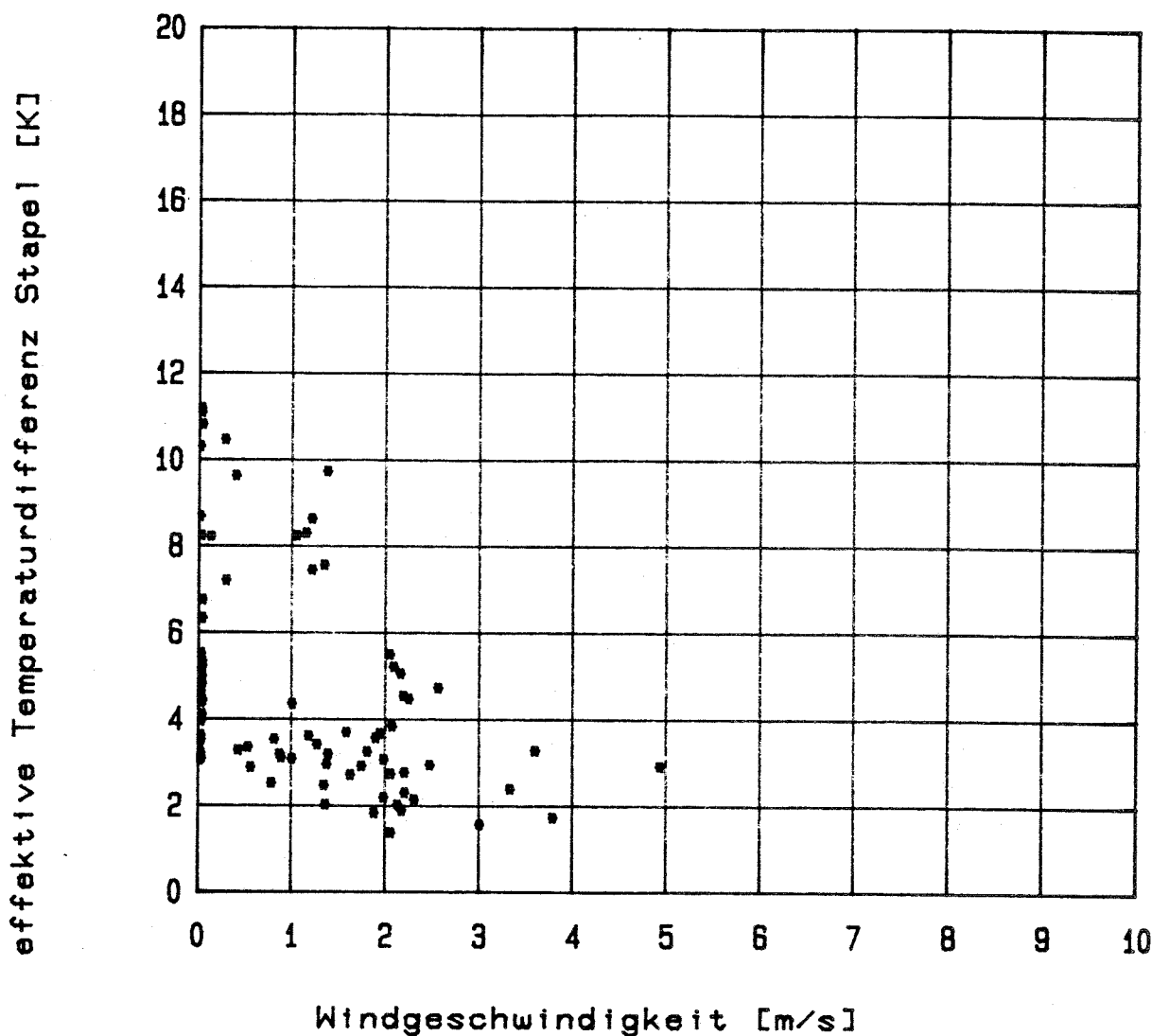


© RWE

RWE

KSH Schwalmtal  
 Wärmedurchgangskoeffizient des Energie-  
 stapels in dem Zeitraum 16.4.-24.4.1984

Bild 47  
 ANWENDUNGSTECHNIK



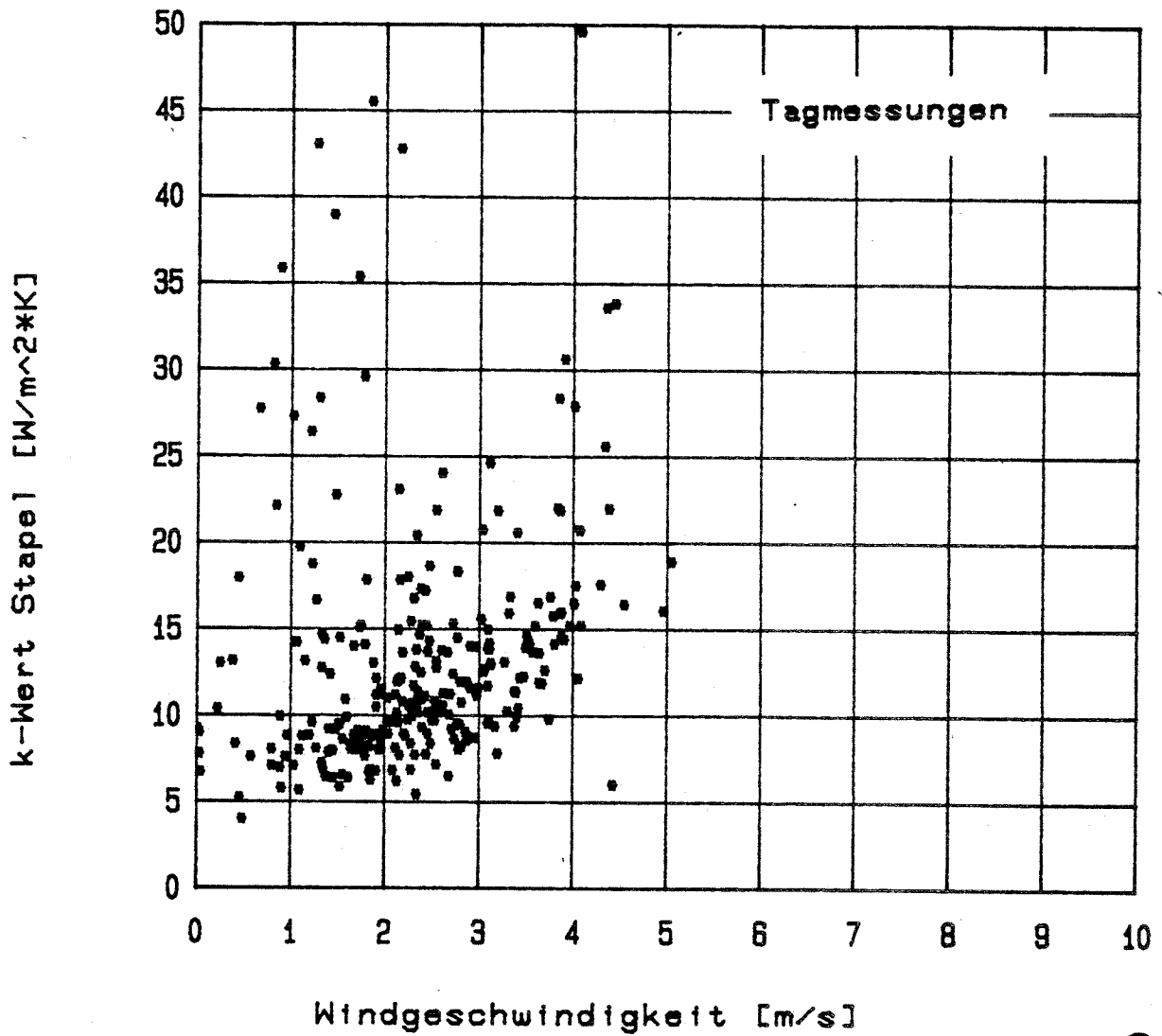
© RWE

RWE

KSH Schwalmtal (16.-24.4.1984)  
 Abhängigkeit der Unterkühlung des Energie-  
 stapels von der Windgeschwindigkeit

