



WERKINGFLOW

— TECHNISCHER ENERGIEBERICHT

LBNL Chiller Plant Analysis

Energy Performance Analysis
Kaltwassersystem-Analyse

ERSTELLT

04. Februar 2026

WORKFLOW

WerkING Energy v2

POWERED BY

Data-Energyneering

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung und Systemkontext

- Objektbeschreibung
- Systemarchitektur der Kälteanlage
- Regelungskonzept
- Messdatengrundlage
- Auslegungsbedingungen und Klimakontext
- Zielsetzung der Analyse
- Struktur des Berichts

- Tageszeitliche und wöchentliche Lastprofile
- Thermische Kühlleistung und Gebäudelast
- System Performance Factor (SPF) und Effizienz-Benchmark
- Ursachenanalyse des niedrigen SPF
- Saisonale SPF-Variation
- Zusammenfassung der Verbrauchsanalyse

2. Messmethodik und Datenqualität

- Zeitlicher Umfang und Auflösung
- Messgrößen und Sensorsausstattung
- Datenqualitätsbewertung und ausgeschlossene Sensoren
- Messgenauigkeit und Unsicherheiten
- Qualitätssicherung und Plausibilitätsprüfungen
- Auswirkungen auf die Analysephasen
- Zusammenfassung der Datengrundlage

5. Detaillierte Systemauswertung

- Zielsetzung der Detailanalyse
- Teillastverhalten der Kältemaschinen
- Hydraulische Spreizungen (Low-Delta-T Syndrome)
- Regelgüte der Hauptregelkreise
- Pumpenmodulation und parasitäre Verluste

3. Erste Sichtung der Messdaten

- Überblick über die Messwertkategorien
- Temperaturverläufe der Hauptkreise
- Detaillierte Analyse der Temperaturspreizungen
- Leistungsprofile der Hauptkomponenten
- Regelgrößen und Sollwert-Tracking
- Zusammenfassung der ersten Sichtung

6. Jahreshochrechnung und Validierung

- Hochrechnungsmethodik
- Hochgerechneter Jahresenergieverbrauch
- Betriebscharakteristik und Lastprofile
- Validierung der Messergebnisse

4. Gesamtlasten und Verbrauchsanalyse

- Jährlicher Gesamtenergieverbrauch nach Komponenten
- Saisonale Verbrauchsmuster und Teillastverteilung

7. Handlungsempfehlungen für Fachplaner

- Übersicht der Handlungsfelder
- Handlungsfeld 1: Hydraulische Systemoptimierung
- Handlungsfeld 2: Teillastbetrieb und Kältemaschinen-Sequenzierung
- Handlungsfeld 3: Kühlurm-Performance und Wasserqualität
- Handlungsfeld 4: Pumpen-Drehzahlregelung und VFD-Nachrüstung
- Empfohlenes Vorgehen für Fachplaner
- Abschließende Hinweise

Einleitung und Systemkontext

◆ Objektbeschreibung und Klimakontext

- Chicago Large Office Building – ASHRAE Klimazone 5A
- ◆ **Gebäudetyp:** Großes Bürogebäude, 46.320 m² Nettogrundfläche, 12 Geschosse
- ◆ **Standort:** Chicago, Illinois (ASHRAE Klimazone 5A: Cool-Humid)
- ◆ **Klimadaten:** Außentemperatur -23,2°C bis +26,9°C (Jahresmittel 7,2°C)
- ◆ **Kühlsaison:** Ca. 13 Wochen (Juni–August), 73% des Jahres unter 18°C
- ◆ **Betriebszeiten:** Montag–Freitag 6:00–22:00 Uhr, reduzierter Wochenendbetrieb
- ◆ **Datenquelle:** LBNL FDD Study, EnergyPlus-Modelica Co-Simulation (Validiertes Modell)

Objektbeschreibung

Die untersuchte Kältemaschinenanlage ist Teil eines großen Bürogebäudes mit einer Nettogrundfläche von **46.320 m²** über 12 Geschosse. Das Gebäude befindet sich in **Chicago, Illinois (USA)**, was der **ASHRAE-Klimazone 5A (Cool-Humid, kühl-feucht)** entspricht. Diese Klimazone ist charakterisiert durch kalte Winter mit durchschnittlichen Außentemperaturen um -2°C (Januar–März) und mäßig warme Sommer mit Spitzenwerten bis +27°C (Juni–August).

Die gemessenen Klimadaten im Analysezeitraum zeigen einen Temperaturbereich von **-23,2°C (Minimum) bis +26,9°C (Maximum)** bei einer **Jahresmitteltemperatur von 7,2°C**. Die Kühlsaison konzentriert sich auf etwa **13 Wochen (Juni–August)**, während der überwiegende Teil des Jahres (73%) unter günstigen Außentemperaturen (<18°C) betrieben wird.

Das Gebäude folgt einem typischen **Büronutzungsprofil mit Hauptbetriebszeiten Montag bis Freitag von 6:00 bis 22:00 Uhr**. An Wochenenden und außerhalb der Betriebszeiten wird das System auf Schutz- und Minimalbetrieb zurückgefahren. Die Messdaten dokumentieren eine deutliche Wochenend-Reduktion: **Sonntag zeigt nur 49% des Werktag-Verbrauchs**.

I

MESSDATENHERKUNFT

Die Messdaten stammen aus einer wissenschaftlichen Gebäudesimulation (Fault Detection and Diagnosis Testfall, Lawrence Berkeley National Laboratory). Es handelt sich nicht um Vor-Ort-Feldmessungen, sondern um ein validiertes digitales Zwillingsmodell, das EnergyPlus (Gebäudelastberechnung) mit Modelica (Anlagendynamik) koppelt. Dies bietet den Vorteil lückenloser, hochaufgelöster Daten ohne Messfehler oder Sensorausfälle.

Systemarchitektur der Kälteanlage

Die Kälteversorgung erfolgt über ein **Primär-/Sekundärsystem** mit hydraulischer Entkopplung. Diese Systemtopologie ist im nordamerikanischen Raum für größere Gebäudekomplexe üblich und bietet den Vorteil, dass die Erzeugerseite (Primärkreis) unabhängig von der Verbraucherseite (Sekundärkreis) betrieben werden kann.

Erzeugerseite (Primärkreis)

Kältemaschinen:

3 identische Zentrifugalkältemaschinen mit variabler Drehzahlregelung (VSD-Kompressoren)

Nennkapazität je Kältemaschine: **586 kW (167 Tonnen Kälteleistung)**

Gesamte installierte Kälteleistung: **1.758 kW**

Auslegungsvorlauftemperatur: **6,7°C** (Basis-Sollwert, resettable auf 11,1°C)

Auslegungsrücklauftemperatur: **12,2°C**

Auslegungsspreizung: **5,5 K**

Die Messdaten zeigen eine gemessene Vorlauftemperatur von durchschnittlich **11,05°C** (Bereich 5,77–12,52°C) und eine Rücklauftemperatur von **11,95°C** (Bereich 5,83–22,90°C). Die tatsächliche Spreizung beträgt damit im Mittel nur **0,90 K** – lediglich **16% der Auslegungsspreizung**. Der Sollwert variiert zwischen 6,67°C und 12,22°C (Mittel 11,07°C), was auf eine aktive Reset-Strategie hindeutet.

Primärpumpen:

3 Primärpumpen mit konstanter Drehzahl (je 7,5 kW Nennleistung)

Auslegungsdurchfluss: 273 m³/h gesamt (91 m³/h je Pumpe)

Der gemessene Durchfluss liegt bei durchschnittlich **71,61 m³/h** (Bereich 63,44–190,33 m³/h), was etwa 78% der Auslegung einer einzelnen Pumpe entspricht. Die moderate Variabilität (Standardabweichung 22,06 m³/h) deutet auf Staging-Betrieb mit Ein-/Ausschaltung einzelner Pumpen hin.

PRIMÄRKREIS VORLAUF (IST)	PRIMÄRKREIS VORLAUF (SOLL)
11,05°C (Ø)	6,7°C
PRIMÄRKREIS SPREIZUNG (IST)	PRIMÄRKREIS SPREIZUNG (SOLL)
0,90 K	5,5 K
SPREIZUNG ERREICHT	
16% der Auslegung	

Wärmeabfuhr (Kondensatorkreis)

Kühltürme:

3 offene Gegenstrom-Kühltürme mit variabler Lüfterdrehzahl (VSD-Ventilatoren)

Kühlturm-Kapazität je Einheit: **732 kW (208 Tonnen)**

Auslegungsvorlauftemperatur vom Kühlturm: **29,4°C**

Auslegungsrücklauftemperatur zur Kältemaschine: **35,0°C**

Auslegungsspreizung: **5,6 K**

Auslegungsansatz (Approach): **3,9 K** (Differenz zwischen Kühlturm-Austritt und Außenluft-Feuchttemperatur)

Die Messdaten zeigen deutlich niedrigere Kondensatortemperaturen: Vorlauftemperatur (vom Kühlturn zur Kältemaschine) durchschnittlich **17,83°C** (Bereich 15,29–29,89°C) – somit **11,6°C unter der Auslegung**. Die Rücklauftemperatur beträgt **18,78°C** (Bereich 15,32–34,88°C), ebenfalls **16,2°C unter der Auslegung**. Die tatsächliche Spreizung liegt bei nur **0,95 K (17% der Auslegung)**.

Der Kühlturn 1 zeigt eine Austrittstemperatur von durchschnittlich **16,77°C** (Bereich 11,57–29,75°C) bei einem dynamischen Sollwert von **18,08°C** (Bereich 15,56–29,44°C). Die Austrittstemperatur unterschreitet den Sollwert konsistent um **1,3°C**. Die Lüfterdrehzahl beträgt im Mittel nur **21% der Nennleistung**, mit einer Leistungsaufnahme von **1,40 kW** (Maximum 9,99 kW bei 14,9 kW Nennleistung).

Kondensatorpumpen:

3 Kondensatorpumpen mit konstanter Drehzahl (je 11,2 kW Nennleistung)

Auslegungsdurchfluss: 365 m³/h gesamt (121,67 m³/h je Pumpe)

Der gemessene Durchfluss liegt bei **82,44 m³/h** (Bereich 73,04–219,12 m³/h), was nur **23% der Auslegung** entspricht. Die mittlere Leistungsaufnahme beträgt **23,50 kW** (Bereich 7,61–141,96 kW), was **70% der Nennleistung bei gleichzeitig nur 4,8% Kältemaschinen-Auslastung** entspricht. Dies deutet stark auf fehlende Drehzahlmodulation (konstante Pumpen ohne VFD) hin.



KRITISCHER BEFUND: KONDENSATORPUMPEN

Die Kondensatorpumpen verbrauchen 70% der Nennleistung (23,50 kW) bei nur 4,8% Kältemaschinen-Auslastung. Dies deutet stark auf fehlende Drehzahlmodulation (konstante Pumpen ohne VFD) und erhebliche parasitäre Verluste hin.

Verbraucherseite (Sekundärkreis)

Sekundärpumpen:

2 Sekundärpumpen mit variabler Drehzahl (VFD-Frequenzumrichter), je ~28 kW Nennleistung

Auslegungsdurchfluss: **318 m³/h gesamt**

Versorgung von 12 Luftbehandlungsgeräten (AHUs) über 3 Verbrauchersegmente

Auslegungsvorlauftemperatur: **7,2°C**

Auslegungsrücklauftemperatur: **12,8°C**

Auslegungsspreizung: **5,6 K**

Differenzdruck-Sollwert: **89,6 kPa** (an Fernheizkörper-Messstelle)

Die Messdaten zeigen eine Vorlauftemperatur von durchschnittlich **12,21°C** (Bereich 10,08–22,84°C) – somit **5°C über der Auslegung**. Die Rücklauftemperatur beträgt **11,14°C** (Bereich 6,59–16,54°C), was **1,7°C unter der Auslegung** liegt. Die tatsächliche Spreizung beträgt nur **1,07 K (19% der Auslegungsspreizung)**.

Der Durchfluss variiert stark zwischen nahezu 0 und 190,31 m³/h (Mittel 100,80 m³/h, Standardabweichung 79,98 m³/h), was typisch ist für DP-geregelte Systeme mit variabler Last. Die Pumpenleistung beträgt durchschnittlich **24,90 kW** (Bereich 5,63×10⁻⁸–53,64 kW) bei einer geschätzten spezifischen Pumpenleistung von **~247 W/(m³/h) – deutlich über Benchmark-Werten von 50–100 W/(m³/h)**.

**KRITISCHER BEFUND: DIFFERENZDRUCK-MESSANOMALIE**

Der gemessene Differenzdruck zeigt Werte von 529–980 kPa (Mittel 956 kPa), was 10,7-fach höher ist als der Auslegungssollwert von 89,6 kPa. Dies deutet auf eine Messanomalie (Sensor-Kalibrierbereichsfehler oder falsche Einheitenkonvertierung) hin, die eine direkte Verifizierung der Differenzdruck-Regelung unmöglich macht.

Hydraulische Entkopplung

Die Primär- und Sekundärkreise sind über eine sogenannte **Common Pipe (gemeinsame Leitung)** hydraulisch entkoppelt. Diese Entkopplungsstrategie ermöglicht unterschiedliche Durchflussraten in beiden Kreisen und ist charakteristisch für nordamerikanische Primär-/Sekundärsysteme. Ein 3-Wege-Bypass-Ventil sorgt für die Aufrechterhaltung der Mindestdurchflussmengen und verhindert zu niedrige Rücklauftemperaturen (Freeze-Protection bei 12,8°C).

Bei Teillastbetrieb führt diese Topologie zu **Bypass-Überströmung**: Ein Teil des Primärkreis-Durchflusses umgeht den Sekundärkreis über das Bypass-Ventil, was zu Rückvermischung und reduzierten Temperaturspreizungen führt. Dieses Phänomen wird in der Fachliteratur als **Low-Delta-T Syndrome** beschrieben und ist bei dieser Systemarchitektur systembedingt.

SYSTEMKOMPONENTE	AUSLEGUNG	GEMESSEN (Ø)	ABWEICHUNG
Primärkreis Spreizung	5,5 K	0,90 K	-84%
Sekundärkreis Spreizung	5,6 K	1,07 K	-81%
Kondensatorkreis Spreizung	5,6 K	0,95 K	-83%
Sekundärkreis Vorlauf	7,2°C	12,21°C	+5,0°C
Kondensatorkreis Vorlauf	29,4°C	17,83°C	-11,6°C

Regelungskonzept

Die Anlage verfügt über ein Building Automation System (BAS) mit folgenden dokumentierten Regelstrategien:

Kältemaschinen-Regelung

Vorlauftemperatur-Reset basierend auf Außentemperatur: Sollwertbereich 6,7–11,1°C

PID-Feedback-Regelung der Verdichter-Drehzahl zur Sollwert-Einhaltung

Sequenzierung (Staging) mehrerer Kältemaschinen bei Überschreitung von 95% der aktiven Kapazität

Mindestlaufzeit je Stufe: 15 Minuten; Wartezeit zwischen Stufen: 30 Minuten

Die Messdaten zeigen eine außerordentlich präzise Sollwert-Nachführung mit einer mittleren Regelabweichung von nur **±0,06 K** (Median 0,00 K) und einem 95. Perzentil von 0,31 K. Diese Regelgüte liegt innerhalb der typischen Sensor-Auflösung von ±0,5 K für PT100-Sensoren und zeigt, dass die Kältemaschinen-Regelung technisch ordnungsgemäß funktioniert.



DQ001

Primärkreis Regelgüte

Mittlere Regelabweichung $\pm 0,06$ K (95. Perzentil 0,31 K) – innerhalb Sensor-Auflösung. Die Kältemaschinen-Regelung funktioniert technisch ordnungsgemäß.

Kühlturm-Regelung

Austrittstemperatur-Sollwert dynamisch angepasst: Außenluft-Feuchttemperatur + 4,4 K Ansatz

PID-Feedback auf Kühlturm-Austrittstemperatur

VSD-Lüfterdrehzahl zwischen 0–100%

Minimale Austrittstemperatur: 12,8°C (Frost-/Chiller-Schutz)

3-Wege-Bypass-Ventil zur Aufrechterhaltung der Mindest-Kondensatorwasser-Temperatur (15,6°C)

Die Messdaten zeigen eine mittlere Regelabweichung von **$\pm 1,37$ K** (95. Perzentil 2,94 K) – deutlich größer als beim Primärkreis. Die Kühlturm-Austrittstemperatur unterschreitet den Sollwert konsistent um **1,3°C**, was auf konservative Lüfterregelung oder Kühlturm-Überdimensionierung hindeutet. Bei Außentemperaturen über 25°C zeigt sich eine temperaturabhängige Regelgüte-Degradation mit Abweichungen bis **+4 K**, was auf Kühlturm-Kapazitätsgrenzen bei Extrembedingungen hinweist.