Bild 48

ANWENDUNGSTECHNIK



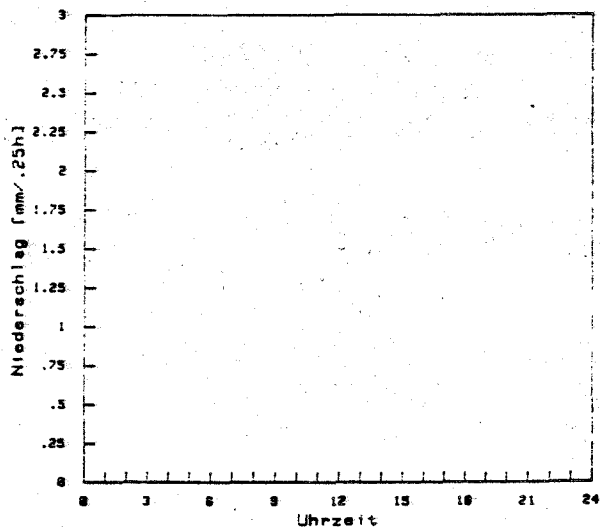
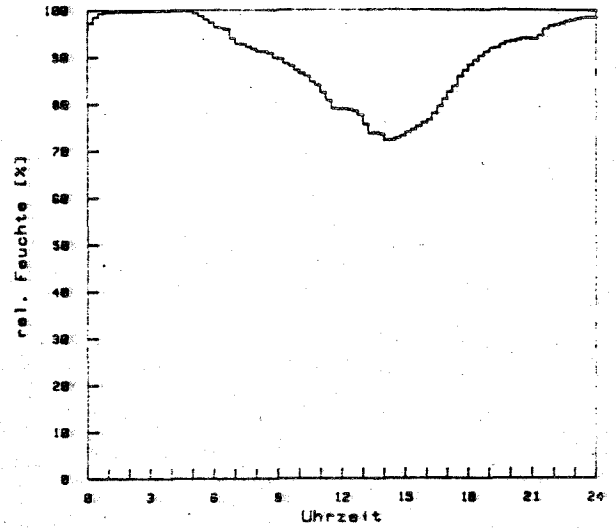
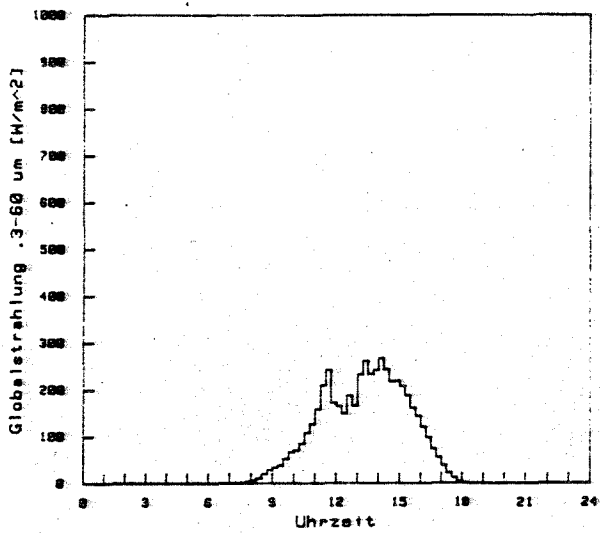
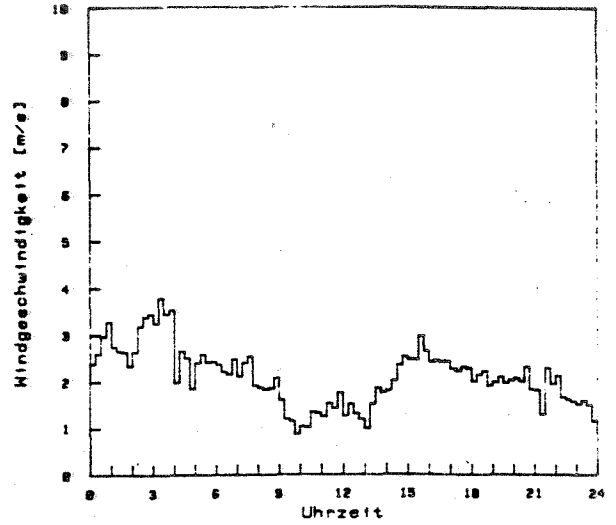
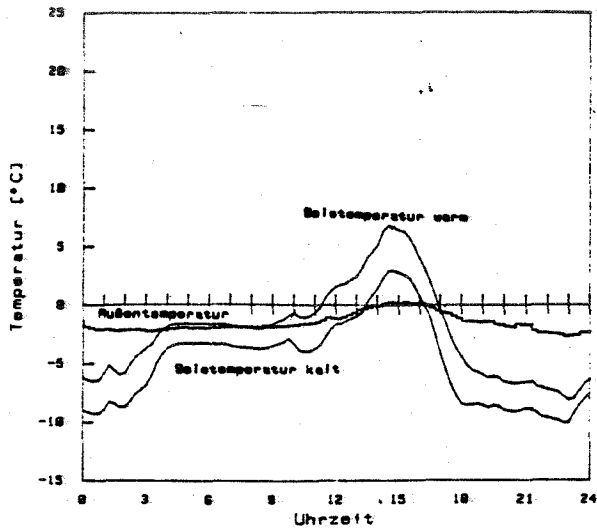
© RWE

RWE

KSH Schwalmtal  
 Wärmedurchgangskoeffizient des Energie-  
 stapels in dem Zeitraum 16.4.-24.4.1984

Bild 49

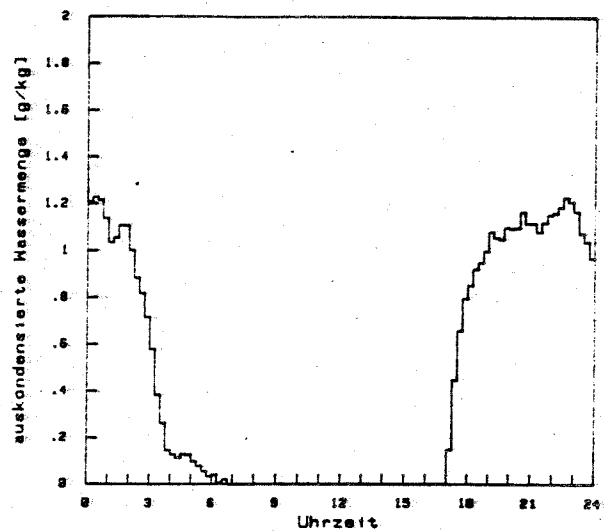
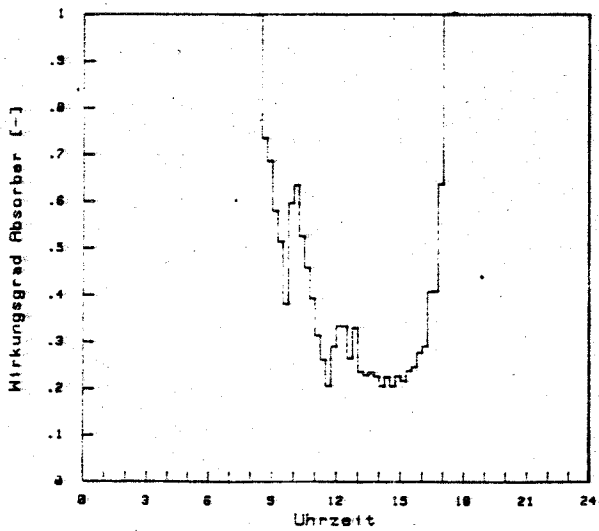
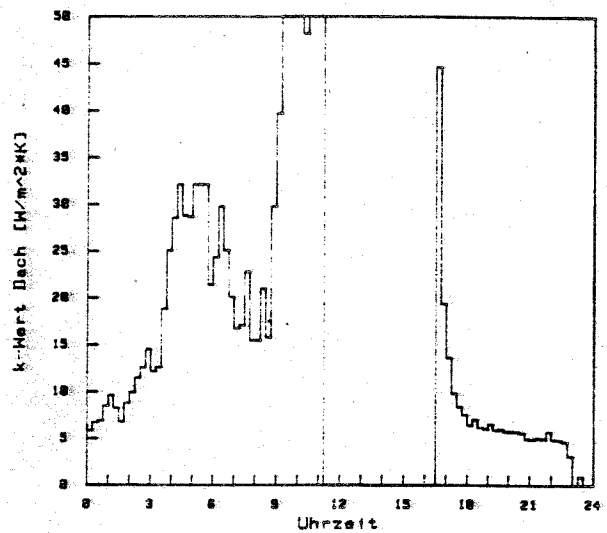
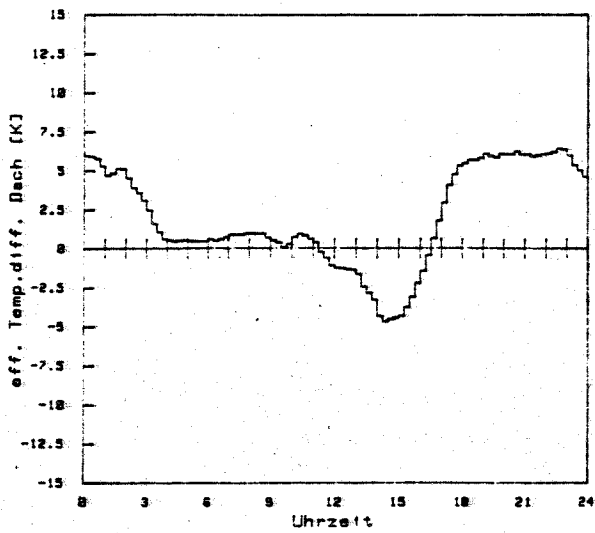
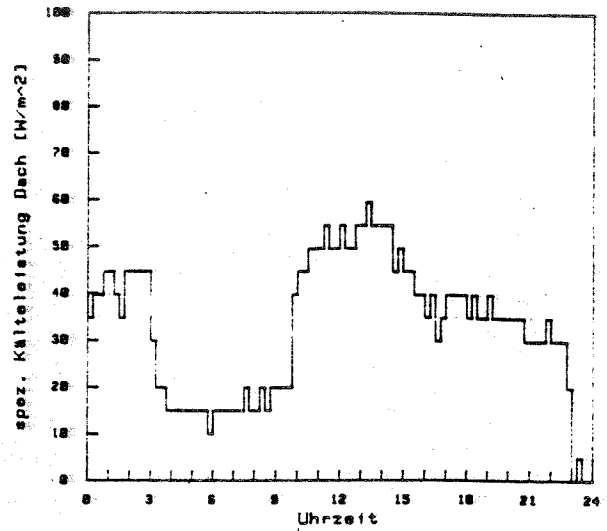
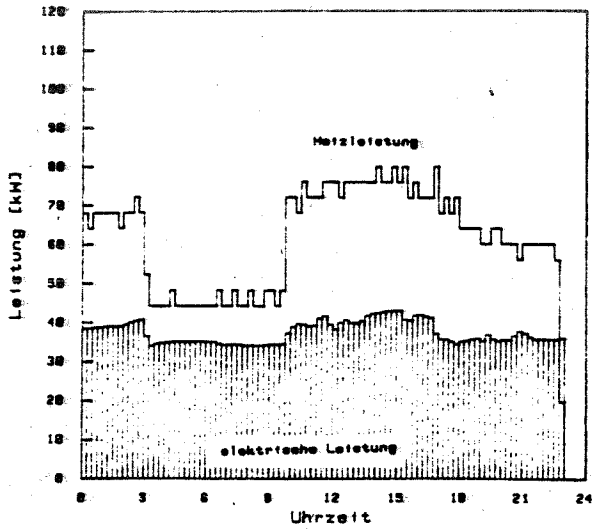
ANWENDUNGSTECHNIK