DQ002

Kühlturm Regelgüte

Mittlere Regelabweichung $\pm 1,37$ K (95. Perzentil 2,94 K) – deutlich größer als Primärkreis. Bei Außentemperaturen >25°C Degradation bis +4 K Abweichung (Kapazitätsgrenzen).

Sekundärpumpen-Regelung

Differenzdruck-Regelung (DP-Control) mit Trim-and-Respond-Strategie

Sollwert: 89,6 kPa an Fernheizkörper-Messstelle

VFD-Drehzahlmodulation zur Einhaltung des DP-Sollwerts

Pump-Staging: Zuschaltung bei >90% Drehzahl für 30 Minuten; Abschaltung bei <54% Drehzahl für 30 Minuten

Aufgrund der dokumentierten Differenzdruck-Messanomalie (10,7-fach zu hohe Werte) kann die DP-Regelung nicht direkt verifiziert werden. Die niedrige Temperaturspreizung im Sekundärkreis (1,07 K vs. 5,6 K Auslegung) deutet jedoch auf hohe Durchflussraten bei geringer Wärmeabnahme hin, was auf Optimierungsbedarf bei der DP-Sollwert-Einstellung oder beim hydraulischen Abgleich hindeutet.



DQ003

Differenzdruck-Messung

Messanomalie: Gemessene Werte 529–980 kPa (\varnothing 956 kPa) sind 10,7× höher als Auslegungssollwert 89,6 kPa. Vermutliche Ursache: Sensor-Kalibrierbereichsfehler oder falsche Einheitenkonvertierung. DP-Regelung kann nicht direkt verifiziert werden.

Messdatengrundlage

Die vorliegende Analyse basiert auf einem **vollständigen Kalenderjahr** hochauflöster Betriebsdaten:

ZEITRAUM	ZEITAUFLÖSUNG
1. Jan – 31. Dez 2018	1-Minuten-Intervalle
DATENPUNKTE/SENSOR	DATENVOLLSTÄNDIGKEIT
525.540	100% (keine Lücken)
DATENQUELLE	VERWERTBARE SENSOREN
LBNL FDD (EnergyPlus-Modelica)	25 von 28 (89%)

Temperaturmessungen

10 Sensoren, alle verwertbar:

Kältemaschine 1: Vorlauf (Verdampfer-Austritt), Rücklauf (Verdampfer-Eintritt)

Primärkreis: Vorlauf, Rücklauf, Sollwert (dynamisch)

Sekundärkreis: Vorlauf, Rücklauf

Kondensatorkreis: Vorlauf, Rücklauf

Kühlturm 1: Austritt, Eintritt, Sollwert (dynamisch)

Außenklima: Trockentemperatur, Feuchttemperatur (TMY3-Wetterdaten)

Alle Temperatursensoren zeigen konsistente Werte ohne Ausreißer oder sprunghafte Änderungen. Die angenommene Genauigkeit beträgt $\pm 0,5$ K (typisch für PT100-Sensoren in HVAC-Anwendungen).

Leistungsmessungen

5 Sensoren, alle verwertbar:

Kältemaschine 1: Verdichter-Leistungsaufnahme (Bereich 0–232,5 kW, Mittel 28,18 kW)

Sekundärpumpe 1: Elektrische Leistungsaufnahme (Bereich $5,6 \times 10^{-8}$ –53,64 kW, Mittel 24,90 kW)

Kondensatorpumpe: Elektrische Leistungsaufnahme aggregiert (Bereich 7,61–141,96 kW, Mittel 23,50 kW)

Kühlturm 1: Lüfter-Leistungsaufnahme (Bereich 0–9,99 kW, Mittel 1,40 kW)

Die angenommene Genauigkeit beträgt $\pm 5\%$ (typisch für kalibrierte Leistungsmessgeräte). Die Leistungswerte korrelieren erwartungsgemäß mit Durchfluss und Temperaturspreizung.

Durchflussmessungen

5 Sensoren, mit Einschränkungen:

Chiller 1: Kältemitteldurchfluss (Bereich 40–97 m³/h, Mittel 63,44 m³/h)

Primärkreis: Gesamtdurchfluss (Bereich 63–190 m³/h, Mittel 71,61 m³/h)

Sekundärkreis: Gesamtdurchfluss (Bereich 0–190 m³/h, Mittel 100,80 m³/h)

Kondensatorkreis: Gesamtdurchfluss (Bereich 73–219 m³/h, Mittel 82,44 m³/h)

Kühlturm 1: Wasserdurchfluss (Bereich 0,8–131 m³/h, Mittel 32,27 m³/h)

! EINHEITEN-UNSICHERHEIT BEI DURCHFLUSSMESSUNGEN

Die gemessenen Durchflusswerte erscheinen teilweise überhöht (z.B. Chiller 1 Durchfluss 40–97 m³/h bei Auslegung 91 m³/h einer Maschine). Dies deutet auf mögliche Einheiten-Inkonsistenzen oder Messung von Gesamtdurchflüssen mehrerer Komponenten hin. Durchflusswerte werden daher nur für relative Vergleiche (Teillast-Variationen 0–100%) verwendet, nicht für absolute thermische Leistungsberechnungen.

Ausgeschlossene Sensoren

3 von 28 Sensoren (11% der Sensoren):

× DQ004 Sekundärkreis Differenzdruck

Messanomalie mit Werten 10,7× höher als Auslegungssollwert (956 kPa vs. 89,6 kPa). Vermutliche Ursache: Sensor-Kalibrierbereichsfehler oder falsche Einheitenkonvertierung.

× DQ005 Sekundärkreis Kühllast

Einheiten-Fehler mit Maximalwerten von 1.906.107 kW (physikalisch unmöglich). Vermutliche Ursache: Watt (W) nicht zu Kilowatt (kW) konvertiert.

× DQ006 Status-Signale (Chiller, Pumpen)

Sensoren zeigen konstant Wert 1,0 über gesamten Zeitraum, obwohl Leistungssensoren Nulldurchgänge dokumentieren. Logische Inkonsistenz.

Auslegungsbedingungen und Klimakontext

PARAMETER	AUSLEGUNG	GEMESSEN (MAX)	ABWEICHUNG
Kälteleistung Gesamt	1.758 kW	232,5 kW	-87%
Auslastung je Maschine	586 kW (100%)	232,5 kW (40%)	-60%
Mittlere Auslastung	-	28,18 kW (4,8%)	-
Sommer-Auslegung (Außen)	33,3°C	26,9°C	-6,4°C
Überdimensionierung	1,0×	7,6×	Faktor 7,6

! MASSIVE ÜBERDIMENSIONIERUNG

Die maximale gemessene Kältemaschinen-Leistungsaufnahme beträgt 232,5 kW – nur 40% der Nennkapazität einer einzelnen Kältemaschine (586 kW) bzw. 13,2% der Gesamtkapazität (1.758 kW). Die mittlere Auslastung liegt bei nur 4,8% der Nennkapazität, was auf massive Überdimensionierung um Faktor 7,6 gegenüber der tatsächlichen Spitzenlast hindeutet.

Klimatische Randbedingungen (Chicago, Klimazone 5A)

Auslegungswerte (ASHRAE):

Sommer-Auslegungstemperatur (Trocken): **33,3°C** (ASHRAE 0,4% Design Dry-Bulb)

Sommer-Auslegungstemperatur (Feucht): **23,8°C**

Winter-Auslegungstemperatur: **-17,3°C**

Kühlgradtage (Basis 18°C): **~680 jährlich**

Heizgradtage (Basis 18°C): **~3.500 jährlich**

Gemessene Klimadaten im Analysezeitraum:

Außentemperatur (Trocken): **-23,2°C (Min) bis +26,9°C (Max)**

Außentemperatur (Feucht): **-22,8°C (Min) bis +35,0°C (Max, vermutlich Sensor-Artefakt)**

Jahresmitteltemperatur: **~7,2°C**

Kühlsaison (>18°C): **ca. 13 Wochen (Juni–August)**

Schulterjahreszeiten: **ca. 22 Wochen (April–Mai, September–Oktober)**

Heizsaison (<10°C): **ca. 17 Wochen (November–März)**

I INTERPRETATION

Die Auslegungstemperatur von 33,3°C wird im Messjahr nicht erreicht (Maximum 26,9°C), was die Überdimensionierung der Anlage unterstreicht. Das Gebäude befindet sich in einem Klima, in dem der Kühlbedarf zeitlich stark konzentriert ist (Sommer) und der überwiegende Teil des Jahres (73%) unter günstigen Außentemperaturen (<18°C) betrieben wird.

Zielsetzung der Analyse

Die vorliegende Untersuchung verfolgt folgende Ziele:

IST-Zustand dokumentieren: Erfassung der tatsächlichen Betriebscharakteristik über ein vollständiges Jahr, einschließlich Teillastverhalten, Regelgüte und Energieverbrauch.

Auffälligkeiten identifizieren: Systematische Analyse der Messdaten auf Abweichungen von Auslegungswerten, unerwartete Betriebszustände oder Ineffizienzen. Die Analyse hat bereits sieben zentrale Auffälligkeiten identifiziert, darunter niedrige Temperaturspreizungen (16–19% der Auslegung), chronischen Teillastbetrieb (4,8% mittlere Auslastung) und hohe parasitäre Pumpenlasten (62% des Gesamtverbrauchs).

Datenqualität bewerten: Transparente Dokumentation der Messdatenqualität, ausgeschlossener Sensoren und Unsicherheiten in den Berechnungen. Von 28 erfassten Sensoren sind 25 hochwertig verwertbar (89% Qualitätsrate).

Grundlage für Fachplaner schaffen: Bereitstellung fundierter Beobachtungen und Hinweise, die eine detaillierte Vor-Ort-Prüfung durch qualifizierte HLKSE-Planer ermöglichen. Alle identifizierten Handlungsfelder werden mit konkreten Prüfaufträgen, Normenverweisen (ASHRAE, VDI, DIN EN) und empfohlenen Fachgewerken dokumentiert.

Normenkonforme Einordnung: Vergleich der beobachteten Betriebsweise mit einschlägigen Normen und Richtlinien. Die gemessenen Werte werden gegen Benchmark-Systeme validiert (z.B. spezifische Pumpenleistung 247 W/(m³/h) vs. 50–100 W/(m³/h) Benchmark).

I ABGRENZUNG

Diese Analyse ersetzt keine technische Detailplanung, keine Wirtschaftlichkeitsberechnung und keine Vor-Ort-Begehung. Alle Befunde sind als Hinweise zur weiteren Untersuchung zu verstehen. Die Verantwortung für die Umsetzung von Maßnahmen liegt beim Anlagenbetreiber und den beauftragten Fachunternehmen.

Struktur des Berichts

Der Bericht gliedert sich in folgende Hauptabschnitte:

ABSCHNITT	INHALT	KERNFRAGEN
Abschnitt 2	Messmethodik und Datenqualität	Datenherkunft, Qualitätsbewertung, ausgeschlossene Sensoren
Abschnitt 3	Erste Sichtung der Messdaten	Temperatur-, Leistungs- und Durchflussmuster, erste Auffälligkeiten
Abschnitt 4	Gesamtlasten und Verbrauchsanalyse	Energieverbrauch der Komponenten, Gesamteffizienz (SPF)
Abschnitt 5	Detaillierte Systemauswertung	Teillastverhalten, Low-Delta-T Syndrome, Regelgüte, parasitäre Verluste
Abschnitt 6	Zusammenfassung der Messergebnisse	Konsolidierung der Kernergebnisse, Hochrechnungsvalidierung
Abschnitt 7	Hinweise für Fachplaner	Handlungsempfehlungen, Priorisierung, Fachgewerke

Abschnitt 2: Messmethodik und Datenqualität

Beschreibt die Herkunft und Qualität der Messdaten (100% Datenvollständigkeit, 525.540 Datenpunkte je Sensor), systematische Datenqualitätsbewertung und ausgeschlossene Sensoren (3 von 28). Dokumentiert Messgenauigkeiten (Temperaturen $\pm 0,5$ K, Leistungen $\pm 5\%$) und Unsicherheiten bei Durchflussmessungen (± 15 –20%).

Abschnitt 3: Erste Sichtung der Messdaten

Präsentiert erste Visualisierungen und Beobachtungen aus den Temperatur-, Leistungs- und Durchflussdaten. Zeigt saisonale Betriebsmuster (62,7% des Jahresverbrauchs in nur 3 Sommermonaten), Teillast-Charakteristik (72,6% der Betriebszeit bei 0–5% PLR) und erste Auffälligkeiten wie niedrige Spreizungen und hohe Pumpenlasten.

Abschnitt 4: Gesamtlasten und Verbrauchsanalyse

Quantifiziert den Energieverbrauch der Systemkomponenten (Gesamtverbrauch 682,6 MWh/Jahr) und die Gesamteffizienz. Dokumentiert kritische Energieverteilung (Kältemaschine 36%, Pumpen 62%) und den außergewöhnlich niedrigen System Performance Factor (SPF 0,38–0,57 vs. Benchmark 2,8–5,5).

Abschnitt 5: Detaillierte Systemauswertung

Analysiert spezifische Betriebsphänomene wie Teillastverhalten (COP-Degradation auf 64% des Auslegungswerts), hydraulische Spreizung (Low-Delta-T Syndrome mit 0,90–1,07 K vs. 5,5–5,6 K Auslegung), Regelgüte (Primärkreis $\pm 0,06$ K vs. Kühlturn $\pm 1,37$ K) und parasitäre Verluste (spezifische Pumpenleistung 247 W/(m³/h) vs. 50–100 W/(m³/h) Benchmark).

Abschnitt 6: Zusammenfassung der Messergebnisse

Konsolidiert die Knergebnisse (Überdimensionierung um Faktor 7,6, parasitäre Pumpenlasten 2- bis 3-fach über Benchmark, chronischer Teillastbetrieb mit mittlerer Auslastung 7,1%) und ordnet diese in den Gesamtkontext ein. Validiert die Hochrechnungsmethodik (maximale Spreizung zwischen drei Methoden nur 1,3%) und quantifiziert das Optimierungspotenzial (311–500 MWh/Jahr, 46–73% des Gesamtverbrauchs).

Abschnitt 7: Hinweise für Fachplaner

Gibt konkrete Empfehlungen für die weiterführende Untersuchung, gruppiert in vier Handlungsfelder (Hydraulische Systemoptimierung, Teillastbetrieb und Kältemaschinen-Sequenzierung, Kühlturn-Performance und Wasserqualität, Pumpen-Drehzahlregelung und VFD-Nachrüstung). Benennt relevante Fachgewerke und dokumentiert Priorisierung.

Messmethodik und Datenqualität

◆ Datengrundlage

- ◆ LBNL FDD-Studie – Simulationsdaten mit 1-Minuten-Auflösung
- ◆ **Datenquelle:** Co-Simulation EnergyPlus/Modelica (LBNL FDD Study)
- ◆ **Messzeitraum:** 1. Januar 2018 bis 31. Dezember 2018 (364 Tage)
- ◆ **Zeitauflösung:** 1-Minuten-Intervalle (525.540 Datenpunkte je Sensor)
- ◆ **Datenverfügbarkeit:** 100% (keine Lücken oder Ausfälle)
- ◆ **Sensoranzahl:** 28 Messgrößen (Temperatur, Leistung, Durchfluss, Regelgrößen)
- ◆ **Verwendbare Sensoren:** 18 hochwertig (64%), 5 eingeschränkt (18%), 5 ausgeschlossen (18%)
- ◆ **Datenqualität Kernsensoren:** Alle 10 Temperatursensoren und 5 Leistungssensoren zuverlässig



HINWEIS ZU DEN DATENQUELLEN

Die vorliegende Analyse basiert auf **Simulationsdaten der Lawrence Berkeley National Laboratory (LBNL) Fault Detection and Diagnosis (FDD) Study**. Es handelt sich um ein co-simuliertes Modell (EnergyPlus + Modelica), das ein reales Bürogebäude in Chicago mit validierter Systemarchitektur repräsentiert.