FfE

KSH Schwaimital  
Verlauf meteorologischer Meßwerte  
am 15.2.1984

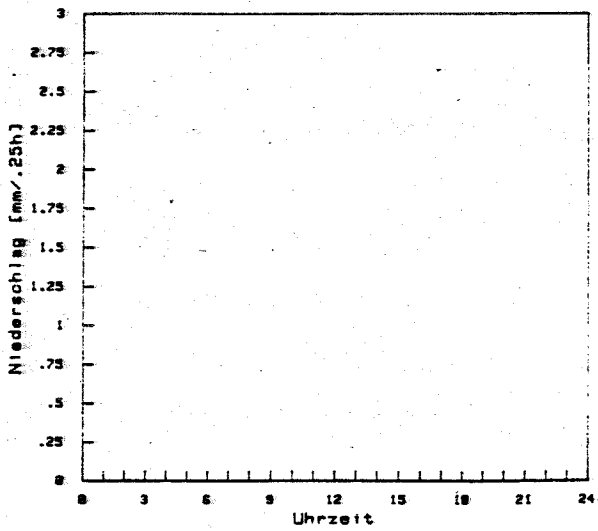
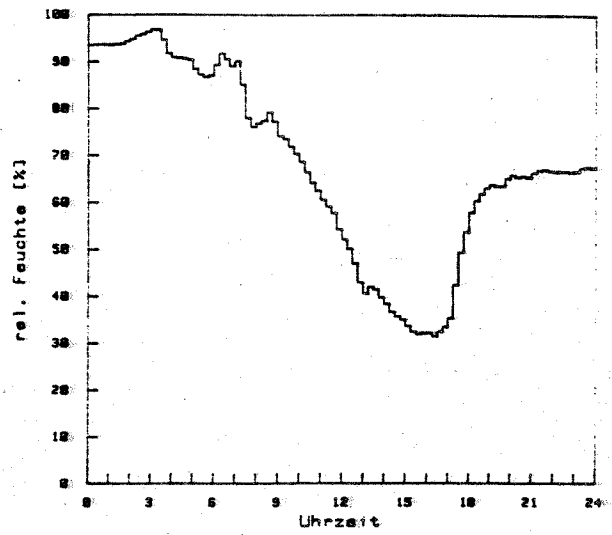
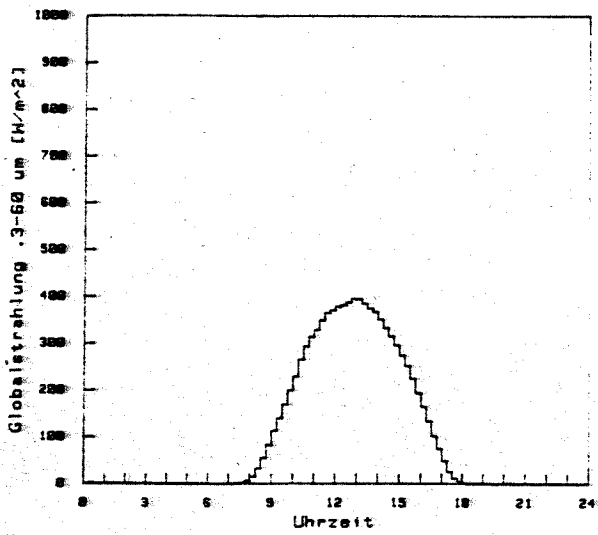
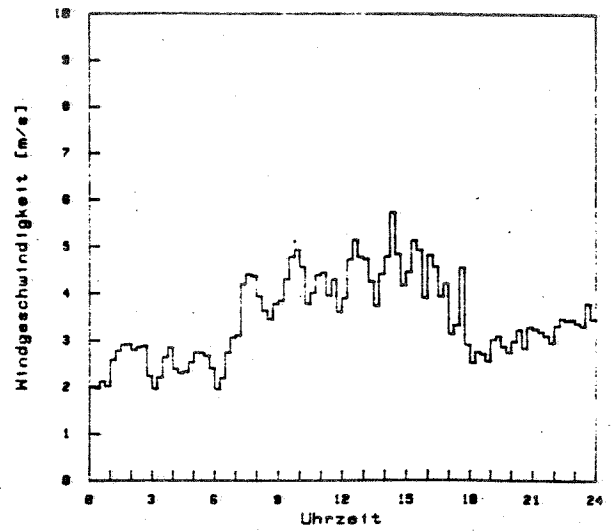
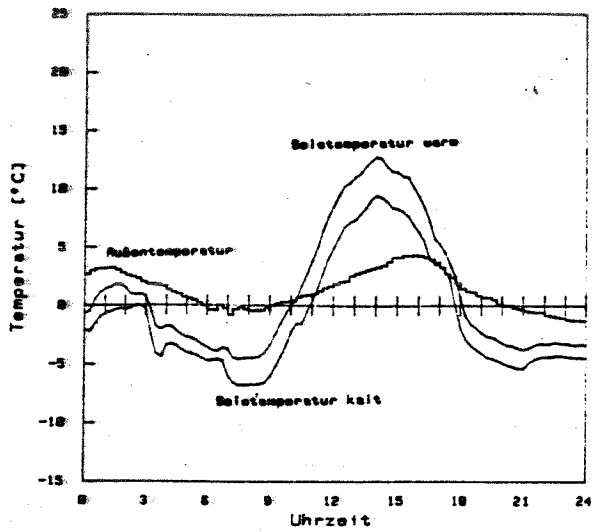
Bild 50



FfE

KSH Schwalmtal  
Verlauf der Leistungswerte des Energiedaches  
und der Einflußgrößen am 15.2.1984

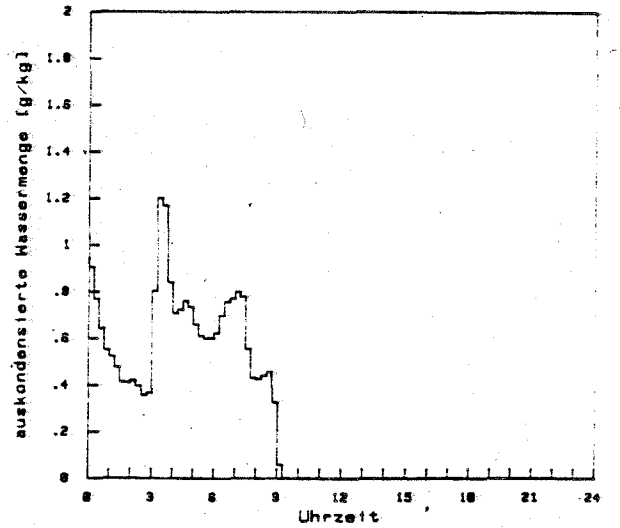
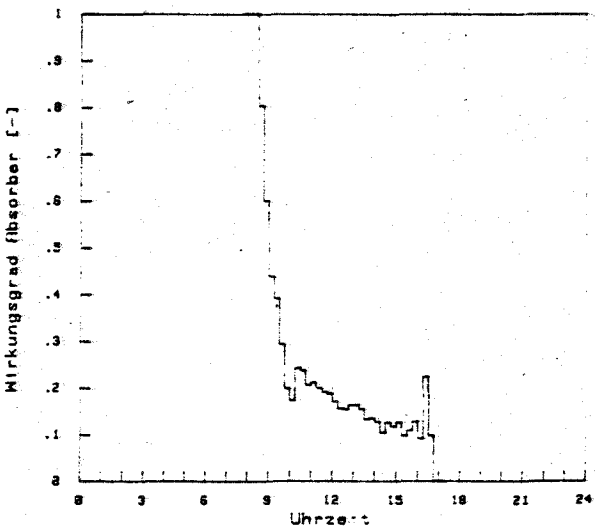
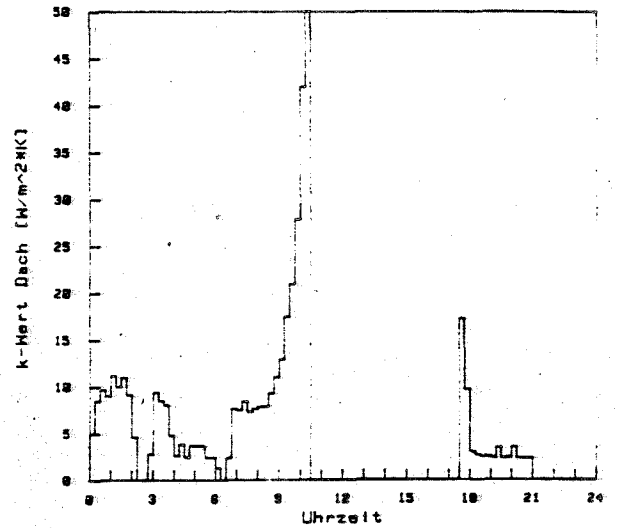
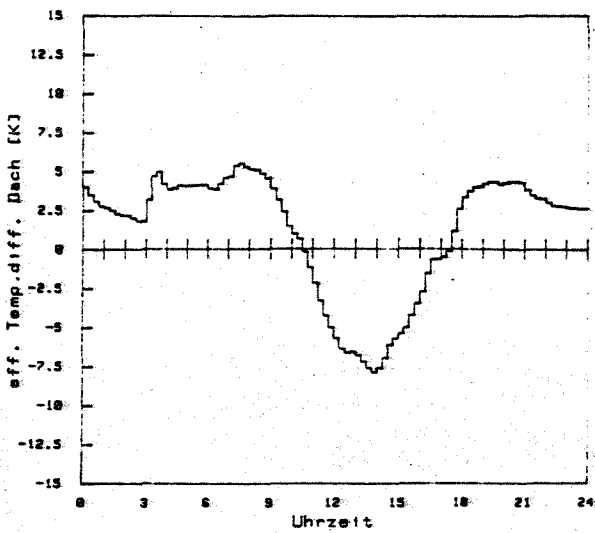
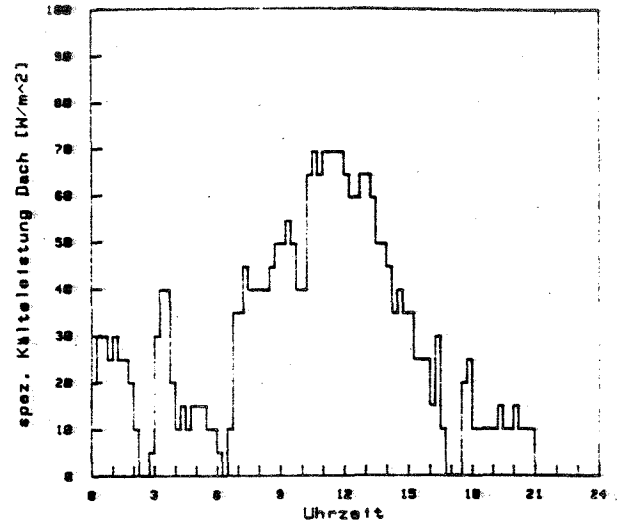
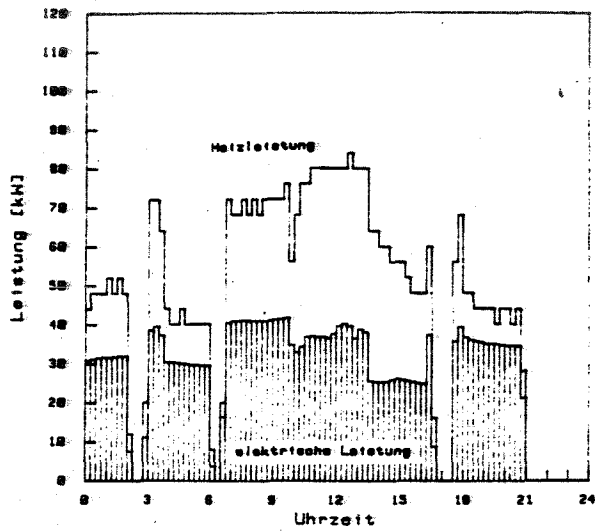
Bild 51



FfE

KSH Schwaimital  
Verlauf meteorologischer Meßwerte  
am 12.2.1984

Bild 52

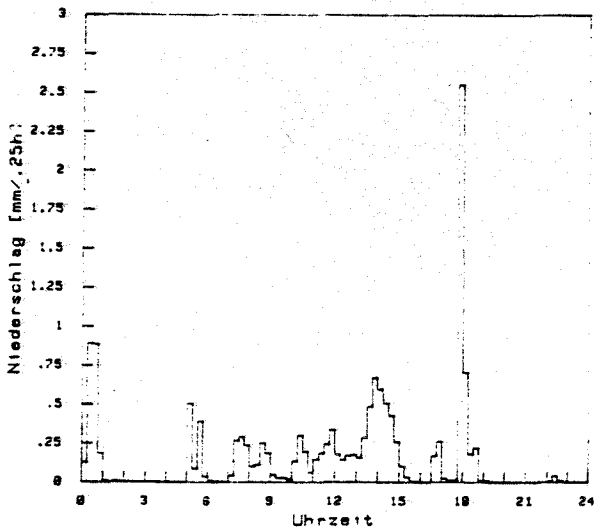
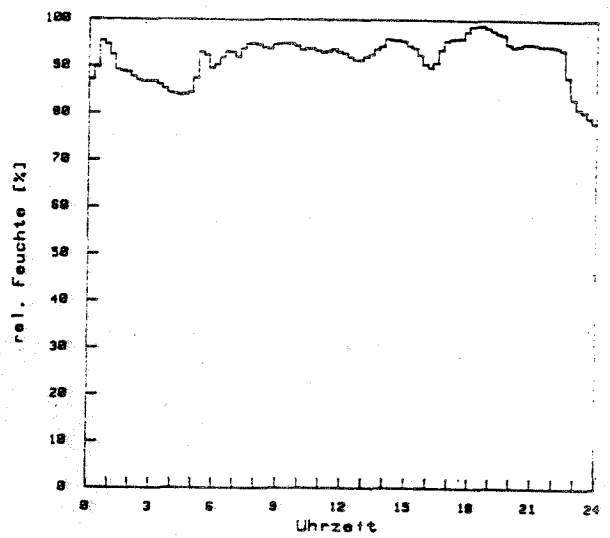
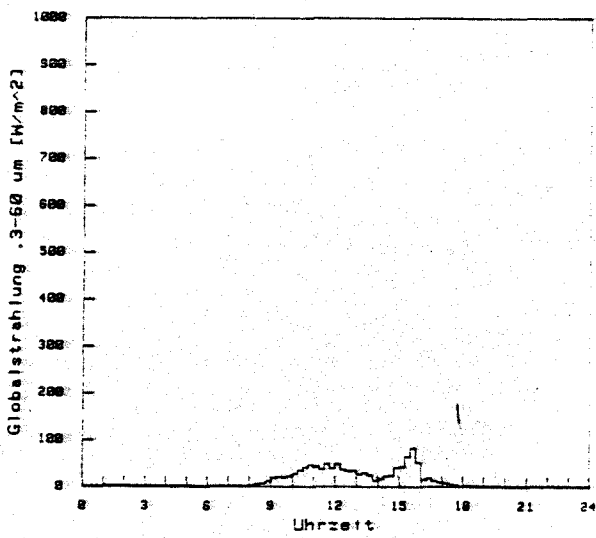
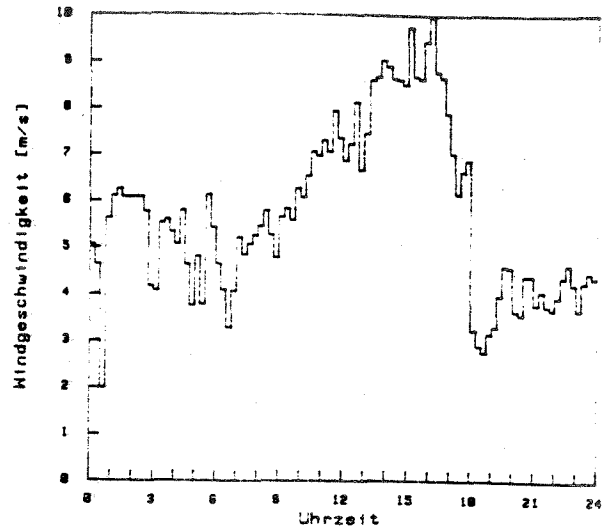
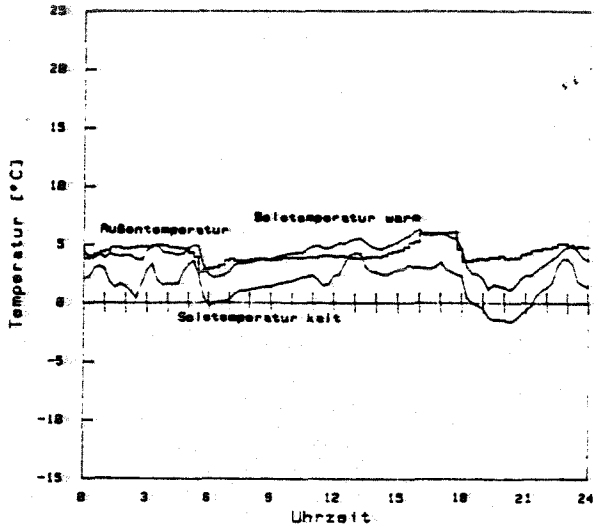