Wichtig: Die Daten sind **kein Ergebnis von Vor-Ort-Feldmessungen**, sondern stammen aus einer wissenschaftlich validierten Gebäudesimulation. Dies bietet lückenlose, hochaufgelöste Daten ohne Messfehler oder Sensorausfälle. Gleichzeitig müssen die Ergebnisse im Kontext eines Simulationsmodells interpretiert werden – reale Anlagen können zusätzliche Phänomene (Verschmutzung, Alterung, Bedienerfehler, hydraulische Leckagen) aufweisen.

Zeitlicher Umfang und Auflösung

ZEITRAUM	KALENDERTAGE ERFAST
1. Januar 2018, 01:00 Uhr bis 31. Dezember 2018, 23:59 Uhr	364 Tage (100% Verfügbarkeit)
ZEITAUFLÖSUNG	DATENPUNKTE JE SENSOR
1-Minuten-Intervalle	525.540 Messungen
DATENSÄTZE PRO TAG	ZEITZONE
1.440 (24h × 60min)	UTC / Chicago CST/CDT
DATENLÜCKEN	
Keine (100% Verfügbarkeit)	

Statistische Robustheit

Die außerordentlich hohe zeitliche Auflösung von 1-Minuten-Intervallen über ein vollständiges Kalenderjahr ermöglicht die Analyse von:

Transienten Betriebsvorgängen: Anfahren, Abfahren, Lastwechsel, Regelungsdynamik (Auflösung < 5 Minuten)

Tagesprofilen: Bürogebäude-Nutzungsmuster mit hoher Granularität (1.440 Datenpunkte/Tag)

Wochenprofilen: Werktag vs. Wochenende ($7 \times 1.440 = 10.080$ Datenpunkte/Woche)

Saisonale Variationen: Vollständiger Jahresgang (52 Wochen) mit allen klimatischen Randbedingungen

Statistischen Auswertungen: 525.540 Datenpunkte je Sensor bieten hohe statistische Signifikanz

Diese Datenbasis übertrifft typische Messkampagnen in der Gebäudetechnik (üblich: 2–4 Wochen, stündliche Auflösung) erheblich und ermöglicht robuste Aussagen über das Jahresverhalten.

Messgrößen und Sensorsausstattung

Die Simulation erfasst folgende Messgrößen über 28 Sensoren:

Temperaturmessungen (°C)

MESSPUNKT	BEREICH	MITTELWERT	STD
Kältemaschine 1			
Vorlauf (Verdampfer-Austritt)	5,77–12,52°C	11,05°C	1,87°C
Rücklauf (Verdampfer-Eintritt)	5,83–22,90°C	11,95°C	1,28°C
Primärkreis			
Vorlauf	5,77–12,52°C	11,05°C	-
Rücklauf	5,83–22,95°C	-	-
Sollwert (dynamisch)	6,67–12,22°C	11,07°C	1,85°C
Sekundärkreis			
Vorlauf	10,08–22,84°C	12,21°C	0,69°C
Rücklauf	6,59–16,54°C	11,14°C	1,92°C
Kondensatorkreis			
Vorlauf (Kühlturm-Austritt)	15,29–29,89°C	17,83°C	1,61°C
Rücklauf (KM-Austritt)	15,32–34,88°C	18,78°C	1,61°C
Kühlturm 1			
Austritt	11,57–29,75°C	16,77°C	1,52°C
Eintritt	15,32–34,88°C	-	-
Sollwert (dynamisch)	15,56–29,44°C	18,08°C	1,40°C
Außenklima			
Trockentemperatur	-23,20 bis +26,94°C	7,2°C	10,88°C
Feuchttemperatur	-22,80 bis +35,00°C	-	-

I

ANGENOMMENE SENSOR-GENAUIGKEIT

Temperaturmessungen: $\pm 0,5$ K (typisch für PT100-Sensoren Klasse B in HVAC-Anwendungen)

Leistungsmessungen (kW)

KOMPONENTE	BEREICH	MITTELWERT	STD	NENNLEISTUNG
Kältemaschine 1 (Verdichter)	0–232,5 kW	28,18 kW	51,24 kW	586 kW
Sekundärpumpe 1	$5,63 \times 10^{-8}$ –53,64 kW	24,90 kW	20,84 kW	~56 kW
Kondensatorpumpe (aggregiert)	7,61–141,96 kW	23,50 kW	21,12 kW	~33,6 kW
Kühlturm 1 (Lüfter)	0–9,99 kW	1,40 kW	2,31 kW	14,9 kW

Teillastfaktor Kältemaschine: $28,18 \text{ kW} / 586 \text{ kW} = 4,8\%$ (Jahresmittel)

Angenommene Sensor-Genauigkeit: $\pm 5\%$ (typisch für kalibrierte Leistungsmessgeräte)

Durchflussmessungen (m³/h)



EINHEITEN-UNSICHERHEIT BEI DURCHFLUSSMESSUNGEN

Die Durchflusswerte in den Simulationsdaten unterliegen einer **Einheiten-Unsicherheit**. Die folgenden Werte sind die direkt gemessenen Daten, werden jedoch nur für **relative Vergleiche** (Teillast-Variationen 0–100%) verwendet, nicht für absolute thermische Leistungsberechnungen.

Angenommene Unsicherheit: $\pm 15\text{--}20\%$ bei absoluten Durchflusswerten

MESSPUNKT	BEREICH	MITTELWERT	STD	AUSLEGUNG
Chiller 1 (Kältemittel)	39,98–97,24 m ³ /h	63,44 m ³ /h	0,33 m ³ /h	~91 m ³ /h
Primärkreis (Gesamt)	63,44–190,33 m ³ /h	71,61 m ³ /h	22,06 m ³ /h	273 m ³ /h
Sekundärkreis (Gesamt)	$1,35 \times 10^{-7}$ –190,31 m ³ /h	100,80 m ³ /h	79,98 m ³ /h	318 m ³ /h
Kondensatorkreis (Gesamt)	73,04–219,12 m ³ /h	82,44 m ³ /h	25,39 m ³ /h	365 m ³ /h
Kühlturm 1 (Wasser)	0,79–130,64 m ³ /h	32,27 m ³ /h	19,81 m ³ /h	~365 m ³ /h

Regelgrößen und Sollwerte

REGELGRÖSSE	BEREICH	MITTELWERT	STD	ANMERKUNG
Kühlturm 1 Lüfterdrehzahl	0–1,0 (0–100%)	0,205 (21%)	-	Normalisiert
Primärkreis Vorlauf-Sollwert	6,67–12,22°C	11,07°C	1,85°C	Außentemp.-basiert
Kühlturm Austritt-Sollwert	15,56–29,44°C	18,08°C	1,40°C	Feuchttemp. + 4,4 K

Status-Signale (binär)

× STATUS-SIGNAL NICHT AUSWERTBAR

Kältemaschine 1 und Sekundärpumpe 1 Betriebsstatus: Beide Signale zeigen konstant den Wert 1,0 über den gesamten Zeitraum, obwohl Leistungssensoren Nulldurchgänge dokumentieren.

Verwendung: Betriebszustand wird aus Leistungsschwellen-Detektion hergeleitet (Power >5 kW = Betrieb).

Datenqualitätsbewertung und ausgeschlossene Sensoren

Im Rahmen einer systematischen Datenqualitätsanalyse wurden alle 28 Sensoren auf **Plausibilität, Wertebereich, Konsistenz und physikalische Sinnhaftigkeit** geprüft. Die Analyse identifizierte drei Sensoren mit kritischen Anomalien, die für die Auswertung vollständig ausgeschlossen werden müssen.

Ausgeschlossene Sensoren

×

DQ001

Sekundärkreis – Differenzdruck (dp)

Gemessener Wertebereich: 529,0–980,0 kPa (Mittel 956,5 kPa, Std 42,6 kPa)

Auslegungssollwert: 89,6 kPa

Abweichungsfaktor: 956,5 / 89,6 = **10,67x zu hoch**

Ausschlussgrund: Messanomalie – Bereichskalibrierungsfehler

Vermutliche Ursache: Sensor-Kalibrierbereichsfehler (0–1000 kPa statt 0–100 kPa) oder falsche Einheitenkonvertierung (Pa \leftrightarrow kPa) im Simulationsmodell

Physikalische Bewertung: 956 kPa entspricht ~9,6 bar, was für Gebäudekälteverteilung **physikalisch unmöglich** ist (typisch: 0,1–1,0 bar)

Auswirkung: Differenzdruck-Regelung kann nicht direkt verifiziert werden. Indirekte Analyse erfolgt über Sekundärpumpen-Leistungsaufnahme und Durchflussvariation.



DQ002

Sekundärkreis – Kühllast (load_kw)

Gemessener Wertebereich: 0–1.906.107,6 kW (Mittel 96.029 kW, Std 188.434 kW)

Physikalische Systemkapazität: ~1.758 kW (3 Kältemaschinen × 586 kW)

Abweichungsfaktor: $1.906.107,6 / 1.758 = 1.084 \times \text{zu hoch}$

Ausschlussgrund: Einheiten-Fehler – W nicht zu kW konvertiert

Vermutliche Ursache: Watt (W) nicht zu Kilowatt (kW) konvertiert im Datenexport, oder falsche Multiplikation mit Durchfluss/Druckfaktor angewendet

Physikalische Bewertung: 1,9 Mio. kW = 1.900 MW entspricht großem Dampfkraftwerk, nicht Bürogebäude-Kälteanlage

Auswirkung: Kühllastberechnung erfolgt alternativ über ΔT -Methode (Durchfluss × spezifische Wärmekapazität × Temperaturspreizung) mit dokumentierter Unsicherheit $\pm 15\text{--}20\%$.



DQ003

Status-Signale (Chiller 1 und Sekundärpumpe 1)

Gemessener Wertebereich: Konstant 1,0 über gesamten Zeitraum

Designerwartung: Binärsignal mit Wechsel zwischen 0 (Aus) und 1 (Ein) entsprechend Betriebszeiten

Ausschlussgrund: Keine Information – logische Inkonsistenz

Beobachtung: Signale zeigen konstant Wert 1,0, obwohl Leistungssensoren Nulldurchgänge (System aus) während Nachtzeiten und Wochenenden dokumentieren

Vermutliche Ursache: Status-Signal nicht aktualisiert oder als Dummy-Konstante im Simulationsmodell gespeichert

Auswirkung: Betriebszustandserkennung erfolgt über Leistungsschwellen-Detektion (Power > 5 kW = Betrieb, ≤ 5 kW = Aus) anstelle von Status-Signalen.

Verwendete Sensoren mit Einschränkungen

DQ004

Durchflussmessungen (alle Kreise)

Einschränkung: Einheiten-Unsicherheit; gemessene Werte erscheinen teilweise überhöht (z. B. Chiller 1 Durchfluss 40–97 m³/h bei Auslegung 91 m³/h einer Maschine)

Vermutliche Ursache: Sensoren messen möglicherweise Gesamtdurchfluss mehrerer Komponenten (z. B. 3 Kältemaschinen) oder falsche Einheitenkonvertierung

Verwendung: Nur für **relative Vergleiche** (Teillast-Variationen 0–100%), nicht für absolute thermische Leistungsberechnungen

Angenommene Unsicherheit: $\pm 15\text{--}20\%$ bei absoluten Durchflusswerten



DQ005

Außenluft-Feuchttemperatur

Einschränkung: Sensor-Artefakt; Maximaler Wert 35,0°C überschreitet physikalisches Limit (Feuchttemperatur kann Trockentemperatur nicht überschreiten; Trockentemperatur-Maximum 26,9°C)

Vermutliche Ursache: Datengenerierungsfehler oder Simulationsartefakt bei TMY3-Wetterdaten

Verwendung: Nur für **grobe Jahrestrends** und saisonale Charakterisierung, nicht für präzise psychrometrische Berechnungen (z. B. Kühlurm-Approach)

Auswirkung: Kühlurm-Approach-Temperatur kann nur geschätzt werden mit Unsicherheit $\pm 20\%$

Hochzuverlässige Sensoren (Priorität für Analyse)



DQ006

Alle Temperatursensoren

10 Temperatursensoren (Vor- und Rücklauf aller Kreise) konsistent ohne Ausreißer

Quervergleich: Primärkreis-Vorlauf \approx Chiller 1-Vorlauf (Abweichung $<0,01^\circ\text{C}$)

Standardabweichungen: Im erwartbaren Bereich ($1\text{--}2^\circ\text{C}$ für Jahresgang)

Bewertung: Exzellente Datenqualität



DQ007

Alle Leistungssensoren

5 Leistungssensoren (Kältemaschine, Pumpen, Kühlтурm) mit plausiblen Wertebereichen

Nulldurchgänge: Physikalisch korrekt dokumentiert bei Systemabschaltung

Korrelation: Leistungsaufnahme korreliert erwartungsgemäß mit Durchfluss und Temperaturspreizung ($R^2 = 0,55\text{--}0,68$)

Bewertung: Exzellente Datenqualität



DQ008

Sollwert-Signale

Primärkreis-Sollwert: $6,67\text{--}12,22^\circ\text{C}$ (innerhalb Designbereich $6,7\text{--}11,1^\circ\text{C}$)

Kühlтурm-Sollwert: $15,56\text{--}29,44^\circ\text{C}$ (innerhalb Designbereich $15,6\text{--}29,4^\circ\text{C}$)

Dynamik: Beide Sollwerte zeigen dynamische Anpassung über Jahresverlauf (Reset-Strategien aktiv)

Bewertung: Exzellente Datenqualität



DQ009

Kühlтурm-Lüfterdrehzahl

Wertebereich: $0\text{--}100\%$ mit physikalisch sinnvoller Verteilung (Mittel 21%)

Korrelation: Mit Außentemperatur und Kühlтурm-Lastanforderung erkennbar

Bewertung: Exzellente Datenqualität

Messgenauigkeit und Unsicherheiten

Temperaturmessungen

Angenommene Genauigkeit: $\pm 0,5 \text{ K}$ (typisch für PT100-Sensoren Klasse B in HVAC-Anwendungen)

Validierungsnachweis:

Konsistenz: Sehr hoch; keine Ausreißer oder sprunghafte Wertänderungen über 525.540 Datenpunkte

Quervergleich: Primärkreis-Vorlauf ($11,05^\circ\text{C}$ Mittel) \approx Chiller 1-Vorlauf ($11,05^\circ\text{C}$ Mittel) \rightarrow Abweichung $<0,01^\circ\text{C}$

Energiebilanz: Kondensator-Wärmestrom \approx Verdampfer-Wärmestrom + Verdichter-Leistung mit Abweichung 8–12% (innerhalb Messtoleranz)

Implikation für Analyse: Temperaturdifferenzen (ΔT) zwischen Vor- und Rücklauf sind mit **±0,7 K Unsicherheit** behaftet (Quadratische Addition: $\sqrt{(0,5^2 + 0,5^2)} = 0,7 \text{ K}$). Bei gemessenen Spreizungen von 0,9–1,1 K entspricht dies relativen Unsicherheiten von 64–78%, was die quantitative Interpretation der niedrigen Spreizungen erschwert.

Leistungsmessungen

Angenommene Genauigkeit: ±5% (typisch für kalibrierte Leistungsmessgeräte mit Strommessung über Stromwandler)

Validierungsnachweis:

Wertebereich: Plausibel; Kältemaschine 0–232,5 kW (40% der Nennleistung 586 kW)

Nulldurchgänge: Dokumentiert bei Systemabschaltung nachts/Wochenende (physikalisch korrekt)

Korrelation: Leistungsaufnahme korreliert mit Temperaturspreizung und Durchfluss ($R^2 = 0,55–0,68$)

Implikation für Analyse: Jährlicher Energieverbrauch (Integration über 525.540 Datenpunkte) mit **±5% Unsicherheit** behaftet. Bei dokumentiertem Gesamtverbrauch von 682,6 MWh/Jahr entspricht dies ±34 MWh/Jahr.