FfE

KSH Schwalmtal  
Verlauf der Leistungswerte des Energiedaches  
und der Einflußgrößen am 12.2.1984

Bild 53

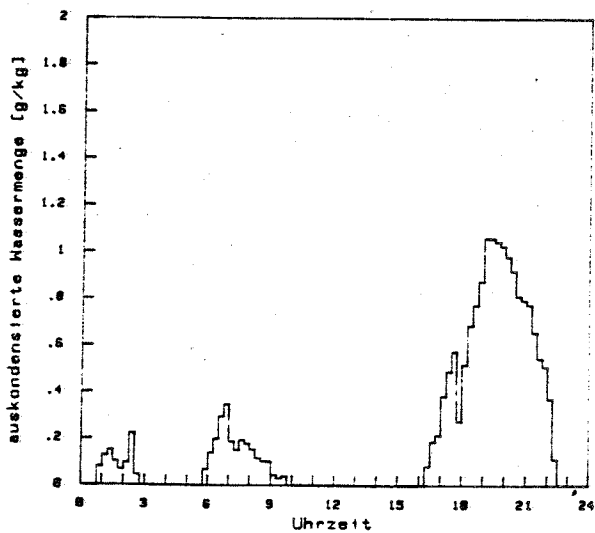
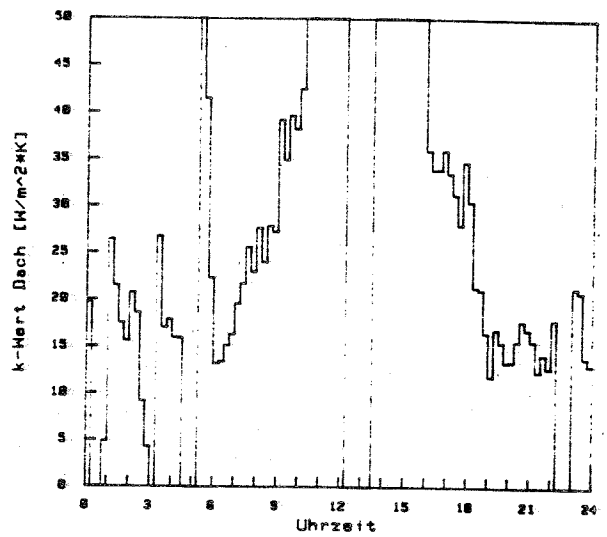
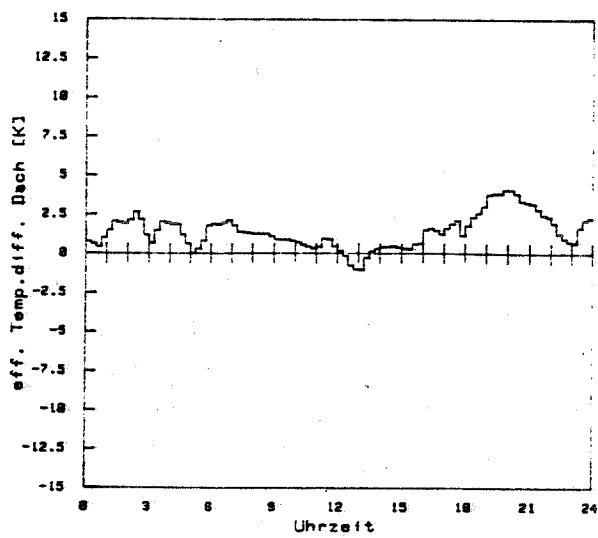
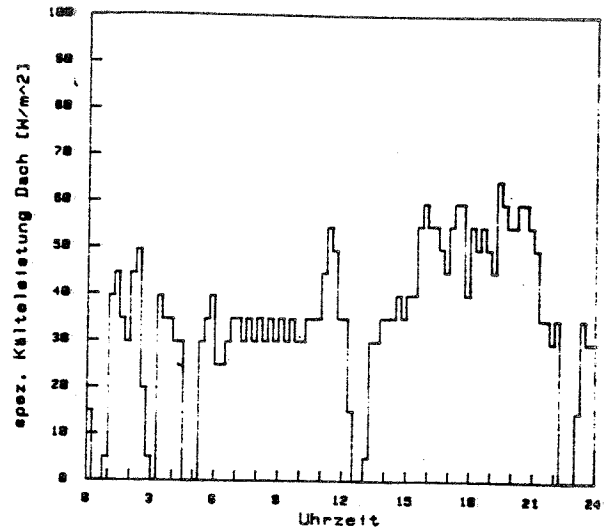
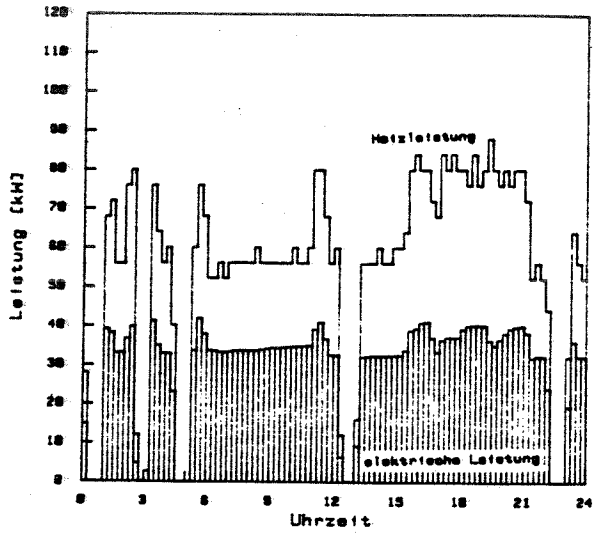