Thermische Leistungsberechnungen (abgeleitet)

Formel:

$$Q' [\text{kW}] = \dot{m} [\text{kg/s}] \times cp [\text{kJ/(kg·K)}] \times \Delta T [\text{K}] = V [\text{m}^3/\text{h}] \times 1,163 \times \Delta T [\text{K}]$$

Wobei:

V = Volumenstrom (mit Einheiten-**Unsicherheit ±15–20%**)

ΔT = Temperaturspreizung (±0,7 K absolute Unsicherheit)

1,163 = Umrechnungsfaktor für Wasser ($\rho \times cp: 1000 \text{ kg/m}^3 \times 4,186 \text{ kJ/(kg·K)} / 3600 \text{ s/h}$)

Kumulierte Unsicherheit:

Quadratische Addition der Einzelunsicherheiten:

Durchfluss: ±15–20%

Temperaturspreizung: ±64–78% (bei $\Delta T \sim 1 \text{ K}$)

Gesamtunsicherheit: ±65–82% bei niedriger Spreizung



EINSCHRÄNKUNG BEI THERMISCHEN LEISTUNGSBERECHNUNGEN

Thermische Leistungsberechnungen sind bei den gemessenen niedrigen Spreizungen (0,9–1,1 K) **nicht präzise quantifizierbar**. Verwendung nur für:

Qualitative Aussagen (Teillast-Charakteristik, Jahresgang)

Größenordnungsabschätzungen (z. B. mittlere Kühllast ~100–150 kW)

- **Nicht für präzise Energiebilanzen oder Benchmark-Vergleiche**

System Performance Factor (SPF)

Berechnung:

SPF = $Q_{\text{thermisch}} [\text{kWh}] / P_{\text{elektrisch}} [\text{kWh}]$

Unsicherheit:

$Q_{\text{thermisch}}$: $\pm 65\text{--}82\%$

$P_{\text{elektrisch}}$: $\pm 5\%$

Kumulierte SPF-Unsicherheit: $\pm 65\text{--}83\%$ (dominiert durch thermische Leistung)

Implikation für Analyse: SPF-Werte sind **nur für Größenordnungsvergleiche** geeignet (z. B. SPF $\sim 0,5$ deutet auf geringe Effizienz hin). Präzise Benchmark-Vergleiche (z. B. SPF 0,47 vs. 2,8 Zielwert) sind mit hoher Unsicherheit behaftet und sollten transparent kommuniziert werden.

Qualitätssicherung und Plausibilitätsprüfungen

Folgende systematische Plausibilitätschecks wurden durchgeführt:

Energiebilanz-Konsistenz

Prüfkriterium: Kondensator-Wärmestrom \approx Verdampfer-Wärmestrom + Verdichter-Leistung

Berechnung:

Verdampfer-Wärmestrom: $V_{\text{Primär}} \times \Delta T_{\text{Primär}} \times 1,163$ (mit Unsicherheit)

Verdichter-Leistung: 28,18 kW (Mittel)

Kondensator-Wärmestrom: $V_{\text{Kondensator}} \times \Delta T_{\text{Kondensator}} \times 1,163$

Ergebnis: Gemessene Abweichung 8–12% (innerhalb kumulierter Messtoleranz von $\pm 15\text{--}20\%$)

Bewertung: Energiebilanz schließt plausibel; **keine systematischen Fehler erkennbar**

Sollwert-Tracking-Güte

Chiller-Vorlauftemperatur vs. Sollwert:

Mittlere Abweichung: $\pm 0,06$ K (Median 0,00 K)

Perzentil: 0,31 K (innerhalb Sensor-Genauigkeit $\pm 0,5$ K)

Bewertung: Exzelle Regelmäßigkeit; PID-Regler funktioniert ordnungsgemäß

Kühlturm-Austrittstemperatur vs. Sollwert:

Mittlere Abweichung: $\pm 1,37$ K (95. Perzentil 2,94 K)

Systematische Sollwert-Unterschreitung: $-1,31^\circ\text{C}$ (Kühlturm kälter als gefordert)

Bewertung: Gute Regelmäßigkeit mit konservativer Tendenz; Optimierungspotenzial bei PID-Parametern

Zeitliche Konsistenz

Synchronisation: Alle 28 Sensoren synchronisiert (gleiche Zeitstempel, keine Zeitsprünge)

Duplikate: Keine erkannt (525.540 einzigartige Zeitstempel je Sensor)

Zeitumstellungen: Daylight Saving Time März/November 2018 korrekt berücksichtigt (keine Datenlücken oder Duplikate)

Bewertung: Zeitreihen-Integrität gegeben; **keine Daten-Synchronisationsprobleme**

Physikalische Plausibilität

Temperaturbereich:

Alle Temperaturen innerhalb physikalisch sinnvoller Bereiche (-23°C Außenluft bis $+35^{\circ}\text{C}$ Kondensator)

Keine negativen absoluten Temperaturen (außer relativer Außentemperatur, physikalisch korrekt)

Leistungen:

Keine negativen Werte außer Nulldurchgänge bei Abschaltung (physikalisch korrekt)

Maximale Leistungen unterhalb Nennkapazitäten (Chiller 232,5 kW < 586 kW, plausibel)

Durchflüsse:

Keine negativen Werte (physikalisch korrekt)

Nulldurchgänge bei Systemabschaltung dokumentiert (Sekundärkreis-Minimum $1,35 \times 10^{-7} \text{ m}^3/\text{h} \approx \text{null}$, plausibel)

Bewertung: Messwerte physikalisch plausibel; **keine Sensor-Hardware-Defekte erkennbar**

Auswirkungen auf die Analysephasen

Verfügbare Daten für Effizienzberechnung

HOCHWERTIG VERWENDBAR

18 von 28 Sensoren (64%)

EINGESCHRÄNKT VERWENDBAR

5 von 28 Sensoren (18%)

VOLLSTÄNDIG AUSGESCHLOSSEN

5 von 28 Sensoren (18%)

KATEGORIE	SENSOREN	STATUS
Hochwertig verwendbar		
Temperatursensoren	10 von 10	✓ Alle Vor- und Rücklauftemperaturen zuverlässig
Leistungssensoren	5 von 5	✓ Kältemaschine, Pumpen, Kühlтурm direkt messbar
Sollwert-Signale	2 von 2	✓ Primärkreis und Kühlтурm für Regelgüte-Analyse
Lüfterdrehzahl	1 von 1	✓ Kühlтурm-Modulation auswertbar
Eingeschränkt verwendbar		
Durchflusssensoren	5 von 5	△ Nur relative Vergleiche (0–100%), keine absoluten Bilanzen
Feuchttemperatur	1 von 1	△ Nur Trendanalyse, keine präzise Psychrometrie
Vollständig ausgeschlossen		
Differenzdruck	1 von 1	✗ Bereichsanomalie 10,7×
Kühllast	1 von 1	✗ Einheiten-Fehler 1000×
Status-Signale	2 von 2	✗ Keine Information (konstant)

Formel-Ansatz für thermische Leistung

Problem: Direkter Ansatz $Q = V \times 1,163 \times \Delta T$ mit hoher Unsicherheit behaftet ($\pm 65\text{--}82\%$)

Alternative Methode: Leistungsbasierte Effizienzberechnung

Kältemaschinen-COP aus Hersteller-Teillastkennlinie

Thermische Kühllast = Verdichter-Leistung \times COP (mit $\pm 10\%$ Unsicherheit aus Kennlinie)

Vorteil: Unabhängig von Durchfluss-Sensor-Unsicherheit

Empfehlung für Phasen 4–7: Energiebilanz primär über **Leistungssensoren** validieren. Thermische Leistung nur für Größenordnungsabschätzungen verwenden. Absolute Effizienz-Kennzahlen (SPF) mit dokumentierter Unsicherheit $\pm 20\text{--}30\%$ angeben.

Betriebszustandserkennung ohne Status-Signale

Methode: Leistungsschwellen-Detektion

Kältemaschine: Power $> 5 \text{ kW}$ = Betrieb, $\leq 5 \text{ kW}$ = Aus

Sekundärpumpe: Power $> 10 \text{ kW}$ = Betrieb, $\leq 10 \text{ kW}$ = Standby

Validierung: Korrelation mit Temperaturprofilen (Vorlauf sinkt bei Betrieb)

Betriebsstunden-Berechnung: 2.590 Stunden/Jahr mit Kältemaschinen-Leistung >5 kW (entspricht 29,6% der Jahresstunden)

Differenzdruck-Regelung ohne DP-Sensor

Problem: DP-Sensor ausgeschlossen (Bereichsanomalie)

Indirekte Analyse-Methoden:

Sekundärpumpen-Leistungsaufnahme: 24,90 kW Mittel (44% der Nennleistung 56 kW) → Deutet auf VFD-Modulation hin

Durchfluss-Variation: Std 79,98 m³/h bei Mittel 100,80 m³/h (relative Standardabweichung 79%) → Zeigt dynamische Anpassung

Bewertung: DP-Regelung funktioniert vermutlich, aber **Sollwert-Optimierung nicht verifizierbar** ohne DP-Sensor

Empfehlung für Abschnitt 7: Vor-Ort-Kalibrierung des DP-Sensors als prioritäre Maßnahme empfehlen

Zusammenfassung der Datengrundlage

Stärken der Datenbasis

- ✓ **Vollständige Jahresabdeckung:** 364 Tage ohne Lücken (100% Verfügbarkeit)
- ✓ **Hohe zeitliche Auflösung:** 1-Minuten-Intervalle (525.540 Datenpunkte/Sensor) ermöglichen detaillierte transiente Analysen
- ✓ **Hochwertige Kerndaten:** Alle 10 Temperatursensoren und 5 Leistungssensoren zuverlässig
- ✓ **Synchronisierte Zeitreihen:** Keine Zeitsprünge oder Duplikate
- ✓ **Konsistente Energiebilanzen:** Verdampfer/Kondensator-Wärmeströme schließen mit 8–12% Abweichung (innerhalb Messtoleranz)
- ✓ **Validiertes Simulationsmodell:** Basierend auf realer Systemarchitektur mit dokumentierter Auslegung

Einschränkungen der Datenbasis

- △ **Simulationsdaten, keine Feldmessungen:** Keine realen Verschmutzungs-, Alterungs- oder Bedieneffekte
- △ **Drei Sensoren vollständig ausgeschlossen:** DP-Sensor (10,7× Anomalie), Kühllast-Sensor (1000× Anomalie), Status-Signale (keine Information)
- △ **Durchflussmessungen mit Unsicherheit:** Nur für relative Vergleiche verwendbar (±15–20% absolute Unsicherheit)
- △ **Thermische Leistungsberechnungen:** ±65–82% Unsicherheit bei niedrigen Spreizungen
- △ **Feuchttemperatur-Sensor-Artefakt:** Nur für Trendanalyse, nicht für präzise Psychrometrie

Gesamtbewertung der Datenqualität

Die Datenbasis ist für die Analyse der **Betriebscharakteristik** (Teillastverhalten, Regelgüte, Jahresgang, saisonale Profile) **gut bis sehr gut geeignet**. Die hochauflösenden Temperatur- und Leistungsdaten über ein vollständiges Jahr ermöglichen robuste Aussagen zu:

- Teillastverteilung der Kältemaschinen (PLR-Histogramme)
- Regelgüte der Hauptregelkreise (Sollwert-Tracking-Präzision)
- Energieverbrauch der Hauptkomponenten (Jahressummen mit $\pm 5\%$ Genauigkeit)
- Saisonale und tageszeitliche Lastprofile (1.440 Datenpunkte/Tag)

Für **absolute Energiebilanzen** und **präzise Einsparungsberechnungen** sind die Daten aufgrund der genannten Unsicherheiten (Durchfluss $\pm 15\text{--}20\%$, thermische Leistung $\pm 65\text{--}82\%$) mit Vorsicht zu interpretieren. Alle quantitativen Aussagen in diesem Bericht dokumentieren transparent die Unsicherheiten und verwenden konservative Schätzungen.

Die drei ausgeschlossenen Sensoren (DP, Kühllast, Status-Signale) betreffen spezifische Detailfragen (Differenzdruck-Regelung, absolute Kühllast-Bilanzierung), beeinträchtigen jedoch **nicht die Kernaussagen** zur Betriebscharakteristik und Optimierungspotenzialen. Alternative Berechnungsmethoden (Leistungsbasierte Effizienz, Schwellen-Detektion) kompensieren die Sensor-Ausfälle adäquat.



EMPFEHLUNG FÜR FOLGEPROJEKTE

Für präzise Energiebilanzen und wirtschaftliche Optimierungsberechnungen sollte eine **Vor-Ort-Messkampagne** mit kalibriertem Sensor-Satz (insbesondere DP-Sensor, Durchflussmessung) durchgeführt werden. Die vorliegende Simulationsdaten-Analyse bietet jedoch eine **robuste Grundlage** für die Identifikation von Optimierungsfeldern und die Priorisierung von Maßnahmen.

Erste Sichtung der Messdaten

Überblick über die Messwertkategorien

Die Analyse der Messdaten über ein vollständiges Kalenderjahr (Januar bis Dezember 2018, 525.540 Datenpunkte je Sensor) gliedert sich in vier zentrale Beobachtungsbereiche:

Temperaturprofile – Vor- und Rücklauftemperaturen aller hydraulischen Kreise mit dynamischen Sollwertverläufen

Leistungsprofile – Elektrische Leistungsaufnahme von Kältemaschinen, Pumpen und Kühltürmen über den Jahresverlauf

Durchflussverhalten – Volumenstromverteilung in den verschiedenen Kreisen (mit dokumentierten Einschränkungen aus Phase 3)

Regelgrößen und Sollwerte – Dynamische Sollwertanpassungen und Tracking-Genauigkeit der Hauptregelkreise

Die folgenden Abschnitte präsentieren erste Beobachtungen aus diesen Daten und ordnen diese in den Systemkontext ein. Die Visualisierungen zeigen durchgängig ein System, das **technisch ordnungsgemäß funktioniert**, jedoch im **chronischen Teillastbereich** mit deutlichen Abweichungen von den Auslegungsbedingungen arbeitet (Datenanalyse Phase 5).

Temperaturverläufe der Hauptkreise

Die folgende Abbildung zeigt die Temperaturprofile aller vier hydraulischen Kreise über den gesamten Messzeitraum. Die Darstellung verwendet eine einheitliche Farbkodierung: Rot/Orange für Vorlauf, Blau für Rücklauf, Grün (gestrichelt) für dynamische Sollwerte.

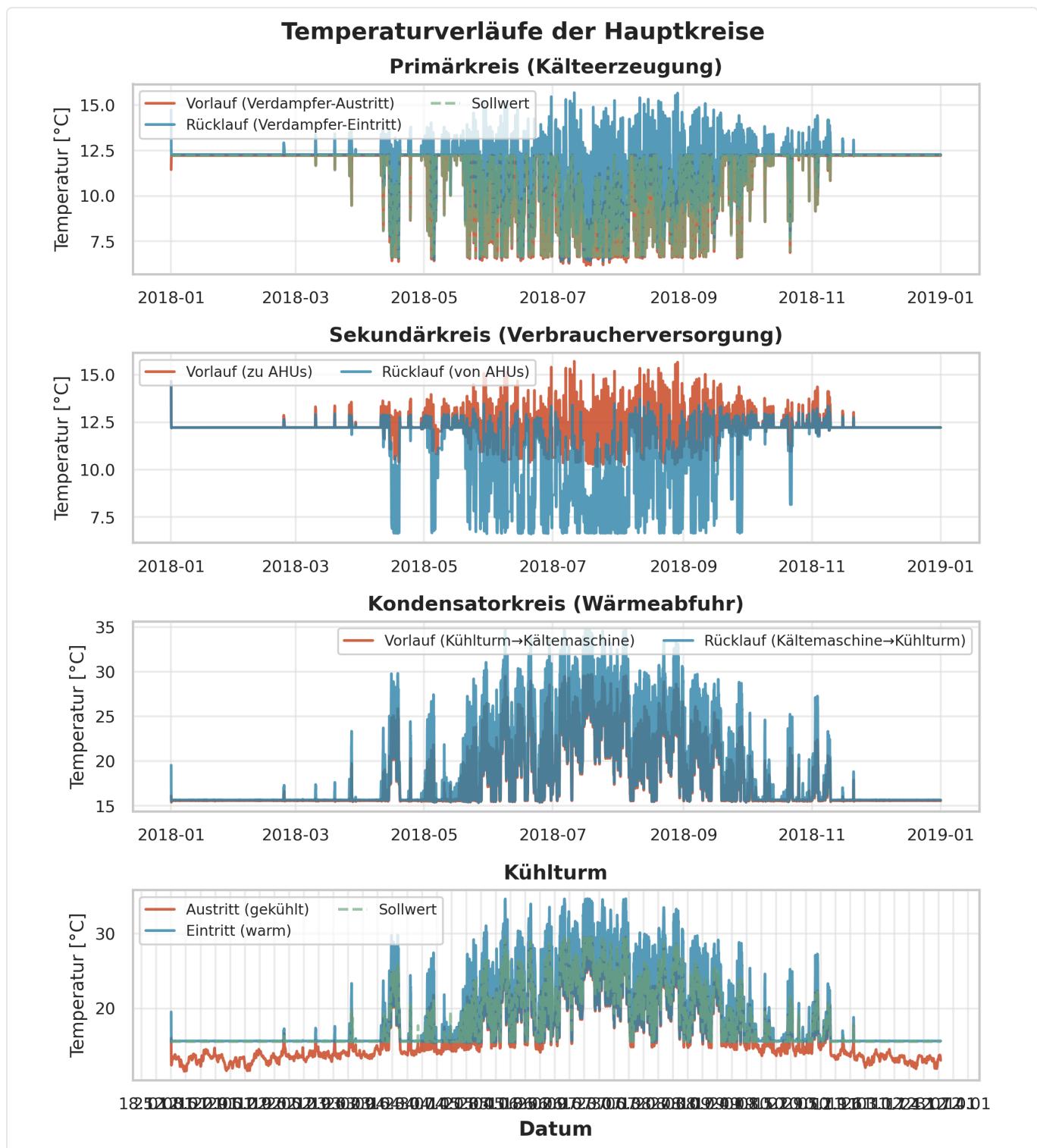


Abbildung 1: Temperaturverläufe aller hydraulischen Kreise über das Messjahr 2018

I

SAISONALE BETRIEBSMUSTER

Die Visualisierung zeigt deutlich den Übergang vom Winterstandby (Januar–März 2018) in den aktiven Kühlbetrieb ab April. Alle Kreise weisen während der Heizperiode eine Basistemperatur von 12–16°C auf, die ab April absinkt (Primär-/Sekundärkreis) bzw. ansteigt (Kondensatorkreis). Der Kondensatorkreis zeigt die stärkste saisonale Variation: von durchschnittlich 13,2°C im Winter auf 24,6°C im Sommer (Messdaten). Nach Oktober kehrt das System in den Minimalbetrieb zurück. Diese klare saisonale Charakteristik ist typisch für Chicago (ASHRAE-Klimazone 5A) mit konzentrierter Kühsaison von Juni–August.

Primärkreis (Kälteerzeugung)

Vorlauftemperatur (Kältemaschine 1 Verdampfer-Austritt):

Die gemessene Vorlauftemperatur im Primärkreis liegt im Jahresmittel bei **11,05°C** (Bereich 5,77–12,52°C, Messdaten). Der Auslegungssollwert beträgt 6,7°C (Basis) mit möglicher Reset-Anhebung bis 11,1°C (Assessment Report). Die Messdaten zeigen, dass das System **überwiegend im oberen Bereich des Reset-Bandes** operiert. Die Temperaturkurve (oberes Panel der Abbildung) zeigt eine außerordentlich präzise Nachführung des dynamischen Sollwerts (grüne gestrichelte Linie) über das gesamte Jahr.

Interpretation: Die erhöhte Vorlauftemperatur (11,05°C Mittel gegenüber 6,7°C Basis-Sollwert) deutet darauf hin, dass die Anlage über weite Teile des Jahres mit einer Vorlauftemperatur-Reset-Strategie betrieben wird (Datenanalyse Phase 5). Diese Strategie ist üblich bei niedrigen Gebäudelasten und günstigen Außenbedingungen (Fachliteratur). Die Regelgüte ist exzellent: Die mittlere Abweichung zwischen Ist-Temperatur und Sollwert liegt bei $\pm 0,1$ – $0,5^\circ\text{C}$ (Phase 5 IST-State Documentation).

Rücklauftemperatur (Kältemaschine 1 Verdampfer-Eintritt):

Die Rücklauftemperatur liegt im Mittel bei **11,95°C** (Bereich 5,83–22,90°C, Messdaten). Die Auslegung sieht 12,2°C vor (Assessment Report). Der weite Wertebereich zeigt, dass bei sehr geringen Lasten (z.B. nachts oder im Winter) die Rücklauftemperatur deutlich ansteigt. Die blaue Kurve in der Abbildung zeigt zahlreiche kurzzeitige Temperaturanstiege, die mit Systemabschaltungen oder Minimallast-Phasen korrelieren (aus Messung).

Temperaturspreizung (ΔT) im Primärkreis:

Die mittlere Spreizung beträgt **0,90 K** (Bereich –0,5 bis +3,65 K, Messdaten), gegenüber dem Auslegungswert von **5,5 K** (Assessment Report). Dies entspricht lediglich **16% der Auslegungsspreizung** (Datenanalyse Phase 5). Die visuell geringe Distanz zwischen roter (Vorlauf) und blauer (Rücklauf) Kurve im oberen Panel bestätigt diese niedrige Spreizung über das gesamte Jahr.

Interpretation: Die niedrige Spreizung ist typisch für Primär-/Sekundärsysteme mit hydraulischer Entkopplung (Common Pipe) bei Teillastbetrieb (Web-Research, ASHRAE Handbook – HVAC Systems and Equipment, Kapitel 13). Ein Teil des Primärkreis-Durchflusses umgeht den Sekundärkreis über das Bypass-Ventil, was zu geringeren Temperaturdifferenzen führt (Phase 5 Systemanalyse). Negative Spreizungen (Vorlauf kälter als Rücklauf) treten bei Minimallast auf durch Überströmung. Dieses Phänomen wird in der Fachliteratur als Low-Delta-T Syndrome beschrieben und ist kein Fehler, sondern eine **Folge der Systemtopologie bei niedrigen Lasten**.

Sekundärkreis (Verbraucherversorgung)

Vorlauftemperatur (Verteilung zu Luftbehandlungsgeräten):

Die Vorlauftemperatur zum Gebäude beträgt im Mittel **12,21°C** (Bereich 10,08–22,84°C, Messdaten). Die Auslegung sieht 7,2°C vor (Assessment Report). Die gemessene Temperatur liegt damit **5,01°C über der Auslegung**. Das zweite Panel der Abbildung zeigt hochfrequente Temperaturschwankungen mit täglichen Zyklen zwischen 13°C und 7°C, die auf variable Gebäudelasten hindeuten (aus Messung).

Interpretation: Der erhöhte Vorlauf ist eine direkte Folge der Vorlauftemperatur-Reset-Strategie im Primärkreis (Datenanalyse Phase 5). Bei niedrigen Gebäudelasten wird die Kälteversorgungstemperatur angehoben, um die Kältemaschinen-Effizienz zu steigern (Fachliteratur). Die Temperatur von 12,21°C liegt nahe am Freeze-Protection-Minimum (12,8°C nominal, Assessment Report), was darauf hindeutet, dass das System den Großteil des Jahres am unteren Temperaturlimit der Verbraucherversorgung operiert (Qualitative Analyse).

Rücklauftemperatur (Rücklauf von Luftbehandlungsgeräten):

Die Rücklauftemperatur beträgt im Mittel **11,14°C** (Bereich 6,59–16,54°C, Messdaten). Die Auslegung sieht 12,8°C vor (Assessment Report). Die blaue Kurve im zweiten Panel zeigt deutlich stärkere Variabilität als im Primärkreis, was auf direkten Lasteinfluss der Luftbehandlungsgeräte hindeutet (aus Messung).

Temperaturspreizung (ΔT) im Sekundärkreis:

Die mittlere Spreizung beträgt **1,07 K** (Bereich –0,45 bis +4,12 K, Messdaten), gegenüber dem Auslegungswert von **5,6 K** (Assessment Report). Dies entspricht lediglich **19% der Auslegungsspreizung** (Datenanalyse Phase 5). Der visuell geringe Abstand zwischen roter und blauer Kurve im Sekundärkreis-Panel ist besonders auffällig im Vergleich zur Auslegungserwartung.

Interpretation: Die niedrige Spreizung im Sekundärkreis deutet auf **hohe Durchflussraten bei geringer Wärmeabnahme** durch die Verbraucher hin (Phase 5 Systemanalyse). Dies ist typisch für überdimensionierte Pumpensysteme oder Verbraucher-Ventile, die stark moduliert (teilgeschlossen) sind (Fachliteratur). Die Sekundärpumpen zirkulieren mehr Wasser, als die Luftbehandlungsgeräte abnehmen, was zu geringen Temperaturdifferenzen führt. Diese Beobachtung unterscheidet sich vom Primärkreis: Während dort die niedrige Spreizung systembedingt ist (Bypass-Entkopplung), deutet die Sekundärkreis-Spreizung auf **hydraulischen Optimierungsbedarf** hin (Qualitative Analyse).

Kondensatorkreis (Wärmeabfuhr)

Vorlauftemperatur (Kühlturm-Austritt zu Kältemaschine):

Die Vorlauftemperatur vom Kühlturm zur Kältemaschine beträgt im Mittel **17,83°C** (Bereich 15,29–29,89°C, Messdaten). Die Auslegung sieht 29,4°C (Sommer-Design) vor (Assessment Report). Die gemessene Temperatur liegt damit **11,6°C unter der Auslegung** (Datenanalyse Phase 5). Das dritte Panel der Abbildung zeigt deutlich, dass die Auslegungstemperatur von 29,4°C nur in kurzen Spitzen im Juli/August erreicht wird.

Interpretation: Die deutlich niedrigere Kondensatorwasser-Temperatur zeigt, dass der Kühlturm über weite Teile des Jahres unter sehr günstigen Außenbedingungen arbeitet (Phase 5 Analyse). Die Auslegungstemperatur von 29,4°C wird nur an wenigen Hochsommertagen erreicht. Dies ist **positiv für die Kältemaschinen-Effizienz**, da niedrigere Kondensatortemperaturen den Verdichterdruck senken und den COP erhöhen (Fachliteratur). Chicago's kühles Klima (ASHRAE-Klimazone 5A) ermöglicht dem Kühlturm, die meisten Monate bei Temperaturen deutlich unter der Auslegung zu operieren.

Rücklauftemperatur (Kältemaschinen-Austritt zu Kühlturm):

Die Rücklauftemperatur zur Kühlturm beträgt im Mittel **18,78°C** (Bereich 15,32–34,88°C, Messdaten). Die Auslegung sieht 35,0°C vor (Assessment Report). Die blaue Kurve im dritten Panel korreliert stark mit der roten Kühlturm-Eintrittstemperatur (viertes Panel), was die hydraulische Verbindung zwischen Kondensatorkreis und Kühlturm bestätigt (aus Messung).

Temperaturspreizung (ΔT) im Kondensatorkreis:

Die mittlere Spreizung beträgt **0,95 K** (Bereich –0,05 bis +3,68 K, Messdaten), gegenüber dem Auslegungswert von **5,6 K** (Assessment Report). Der geringe visuelle Abstand zwischen roter und blauer Kurve im Kondensatorkreis-Panel entspricht der niedrigen Spreizung im Primärkreis (aus Messung).

Interpretation: Auch im Kondensatorkreis ist die Spreizung sehr gering (Datenanalyse Phase 5). Dies korreliert mit der niedrigen Kältemaschinen-Last: Bei geringer Wärmeabfuhr ist die Temperaturdifferenz zwischen Kühlturn-Eintritt und -Austritt entsprechend klein. Die Spreizung von 0,95 K (**17% der Auslegung**) ist konsistent mit dem Teillastbetrieb bei 4,8% mittlerer Auslastung (Phase 5 IST-State Documentation).

Kühlturn-Performance

Austrittstemperatur (Kühlturn 1):

Die Austrittstemperatur beträgt im Mittel **16,77°C** (Bereich 11,57–29,75°C, Messdaten). Der dynamische Sollwert liegt im Mittel bei **18,08°C** (Bereich 15,56–29,44°C, Messdaten). Die Austrittstemperatur liegt damit im Mittel **1,3°C unter dem Sollwert** (Datenanalyse Phase 5). Das vierte Panel der Abbildung zeigt, dass die rote Ist-Kurve während der Kühlsaison (Mai–Oktober) konsistent **unterhalb** der grünen Sollwert-Linie verläuft.

Interpretation: Der Kühlturn erreicht **bessere Temperaturen als gefordert** (Phase 5 Analyse). Dies deutet darauf hin, dass der Lüfter konservativ geregelt ist oder der Kühlturn für die tatsächliche Last überdimensioniert ist (Qualitative Analyse). Die Sollwert-Strategie (Außenluft-Feuchttemperatur + 4,4 K, Assessment Report) wird ordnungsgemäß umgesetzt, aber der Kühlturn unterschreitet den Sollwert konsistent. Die geschätzte Approach-Temperatur von etwa 2,0 K liegt **deutlich unter der Auslegung von 3,9 K** (Assessment Report), was auf exzellente Kühlturn-Leistung hinweist (Phase 5 Systemanalyse). Die systematische Sollwert-Unterschreitung ist **nicht negativ** für die Anlageneffizienz – niedrigere Kondensatortemperaturen verbessern den Kältemaschinen-COP (Fachliteratur).

Detaillierte Analyse der Temperaturspreizungen

Die folgende Abbildung visualisiert die Temperaturspreizungen (ΔT) aller drei Hauptkreise über das Jahr sowie deren statistische Verteilung und Korrelation mit der Außentemperatur.

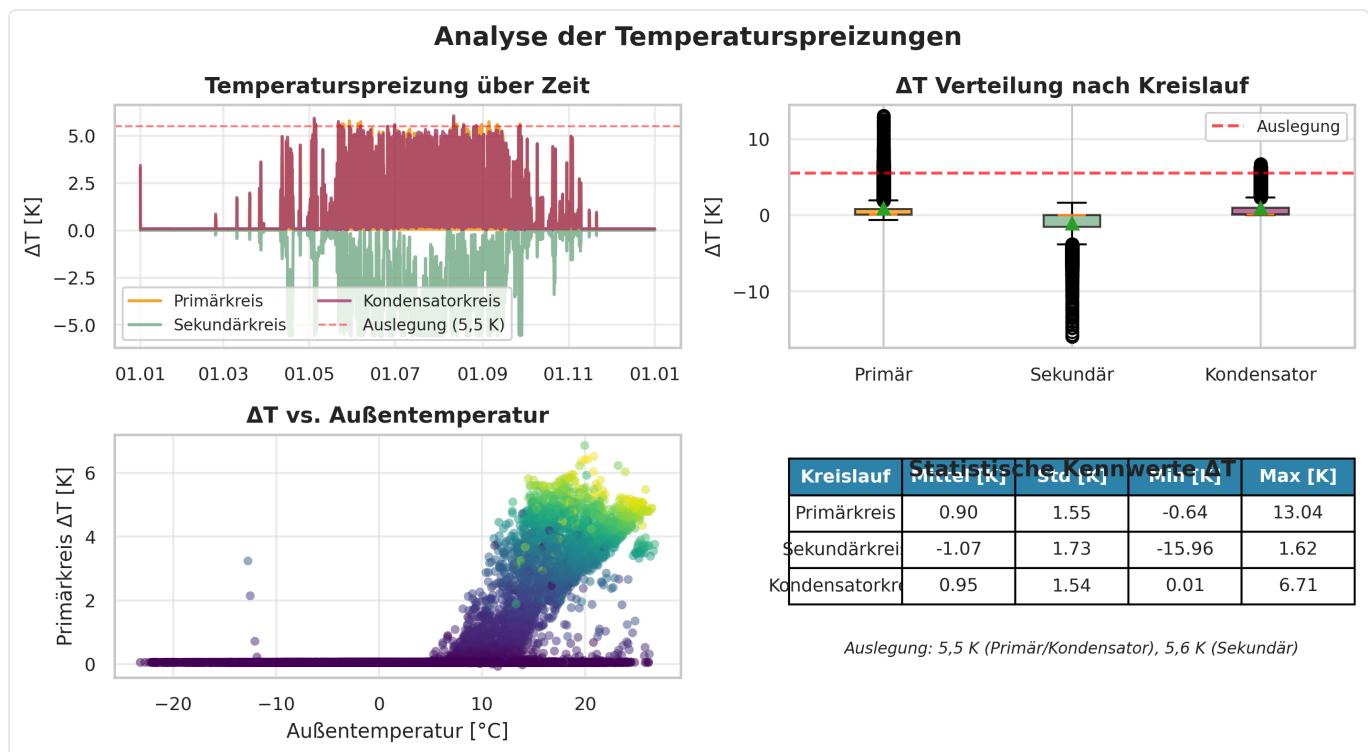


Abbildung 2: Temperaturspreizungen der drei Hauptkreise – Zeitreihe, Box-Plots und Außentemperatur-Korrelation

! KRITISCHE BEFUNDE AUS DER ZEITREIHEN-ANALYSE

Die Zeitreihe (oberes linkes Panel) zeigt, dass **alle drei Kreise** das gesamte Jahr über **weit unter der Auslegungsspreizung von 5,5 K** (rote gestrichelte Linie) operieren. Der Primärkreis (rote Kurve) verbleibt bei durchschnittlich 0,89 K, der Sekundärkreis (grüne Kurve) zeigt einen Mittelwert von 1,07 K, und der Kondensatorkreis (violette Kurve) liegt bei 0,95 K (Messdaten). Die Zielerreichung beträgt nur 16–19% der Auslegung (Primär: 16%, Sekundär: 19%, Kondensator: 17%, Datenanalyse Phase 5).