FfE

KSH Schwalmtal  
Verlauf meteorologischer Messwerte  
am 3.2.1984

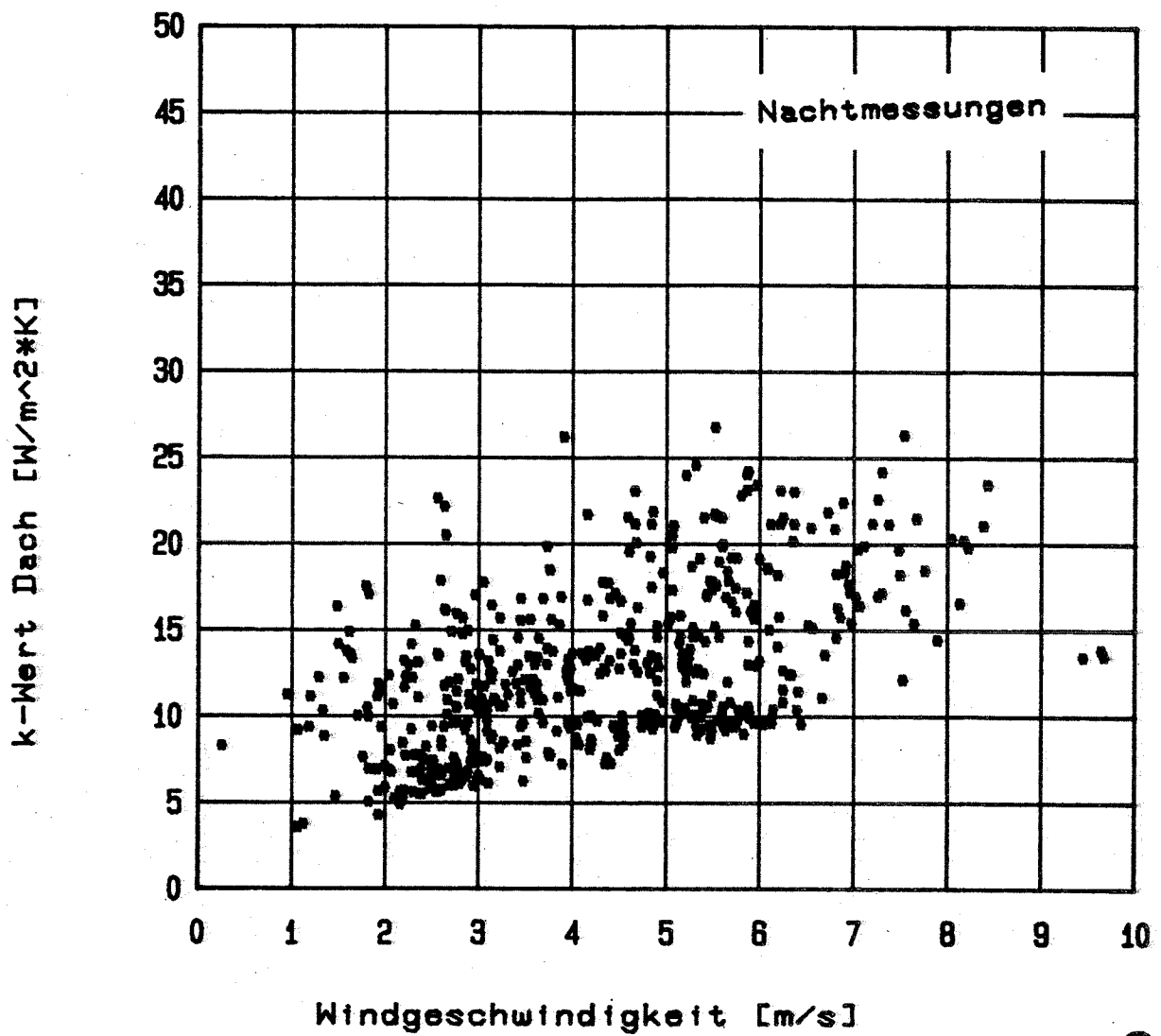
Bild 54



FfE

KSH Schwalmtal  
Verlauf der Leistungswerte des Energiedaches  
und der Einflußgrößen am 3.2.1984

Bild 55



© RWE

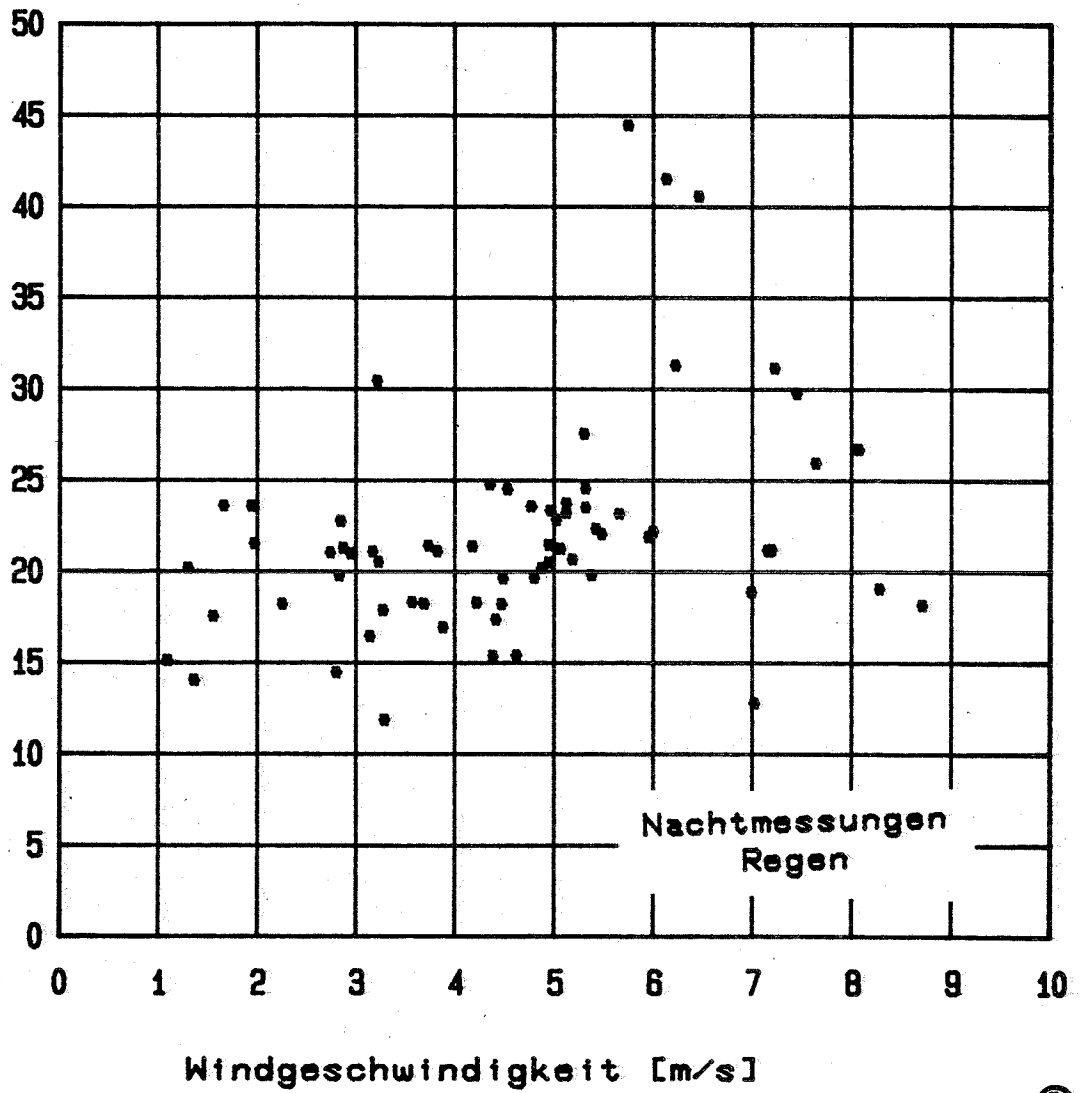
RWE

KSH Schwalmtal  
 Wärmedurchgangskoeffizient des Energie-  
 Daches in dem Zeitraum 29.11.1983-19.2.1984

Bild 56

ANWENDUNGSTECHNIK

k-Wert Dach [W/m<sup>2</sup>\*K]