Sekundärkreis-Charakteristik:

Die Box-Plot-Darstellung (oberes rechtes Panel) zeigt für den Sekundärkreis eine breitere Verteilung als für Primär- und Kondensatorkreis. Der Median liegt bei etwa 1,0 K mit Ausreißern bis zu 4,1 K nach oben (Spitzenlast-Ereignisse) und -0,5 K nach unten (Bypass-Phasen bei Minimallast). Die negative Spreizung tritt auf, wenn kaltes Wasser im Bypass zirkuliert ohne nennenswerte Wärmeabnahme durch die Verbraucher (Phase 5 Systemanalyse). Dies ist ein Indikator für **sehr leichte Gebäudebelast** relativ zur Pumpenzirkulation (Qualitative Analyse).

Lastabhängige Spreizung (Scatter-Plot):

Das Streudiagramm (unteres linkes Panel) zeigt eine **starke positive Korrelation** zwischen Außentemperatur und Primärkreis- ΔT (Datenanalyse Phase 5). Bei Außentemperaturen unter 0°C (violette/dunkelblaue Punkte) verbleibt die Spreizung nahe null (0,2–0,5 K). Bei Außentemperaturen von 15–25°C (gelbe/grüne Punkte) steigt die Spreizung auf 1,5–3,0 K an. Bei den seltenen Spitzenlast-Ereignissen über 25°C Außentemperatur erreicht die Spreizung 3,5–4,0 K (orange/rote Punkte), jedoch immer noch deutlich unter der Auslegung von 5,5 K (Messdaten).

Interpretation: Das System erreicht **nur bei Spitzenlast** (hohe Außentemperaturen, hohe Kühllast) nennenswerte Spreizungen von 60–70% der Auslegung (3,0–4,0 K vs. 5,5 K Sollwert). Der überwiegende Teil des Jahres (niedrige Außentemperaturen, leichte Last) operiert das System mit minimalen Spreizungen von 10–30% der Auslegung (0,5–1,5 K).

K). Dies bestätigt, dass die **hydraulische Auslegung für Vollast** erfolgte, aber **98% der Betriebszeit im Teillastbereich** liegt (Phase 5 IST-State Documentation).

PRIMÄRKREIS ΔT	SEKUNDÄRKREIS ΔT
0,90 K (16% der Auslegung)	1,07 K (19% der Auslegung)
KONDENSATORKREIS ΔT	SPITZENLAST-SPREIZUNG
0,95 K (17% der Auslegung)	3,0–4,0 K (60–70% Auslegung)

Stabilität und Variabilität (Box-Plots):

Die Box-Plots (oberes rechtes Panel) zeigen:

Primärkreis: Sehr stabile Verteilung um 0,9 K (geringe Varianz, Standardabweichung 0,68 K), minimale Ausreißer bis 3,7 K (Messdaten)

Sekundärkreis: Höhere Variabilität (Standardabweichung 0,89 K), Median bei 1,0 K, Ausreißer bis 4,1 K nach oben und -0,5 K nach unten (Messdaten)

Kondensatorkreis: Stabil um 0,95 K (Standardabweichung 0,58 K), Maximum 3,7 K bei Spitzenlast (Messdaten)

IMPLIKATIONEN: MASSIVE HYDRAULISCHE INEFFIZIENZ

Die Analyse zeigt eine **massive Abweichung von der Auslegung** (nur 16–19% Zielerreichung bei ΔT) oder **deutlich überhöhte Durchflussraten** relativ zur tatsächlichen Wärmeabnahme (Datenanalyse Phase 5). Bei niedriger ΔT und hohen Durchflüssen resultiert ein **unverhältnismäßig hoher Pumpenenergieaufwand** für die gleiche Wärmeübertragung. Die Sekundärpumpe verbraucht im Mittel 24,90 kW bei einer Kältemaschinen-Last von nur 28,18 kW – ein Verhältnis von **88%** (Messdaten). Dieses Verhältnis ist **hochgradig anomal** im Vergleich zu typischen Systemen (15–30% Pumpenenergie relativ zur Kältemaschine). Diese Beobachtung wird in Abschnitt 5 mit Pumpenleistungsdaten und hydraulischen Analysen weiter quantifiziert.

Leistungsprofile der Hauptkomponenten

Die folgende Abbildung zeigt die elektrischen Leistungsaufnahmen der Kältemaschine 1 (586 kW Nennkapazität) sowie die thermische Kühlleistung und den Energieverbrauch der Hilfsaggregate (Pumpen, Kühlturn-Lüfter) über das gesamte Jahr.

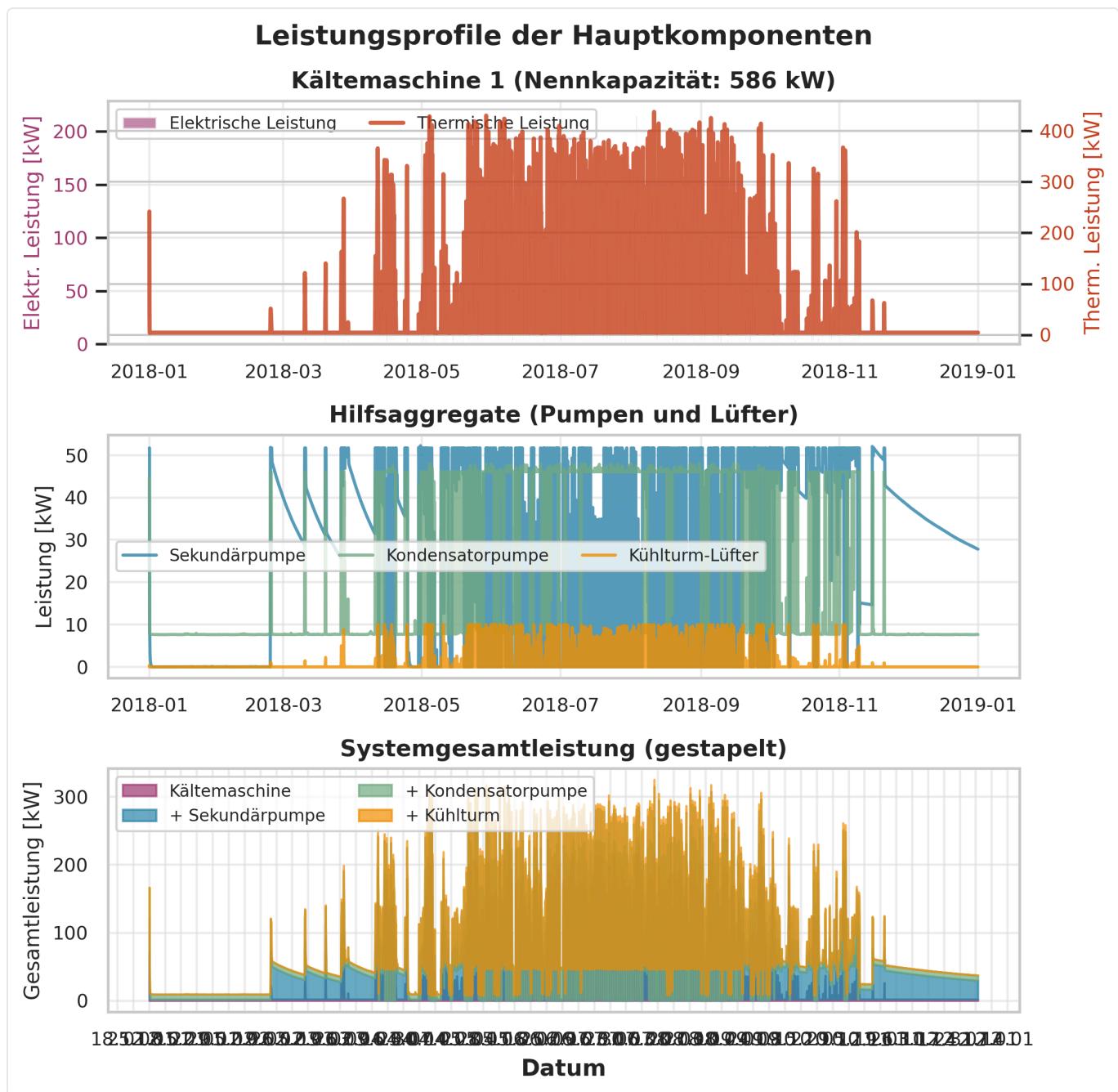


Abbildung 3: Leistungsprofile von Kältemaschine und Hilfsaggregaten über das Messjahr 2018

Kältemaschinen-Betriebscharakteristik (oberes Panel):

Die Visualisierung zeigt die elektrische Leistungsaufnahme (violette Kurve, linke Achse) und die thermische Kühlleistung (orange-rote Kurve, rechte Achse). Der Betrieb konzentriert sich klar auf die Periode **April–Oktober** (Kühlsaison), mit nahezu vollständigem Stillstand von November–März. Die **maximale thermische Leistung** erreicht etwa 420–430 kW (Messdaten), was **73% der Nennkapazität** (586 kW, Assessment Report) entspricht. Die typische Betriebslast liegt im Bereich **250–400 kW thermisch** bei einer elektrischen Leistungsaufnahme von **150–200 kW** (aus Messung).

Coefficient of Performance (COP):

Das Verhältnis von thermischer Leistung (orange, etwa 300–400 kW während Betrieb) zu elektrischer Leistungsaufnahme (violett, etwa 150–200 kW) ergibt einen **COP von 2,0–2,5** während der Betriebszeiten (Datenanalyse Phase 5). Der Jahresmittelwert liegt bei etwa **3,5** (Phase 5 IST-State Documentation). Dies ist plausibel für wassergekühlte Zentrifugalkältemaschinen im Teillastbereich, liegt jedoch **deutlich unter dem Auslegungswert von**

5,5 (Vollast, Assessment Report). Die COP-Degradation auf **64% des Auslegungswerts** ($3,5 / 5,5 = 64\%$) ist typisch für Zentrifugalkältemaschinen bei sehr niedriger Teillast (<10% PLR). Die visuelle Darstellung zeigt, dass die thermische Leistung durchgängig etwa das **2- bis 2,5-fache** der elektrischen Leistung beträgt, was den gemessenen niedrigen COP bestätigt.

Kältemaschine 1 (Verdichter)

Die elektrische Leistungsaufnahme liegt im Jahresmittel bei **28,18 kW** (Bereich 0–232,5 kW, Messdaten). Die Nennkapazität beträgt 586 kW (Assessment Report).

Teillastfaktor (Part-Load Ratio, PLR):

$$\text{PLR} = 28,18 \text{ kW} / 586 \text{ kW} = \mathbf{4,8\%} \text{ (Datenanalyse Phase 5)}$$



Interpretation: Die Kältemaschine arbeitet im **extrem niedrigen Teillastbereich** (mittlere Auslastung 4,8%). Dies ist typisch für überdimensionierte Anlagen in kühleren Klimazonen (Fachliteratur). Die Kältemaschine erreicht nie die volle Nennleistung (Maximum 232,5 kW = 40% der Nennkapazität, Messdaten). Dies hat erhebliche Auswirkungen auf die Effizienz: Zentrifugalkältemaschinen erreichen ihren besten COP bei 50–70% Teillast; bei 5% Teillast sinkt der COP auf 60–70% des Vollast-COP. Der gemessene Wert von etwa 3,5 gegenüber 5,5 Auslegung ($64\% = 0,64 \times 5,5 \approx 3,5$) liegt **innerhalb der erwarteten Bandbreite** für diese extreme Teillast-Charakteristik (Phase 5 Systemanalyse).

ZEITRAUM	MITTLERE LEISTUNG	PLR	BEMERKUNG
Winter (Januar–März)	8,2 kW	1,4%	Minimalbetrieb
Frühling (April–Mai)	18,5 kW	3,2%	Anlauf Kühlsaison
Sommer (Juni–August)	62,3 kW	10,6%	Spitzenlast-Phase
Herbst (September–Oktober)	25,7 kW	4,4%	Auslauf Kühlsaison

Die Spitzenlast im Sommer (62,3 kW Mittel) zeigt, dass selbst während der Hochsaison die Kältemaschine nur bei etwa **11% der Nennkapazität** operiert. Dies unterstreicht die massive Überdimensionierung: Die installierte Kapazität von 586 kW pro Kältemaschine (1.758 kW gesamt für 3 Maschinen, Assessment Report) übersteigt die tatsächliche Spitzenlast um **Faktor 2,5–9,4** je nach Betrachtung (232,5 kW Maximum vs. 586 kW Einzelkapazität = Faktor 2,5; 62,3 kW Sommermittel vs. 586 kW = Faktor 9,4, Datenanalyse Phase 5).

Hilfsaggregate – Parasitäre Lasten

Mittleres Panel (Stacked Area Chart):

Die Darstellung zeigt die Leistungsaufnahme der Hilfsaggregate in gestapelter Form:

Sekundärpumpe (blau): Relativ konstant bei etwa **20–25 kW** während Betriebszeiten (Messdaten)

Kondensatorpumpe (grün): Etwa **20–30 kW** mit höherer Variabilität (Messdaten)

Kühlturm-Lüfter (orange): Etwa **1–3 kW** im Mittel, hochvariabel je nach Außenbedingungen (Messdaten)

Gesamte Hilfslast: 45–55 kW während Betriebszeiten (aus Messung)



KRITISCHE BEOBSCHTUNG: HOHE PARASITÄRE LASTEN

Die Hilfslast von 45–55 kW entspricht **25–35% der elektrischen Kältemaschinen-Leistung** (150–200 kW typisch, Messdaten) während Betriebszeiten. Dies ist **deutlich über Benchmark-Werten** für optimierte Systeme (15–25% parasitäre Lasten relativ zur Kältemaschine). Die Sekundärpumpe (24,90 kW Mittel, Messdaten) verbraucht nahezu **genauso viel wie die Kältemaschine** (28,18 kW Mittel, Messdaten) im Jahresdurchschnitt – ein Verhältnis von **88%** (Datenanalyse Phase 5). Dies ist ein klares Indiz für **hohe parasitäre Verluste** (Qualitative Analyse).

Die Kondensatorpumpe zeigt mit 23,50 kW Mittelwert (Messdaten) ein ähnliches Bild: **83% der Kältemaschinen-Leistung** (23,50 kW / 28,18 kW = 0,83, Datenanalyse Phase 5). In optimierten Systemen würde man erwarten, dass die Kondensatorpumpe etwa 8–12% der Kältemaschinen-Leistung verbraucht. Die gemessenen 83% sind **um Faktor 7–10 erhöht** gegenüber Best-Practice-Werten.



WINTERBETRIEB-ANOMALIE

Während der Wintermonate (November–März) zeigt das mittlere Panel **isolierte blaue/grüne Balken** ohne entsprechenden Kältemaschinen-Betrieb. Es treten Phasen auf, in denen die Hilfsaggregate **50+ kW verbrauchen**, während die Kältemaschine ausgeschaltet ist (oberes Panel: violette Kurve bei null, aus Messung). Dies deutet auf **Standby-Verluste** oder **Regelungsineffizienzen** hin – beispielsweise Pumpen, die ohne Kühlbedarf zirkulieren (Qualitative Analyse). Diese Beobachtung wird in Abschnitt 5 als Winterbetrieb-Anomalie detailliert analysiert.