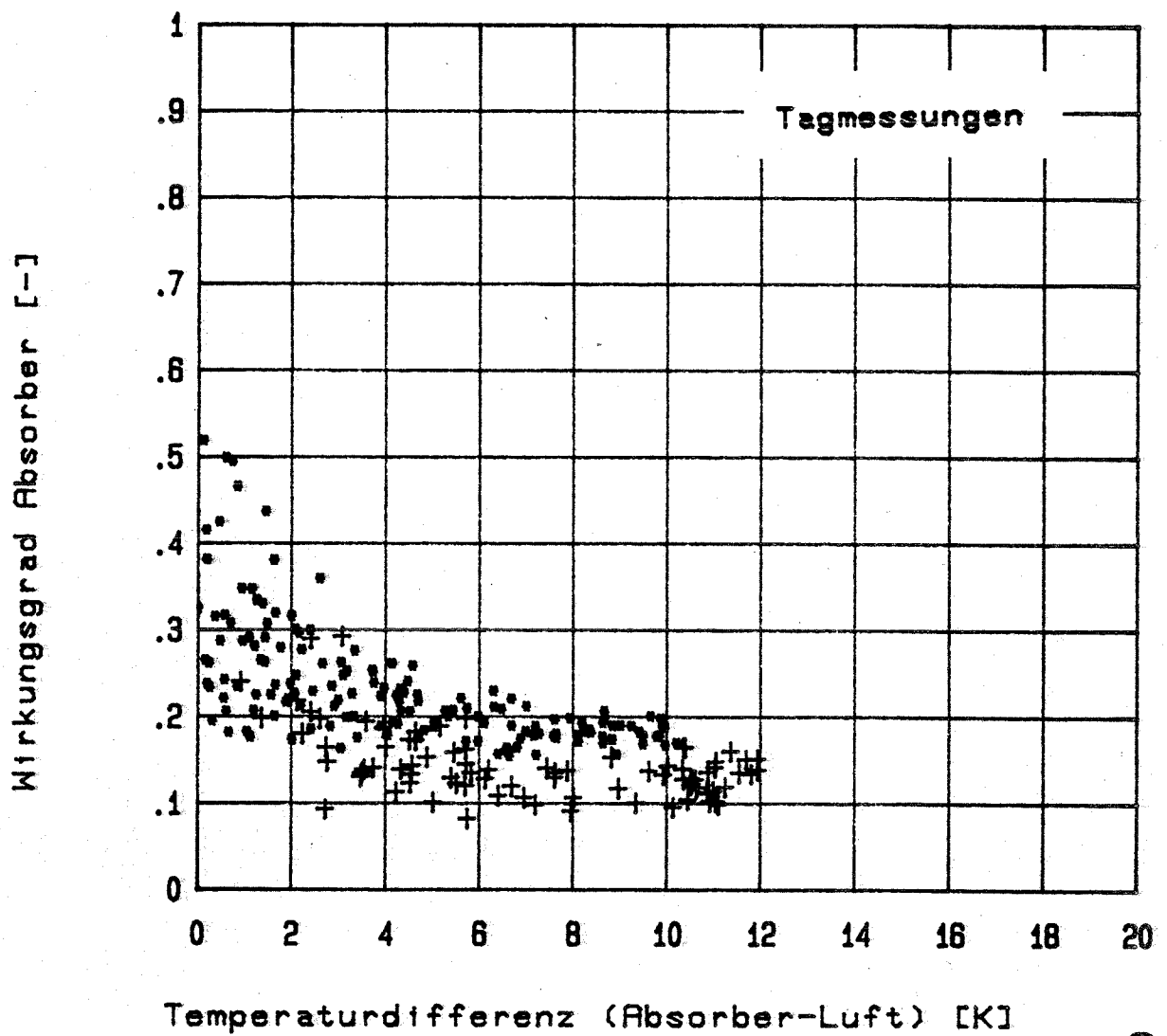
© RWE

RWE

KSH Schwaimital  
Wärmedurchgangskoeffizient des Energie-  
Daches in dem Zeitraum 28.11.1983-8.2.1984

Bild 57

ANWENDUNGSTECHNIK



© RWE

RWE

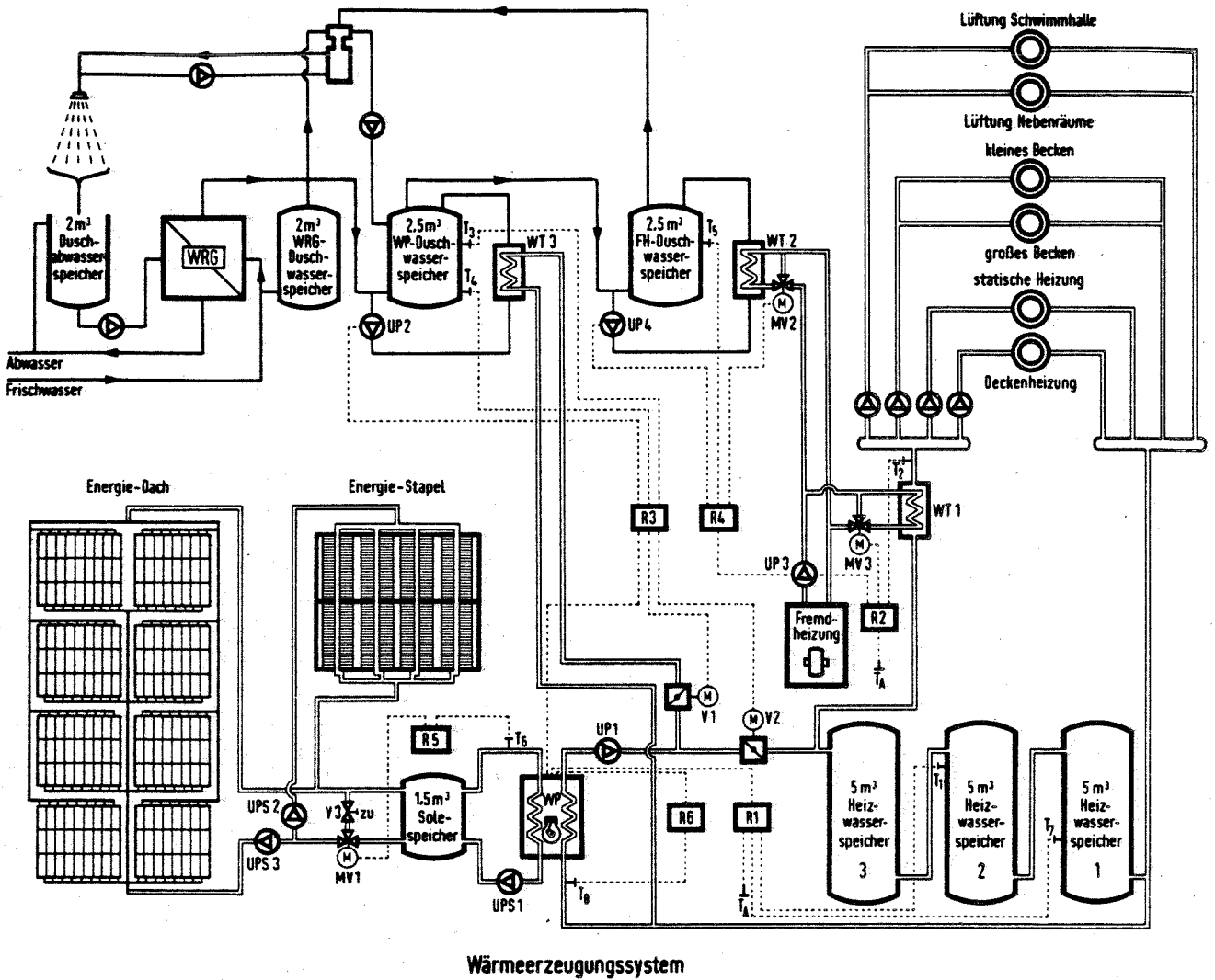
KSH Schwalmtal  
 Wirkungsgrad des Absorbers in dem  
 Zeitraum 23.1.-19.2.1984

Bild. 58

ANWENDUNGSTECHNIK

Duschwassererwärmungssystem

Heizwärmeverteilungssystem



KSH Schwalmtal  
 Schema des Heizungs- u. Duschwasser-Kreislaufs  
 mit Reglern (Änderungsvorschläge Herbst 1984)