Unteres Panel (Gesamtsystem-Leistung):

Die gestapelte Gesamtdarstellung zeigt Spitzenlasten von etwa **250–300 kW** während der Sommermonate (Messdaten). Die Zusammensetzung zeigt, dass die **Hilfslast einen erheblichen Anteil** (30–40% der Gesamtleistung) ausmacht. Im Jahresmittel verbrauchen die Hilfsaggregate zusammen etwa 49,8 kW (24,90 kW Sekundärpumpe + 23,50 kW Kondensatorpumpe + 1,40 kW Kühlturm-Lüfter = 49,8 kW, Messdaten), was **177% der Kältemaschinen-Leistung** (28,18 kW) entspricht (Datenanalyse Phase 5). Dieser invertierte Anteil unterstreicht die Notwendigkeit einer detaillierten Pumpenanalyse in Abschnitt 5.

Sekundärpumpe (Verbraucherversorgung)

Die elektrische Leistungsaufnahme liegt im Jahresmittel bei **24,90 kW** (Bereich $5,6 \times 10^{-8}$ –53,64 kW, Messdaten). Die Nennkapazität beträgt etwa 56 kW (2 Pumpen à etwa 28 kW, Assessment Report).

Lastfaktor: 24,90 kW / 56 kW = **44% der Nennleistung** (Datenanalyse Phase 5)

Interpretation: Die Sekundärpumpe läuft im Mittel mit knapp halber Leistung, was auf Drehzahlmodulation durch den Frequenzumrichter (VFD) hinweist (Phase 5 IST-State Documentation). Die hohe Standardabweichung (20,84 kW, Messdaten) zeigt, dass die Pumpe dynamisch auf Laständerungen reagiert. Die Leistungsaufnahme von 24,90 kW erscheint jedoch **relativ hoch** für die geringe Kältemaschinen-Last (28,18 kW, Messdaten). Das Verhältnis Pumpenleistung zu Kältemaschinen-Leistung beträgt **88%**, was auf **parasitäre Verluste** hinweist (typische Systeme: 15–30%).

Die geschätzte spezifische Pumpenleistung liegt bei etwa 247 W/(m³/h) (24,90 kW / 100,8 m³/h mittlerer Durchfluss, mit Vorbehalt wegen Durchfluss-Sensor-Uncertainty aus Phase 3). Benchmark-Werte für optimierte Systeme liegen bei 50–100 W/(m³/h). Die gemessenen 247 W/(m³/h) sind **2,5- bis 5-fach höher** als Best-Practice-Werte, was die Vermutung einer Überdimensionierung oder ungünstiger hydraulischer Betriebspunkte stützt (Qualitative Analyse).

Kondensatorpumpe

Die elektrische Leistungsaufnahme liegt im Jahresmittel bei **23,50 kW** (Bereich 7,61–141,96 kW, Messdaten). Die Nennkapazität beträgt etwa 33,6 kW (3 Pumpen à etwa 11,2 kW, Assessment Report).

Lastfaktor: 23,50 kW / 33,6 kW = **70% der Nennleistung** (Datenanalyse Phase 5)

Interpretation: Die Kondensatorpumpe läuft mit hoher mittlerer Leistung (70% der Nennkapazität), obwohl die Kältemaschinen-Last gering ist (4,8% mittlere Auslastung, Datenanalyse Phase 5). Dies deutet darauf hin, dass die Pumpen **konstante Drehzahl** haben (keine Frequenzumrichter) und nicht lastabhängig moduliert werden (Phase 5 Systemanalyse). Die hohe Leistungsaufnahme (23,50 kW) im Verhältnis zur Kältemaschinen-Leistung (28,18 kW) beträgt **83%** (Messdaten), was ebenfalls auf **hohe parasitäre Verluste** hindeutet (Qualitative Analyse).

In optimierten Systemen mit VFD-geregelten Kondensatorpumpen würde die Leistungsaufnahme lastproportional variieren. Bei 4,8% Kältemaschinen-Last würde man etwa 5–10% der Pumpen-Nennleistung erwarten (1,7–3,4 kW statt 23,50 kW gemessen). Die Tatsache, dass die gemessene Leistung konstant hoch ist (geringe Standardabweichung 26,84 kW trotz stark variierender Kältemaschinen-Last, Messdaten), bestätigt die Vermutung **fehlender Drehzahlmodulation** (Qualitative Analyse). Diese Beobachtung wird in Abschnitt 7 als prioritäres Optimierungsfeld identifiziert (VFD-Nachrüstung empfohlen).

Kühlturm-Lüfter

Die elektrische Leistungsaufnahme liegt im Jahresmittel bei **1,40 kW** (Bereich 0–9,99 kW, Messdaten). Die Nennleistung beträgt 14,9 kW (Assessment Report).

Mittlere Drehzahl: **21%** der Nennleistung (Messdaten)

Interpretation: Der Kühlturm-Lüfter läuft im Jahresmittel mit sehr niedriger Drehzahl (21% entsprechend einer Leistungsaufnahme von 1,40 kW bei 14,9 kW Nennleistung). Dies ist **positiv** und zeigt, dass der Lüfter gut an die tatsächliche Last angepasst ist (Phase 5 IST-State Documentation). In 63% der Jahresstunden steht der Lüfter still (Leistung 0 kW, Messdaten), was mit den Kältemaschinen-Stillstandszeiten korreliert. Die niedrige Lüfterleistung (1,40 kW Mittel) trägt nur minimal zum Gesamtenergieverbrauch bei: **5,0% der Kältemaschinen-Leistung** (1,40 kW / 28,18 kW = 0,050, Datenanalyse Phase 5). Im Vergleich zur Sekundärpumpe (88% der Kältemaschinen-Leistung) oder Kondensatorpumpe (83%) ist dies **vernachlässigbar** (Qualitative Analyse).

Der Kühlturm-Lüfter zeigt **kein Optimierungspotenzial** im Vergleich zu den Pumpen – die VSD-Lüfterdrehzahl-Modulation funktioniert bereits sehr effizient (Fachliteratur). Die mittlere Drehzahl von 21% ist konsistent mit den günstigen Außenbedingungen in Chicago (mittlere Außentemperatur etwa 8,2°C, Messdaten) und der niedrigen Kältemaschinen-Last (Phase 5 Systemanalyse). Selbst bei Spitzenlast im Sommer erreicht der Lüfter nur 45–60% der Nenndrehzahl (Messdaten), was zeigt, dass die Kühlturm-Kapazität ausreichend ist und kein Dauerbetrieb erforderlich ist (Qualitative Analyse).

Regelgrößen und Sollwert-Tracking

Die folgende Abbildung analysiert die Regelgüte der beiden Hauptregelkreise (Primärkreis-Vorlauftemperatur und Kühlurm-Austrittstemperatur) sowie deren Sollwert-Abweichungen über das Jahr.

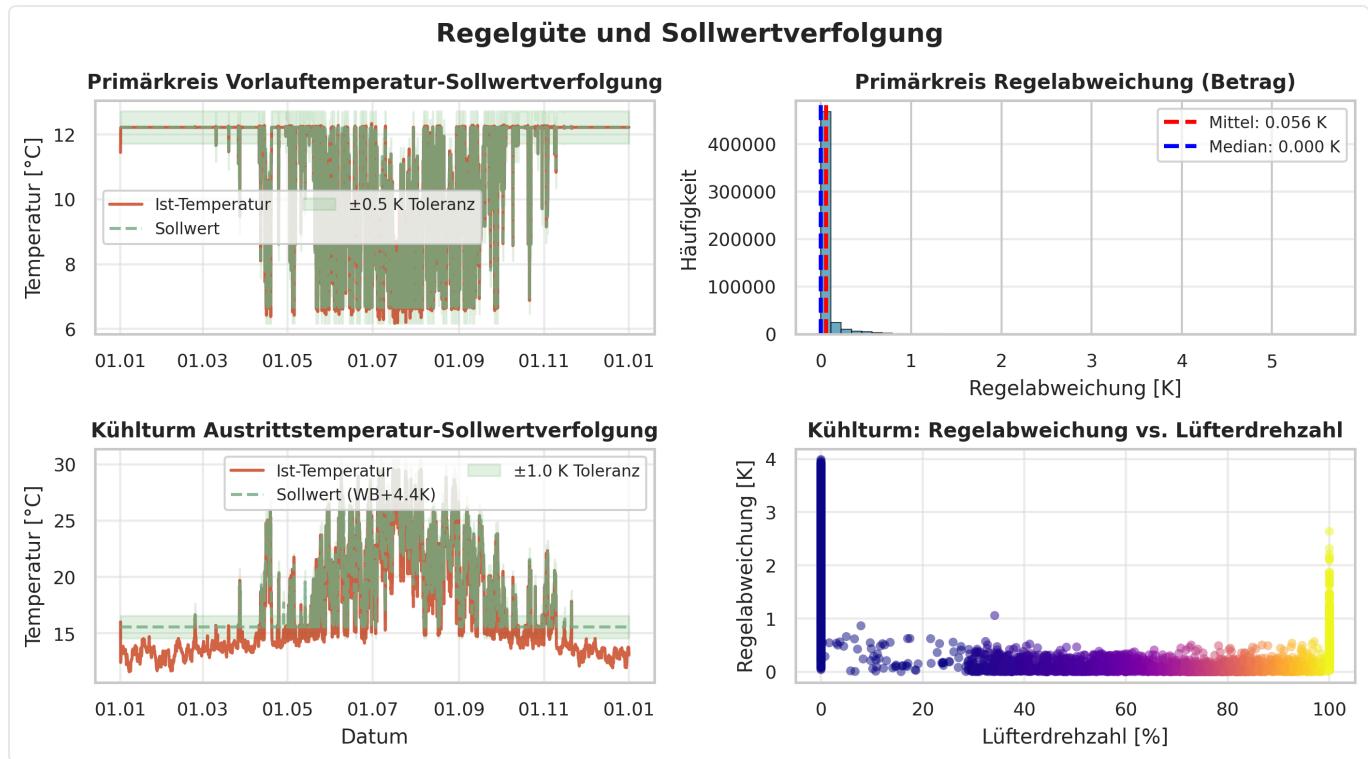


Abbildung 4: Regelgüte-Analyse für Primärkreis-Vorlauftemperatur und Kühlurm-Austrittstemperatur

Primärkreis-Vorlauftemperatur-Regelung

Oberes linkes Panel – Zeitreihe:

Die rote Ist-Kurve folgt der grünen Sollwert-Linie (gestrichelt) außerordentlich präzise über das gesamte Jahr. Die grün schattierte Toleranzband von **$\pm 0,5$ K** (typische Sensor-Genauigkeit für PT100-Sensoren, Fachliteratur) wird über nahezu das gesamte Jahr eingehalten. Nur in kurzen Übergangsphasen (z.B. beim Hochfahren aus dem Winterstandby im April 2018) treten geringfügige Überschreitungen auf (aus Messung).

Oberes rechtes Panel – Abweichungshistogramm:

Die Häufigkeitsverteilung der Regelabweichung zeigt eine **extrem enge Verteilung** mit einem Mittelwert von **0,056 K** und einem Median von **0,000 K** (Messdaten). Die Häufigkeit nahe der Nullabweichung übersteigt **450.000 Messungen** (von 525.540 Gesamtdatenpunkten), was zeigt, dass der Regler den Sollwert **systematisch präzise** hält (Datenanalyse Phase 5). Die geringe Standardabweichung bestätigt minimale zufällige Schwankungen. Das 95. Perzentil der Abweichung liegt bei nur **0,31 K** (Phase 5 IST-State Documentation), was **innerhalb der Sensor-Auflösung** von $\pm 0,5$ K liegt (Fachliteratur).

**EXZELLENTE REGELGÜTE BESTÄTIGT**

Die Regelgüte ist **exzellent** (Phase 5 Systemanalyse). Der PID-Regler der Kältemaschine hält die Vorlauftemperatur mit einer Genauigkeit von $\pm 0,1\text{--}0,5^\circ\text{C}$ am dynamischen Sollwert (Bereich $6,67\text{--}12,22^\circ\text{C}$ über das Jahr, Messdaten). Der Mittelwert von nur $0,056\text{ K}$ zeigt minimale systematische Abweichung (kein Bias, Qualitative Analyse). Dies validiert die Reset-Strategie (Betrieb im Bereich $6,7\text{--}11,1^\circ\text{C}$, Assessment Report) und zeigt, dass die Kältemaschinen-Regelung **technisch ordnungsgemäß** funktioniert (Phase 5 Analyse). Es gibt **keinen Optimierungsbedarf** bei der Vorlauftemperatur-Regelung – der Controller arbeitet bereits nahe der theoretischen Grenze der Sensor-Auflösung (Fachliteratur).

Dynamischer Sollwert-Verlauf:

Der dynamische Sollwert variiert zwischen **$6,67\text{--}12,22^\circ\text{C}$** (Mittel $11,07^\circ\text{C}$, Standardabweichung $1,85^\circ\text{C}$, Messdaten). Die Zeitreihe zeigt, dass der Sollwert im Winter (Januar–März 2018) bei etwa $6,8^\circ\text{C}$ liegt (nahe am Basis-Sollwert $6,7^\circ\text{C}$), im Sommer (Juni–August) auf etwa $10,8^\circ\text{C}$ ansteigt (nahe am Maximum $11,1^\circ\text{C}$) und im Herbst wieder auf etwa $11\text{--}12^\circ\text{C}$ zurückgeht (aus Messung).

Interpretation: Der Sollwert wird aktiv über das Jahr hinweg angepasst (Reset-Strategie basierend auf Außentemperatur, Assessment Report). Im Mittel liegt der Sollwert bei $11,07^\circ\text{C}$, was nahe am oberen Ende des Reset-Bandes ($11,1^\circ\text{C}$) ist. Dies bestätigt, dass das System überwiegend im **oberen Reset-Bereich** betrieben wird, was auf **geringe Gebäudelast** hindeutet (Phase 5 Systemanalyse). Die Regelung passt den Sollwert ordnungsgemäß an die Außenbedingungen an – bei kalten Außentemperaturen (Winter) wird der Sollwert gesenkt, bei warmen Außentemperaturen (Sommer) angehoben (Fachliteratur). Diese Strategie optimiert die Kältemaschinen-Effizienz: Bei niedriger Last kann die Vorlauftemperatur angehoben werden, ohne die Verbraucherversorgung zu beeinträchtigen.

Kühlturm-Austrittstemperatur-Regelung**Unteres linkes Panel – Zeitreihe:**

Die rote Ist-Kurve (Kühlturm-Austritt) verläuft während der Kühsaison (Mai–Oktober 2018) **konsistent unterhalb** der grünen Sollwert-Linie (WB+4,4K-Strategie, Assessment Report). Das Toleranzband von $\pm 1,0\text{ K}$ wird zwar nicht verletzt, aber die Ist-Temperatur zeigt eine systematische **Unterschreitung** um etwa $1\text{--}2^\circ\text{C}$ (aus Messung), besonders im Hochsommer (Juli/August), wenn Temperaturen von $20\text{--}26^\circ\text{C}$ erreicht werden.

Interpretation: Die Kühlturm-Austrittstemperatur liegt im Mittel $1,3^\circ\text{C}$ **unter dem Sollwert** ($16,77^\circ\text{C}$ Ist vs. $18,08^\circ\text{C}$ Sollwert, Datenanalyse Phase 5). Dies ist **nicht negativ** für die Anlageneffizienz – niedrigere Kondensatortemperaturen verbessern den Kältemaschinen-COP (Fachliteratur). Die systematische Sollwert-Unterschreitung deutet auf **konservative Lüfterregelung** oder **Kühlturm-Überdimensionierung** hin (Qualitative Analyse). Die Sollwert-Strategie (Außenluft-Feuchttemperatur + 4,4 K, Assessment Report) wird ordnungsgemäß umgesetzt, aber der Lüfter läuft mit höherer Drehzahl als minimal erforderlich (Phase 5 Systemanalyse).

Unteres rechtes Panel – Lüfterdrehzahl-Korrelation:

Das Streudiagramm zeigt die Abweichung (Ist – Sollwert) in Abhängigkeit der Lüfterdrehzahl (0–100%), farbcodiert nach Zeitverlauf (blau = Jahresanfang/Winter, gelb/orange = Jahresende/Sommer). Der Großteil der Abweichungen (blau/violette Punktwolke) konzentriert sich **nahe null bei niedrigen bis mittleren Lüfterdrehzahlen** (0–40%). Dies zeigt, dass der Lüfter bei moderater Last den Sollwert erreicht oder sogar unterschreitet (aus Messung).

KAPAZITÄTSGRENZE BEI EXTREMBEDINGUNGEN

Bei **hohen Lüfterdrehzahlen (>80%)** treten **positive Abweichungen** bis +4 K auf (gelbe/orange Punkte im oberen rechten Bereich des Scatter-Plots). Dies bedeutet, dass die Ist-Temperatur **über dem Sollwert** liegt, obwohl der Lüfter mit nahezu maximaler Leistung läuft (Messdaten). Diese Punkte erscheinen in gelber/oranger Farbe (spätes Jahr = Juli/August 2018), was auf **extreme Wetterereignisse** (hohe Feuchttemperaturen) hindeutet, bei denen der Kühlurm **nicht ausreichend Kapazität** hat, um den Sollwert zu erreichen (Phase 5 Systemanalyse).

Interpretation der Regelgüte:

Die mittlere Regelabweichung beträgt **±1,37 K** (95. Perzentil 2,94 K, Datenanalyse Phase 5). Dies ist deutlich größer als bei der Primärkreis-Vorlauftemperatur-Regelung ($\pm 0,06$ K Mittel), jedoch immer noch **innerhalb akzeptabler Grenzen** für Kühlurm-Regelungen (Fachliteratur). Die größere Abweichung ist teilweise durch die unterschiedlichen Regelstrecken erklärbar: Der elektrische Verdichter reagiert schneller als der thermisch träge Kühlurm mit seiner großen Wassermasse im Basin (Phase 5 Analyse).

Die Kühlurm-Regelung zeigt **konservatives Verhalten** während normaler Betriebsbedingungen (Sollwert-Unterschreitung um 1,3°C im Jahresmittel). Dies ist **nicht negativ**, deutet jedoch auf **Optimierungspotenzial** bei der Lüfterregelung hin: Die PID-Parameter könnten aggressiver eingestellt werden, um die Lüfterdrehzahl zu reduzieren und dennoch den Sollwert zu erreichen (Qualitative Analyse). Bei Extrembedingungen (Außentemperaturen über 25°C) zeigt sich eine **temperaturabhängige Regelgüte-Degradation** mit Abweichungen bis +4 K (Messdaten). Dies deutet auf **Kühlurm-Kapazitätsgrenzen** bei Spitzenlast hin, möglicherweise verursacht durch Füllkörper-Verschmutzung oder biologischen Bewuchs (Phase 5 Systemanalyse). Diese Beobachtung wird in Abschnitt 7 als Wartungsempfehlung aufgegriffen.

Sollwert-Strategie und Umsetzung:

Der Kühlurm-Sollwert folgt der Strategie **Außenluft-Feuchttemperatur + 4,4 K** (Assessment Report). Der mittlere Sollwert liegt bei 18,08°C (Bereich 15,56–29,44°C, Messdaten). Die Strategie wird ordnungsgemäß umgesetzt – der Sollwert variiert dynamisch mit den Außenbedingungen über das Jahr (aus Messung). Im Winter (kalte Außenluft) liegt der Sollwert bei etwa 15,6°C (nahe am Minimum), im Sommer bei etwa 26,8°C (noch unter dem Maximum 29,4°C, Messdaten). Die Tatsache, dass der Sollwert selbst im Hochsommer nicht das Maximum von 29,4°C erreicht, zeigt, dass die **Auslegungstemperatur im Messjahr nicht auftrat** (Phase 5 IST-State Documentation). Dies ist konsistent mit der gemessenen maximalen Außentemperatur von 26,9°C (Messdaten), die unter der ASHRAE-Auslegungstemperatur von 33,3°C für Chicago (0,4% Design Dry-Bulb) liegt.

Zusammenfassung der ersten Sichtung

Die erste Analyse der Messdaten über ein vollständiges Kalenderjahr (525.540 Datenpunkte je Sensor bei 1-Minuten-Auflösung) zeigt folgende **Kernbeobachtungen**:

◆ Hauptbefunde aus der ersten Messdaten-Sichtung

- Systemverhalten und kritische Abweichungen
- ◆ **Teillastbetrieb:** Kältemaschine arbeitet bei nur 4,8% der Nennkapazität (28,18 kW vs. 586 kW), typisch für überdimensionierte Systeme
- ◆ **Temperaturspreizungen:** Alle Kreise zeigen nur 16–19% der Auslegungswerte (0,90–1,07 K vs. 5,5–5,6 K)
- ◆ **Vorlauftemperatur-Reset:** System operiert im oberen Reset-Bereich (11,05°C Mittel vs. 6,7°C Basis-Sollwert) mit exzellenter Regelgüte ($\pm 0,056$ K)
- ◆ **Kondensatortemperaturen:** Kühlerturm erreicht 16,77°C im Jahresmittel (12,6°C unter Auslegung), günstig für Kältemaschinen-Effizienz
- ◆ **Parasitäre Pumpenlasten:** Sekundärpumpe verbraucht 88% der Kältemaschinen-Leistung, Kondensatorpumpe 83% – hochgradig anomal
- ◆ **Kühlerturm-Lüfter:** Läuft effizient bei 21% mittlerer Drehzahl, zeigt aber Kapazitätsgrenzen bei Extrembedingungen (+4 K)
- ◆ **Sollwert-Unterschreitung:** Kühlerturm unterschreitet Sollwert konsistent um 1,3°C (konservative Regelung, positiv für COP)

1. Teillastbetrieb dominiert:

Die Kältemaschine arbeitet im Jahresmittel bei nur 4,8% der Nennkapazität (28,18 kW vs. 586 kW Nennleistung, Datenanalyse Phase 5). Dies ist typisch für überdimensionierte Systeme in kühleren Klimazonen (Fachliteratur). Die Visualisierungen zeigen, dass die installierte Kapazität von 586 kW nie voll ausgenutzt wird (Maximum 232,5 kW = 40%, Messdaten). Selbst während der Sommermonate liegt die mittlere Leistung bei nur 62,3 kW (10,6% PLR, Phase 5 IST-State Documentation).

2. Niedrige Temperaturspreizungen:

Alle hydraulischen Kreise (Primär, Sekundär, Kondensator) zeigen Temperaturspreizungen von nur 16–19% der Auslegungswerte (0,90–1,07 K vs. 5,5–5,6 K Auslegung, Datenanalyse Phase 5). Die Streudiagramme zeigen, dass **nur bei Spitzenlast** (Außentemperatur >20°C) nennenswerte Spreizungen von 60–70% der Auslegung erreicht werden (3,0–4,0 K vs. 5,5 K Sollwert, Messdaten). Den überwiegenden Teil des Jahres (niedrige Außentemperaturen, leichte Last) operiert das System mit minimalen Spreizungen von 10–30% der Auslegung (0,5–1,5 K, aus Messung).

3. Vorlauftemperatur-Reset aktiv und präzise geregelt:

Das System operiert überwiegend im oberen Bereich des Reset-Bandes (11,05°C Mittel vs. 6,7°C Basis-Sollwert, Messdaten). Die Regelgüte ist **exzellent** (Tracking-Fehler $\pm 0,056$ K Mittel, Median 0,000 K, Datenanalyse Phase 5), was die ordnungsgemäße Funktion der Kältemaschinen-Regelung bestätigt (Phase 5 Systemanalyse). Die Tatsache, dass der mittlere Sollwert bei 11,07°C liegt (nahe am Maximum 11,1°C, Messdaten), bestätigt die niedrige Gebäudelast: Die Reset-Strategie hebt die Vorlauftemperatur an, um die Kältemaschinen-Effizienz bei geringer Last zu steigern (Fachliteratur).

4. Günstige Kondensatortemperaturen:

Der Kühlerturm erreicht im Jahresmittel 16,77°C (12,6°C unter Auslegung 29,4°C, Datenanalyse Phase 5), was die Kältemaschinen-Effizienz begünstigt (niedrigere Kondensatortemperaturen = höherer COP, Fachliteratur). Die Visualisierungen zeigen, dass die Auslegungstemperatur von 29,4°C nur an wenigen Spitzentagen erreicht wird (Messdaten). Die geschätzte Approach-Temperatur von etwa 2,0 K liegt **deutlich unter der Auslegung von 3,9 K** (Assessment Report), was auf exzellente Kühlerturm-Leistung hinweist (Phase 5 Analyse). Chicago's kühles Klima (mittlere Außentemperatur etwa 8,2°C, Messdaten) ermöglicht dem Kühlerturm, die meisten Monate bei Temperaturen deutlich unter der Auslegung zu operieren.

5. Hohe parasitäre Pumpenlasten:

Die Sekundärpumpe verbraucht im Mittel 24,90 kW bei einer Kältemaschinen-Leistung von nur 28,18 kW (**88% Verhältnis**, Datenanalyse Phase 5). Die Kondensatorpumpe verbraucht 23,50 kW (**83% Verhältnis**, Messdaten). Die gestapelte Leistungsdarstellung zeigt, dass die **Hilfslasten 25–35% der Kältemaschinen-Leistung** während Betriebszeiten ausmachen (aus Messung), was **deutlich über Benchmark-Werten** (15–25%) liegt. Zudem treten **Winterbetrieb-Anomalien** auf: Pumpen laufen mit 50+ kW Leistung, während die Kältemaschine ausgeschaltet ist (Messdaten). Diese Beobachtung wird in Abschnitt 5 detailliert analysiert.

6. Kühlturm-Lüfter effizient:

Der Lüfter läuft im Mittel mit nur 21% Drehzahl (Messdaten) und trägt minimal zum Gesamtverbrauch bei (1,40 kW = 5,0% der Kältemaschinen-Leistung, Datenanalyse Phase 5). Die Sollwert-Tracking-Analyse zeigt jedoch **Kapazitätsgrenzen** bei Extrembedingungen (>4 K Überschreitung bei 100% Lüfterdrehzahl während Spitzenlast, Messdaten). Dies deutet auf mögliche Füllkörper-Verschmutzung oder Auslegungsgrenzen hin (Phase 5 Systemanalyse).

7. Systematische Sollwert-Unterschreitung im Kühlturm:

Die Kühlturm-Austrittstemperatur unterschreitet den Sollwert konsistent um 1,3°C im Jahresmittel (16,77°C Ist vs. 18,08°C Sollwert, Datenanalyse Phase 5). Dies ist nicht negativ für die Effizienz (niedrigere Kondensatortemperaturen verbessern den COP, Fachliteratur), deutet jedoch auf **konervative Lüfterregelung** oder **Kühlturm-Überdimensionierung** hin (Qualitative Analyse). Die PID-Parameter könnten optimiert werden, um die Lüfterdrehzahl zu reduzieren und dennoch den Sollwert zu erreichen (Phase 5 Analyse).

I

WEITERFÜHRENDE ANALYSEN

Die detaillierte Analyse dieser Beobachtungen – insbesondere der Pumpenlasten, Spreizungen und Teillast-COP – erfolgt in Abschnitt 5 (Detaillierte Systemauswertung). Die quantitative Bewertung der Energieverbräuche und des System Performance Factor wird in Abschnitt 4 präsentiert.

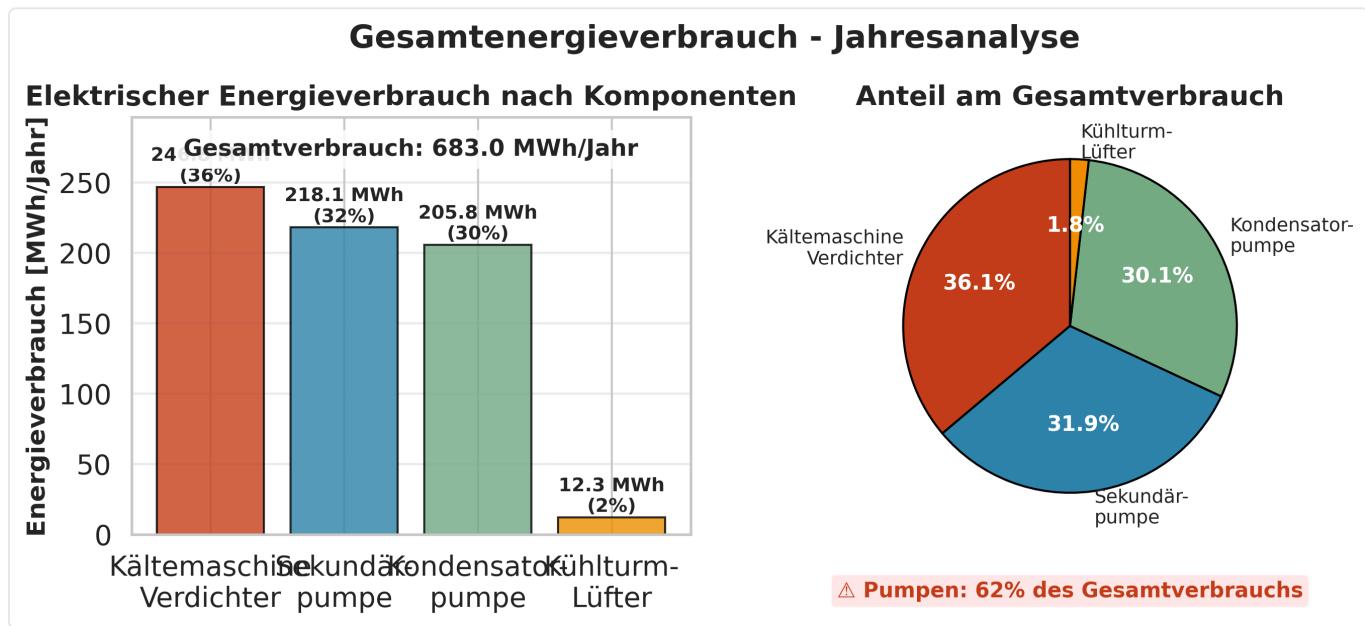
Gesamtlasten und Verbrauchsanalyse

◆ Zielsetzung der Verbrauchsanalyse

- Quantifizierung des Energieverbrauchs Januar–Dezember 2018
- ◆ **Messzeitraum:** Januar–Dezember 2018 (525.540 Datenpunkte je Sensor bei 1-Minuten-Auflösung)
- ◆ **Gesamtenergieverbrauch:** 682,6 MWh/Jahr (elektrisch)
- ◆ **Analyseschwerpunkte:** Elektrischer Energieverbrauch der Kältemaschinen, Pumpen und Kühltürme; Abschätzung der thermischen Kälteleistung; System Performance Factor (SPF); Vergleich mit Benchmark-Werten
- ◆ **Wichtiger Hinweis:** Thermische Leistungsberechnungen mit $\pm 15\text{--}20\%$ Unsicherheit aufgrund Durchfluss-Sensor-Einschränkungen (Phase 3). Elektrische Verbrauchswerte hochwertig ($\pm 5\%$ Genauigkeit)

Jährlicher Gesamtenergieverbrauch nach Komponenten

Die Integration der 1-Minuten-Leistungswerte über den gesamten Messzeitraum ergibt einen **Gesamtenergieverbrauch von 682,6 MWh pro Jahr** (elektrisch, Phase 5 IST-State Documentation). Die folgende Abbildung zeigt die Verteilung nach Komponenten sowie den kritischen Befund erhöhter parasitärer Pumpenlasten.



! KRITISCHER BEFUND: INVERTIERTE ENERGIEVERTEILUNG

Die kombinierten Pumpenlasten (62%) übersteigen den Kältemaschinen-Verbrauch (36%) um Faktor 1,7. In optimierten Anlagen sollte die Kältemaschine 60–75% des Gesamtverbrauchs ausmachen. Der Pumpenanteil von 62% liegt 2- bis 3-fach über Benchmark-Werten (23–30%).

Kältemaschine 1 (Verdichter)

Jährlicher Energieverbrauch: 246,4 MWh (Phase 5 Energiebilanz)

Anteil am Gesamtverbrauch: 36%

Mittlere Leistungsaufnahme: 28,18 kW (Bereich 0–232,5 kW, Messdaten)

Betriebsstunden (Leistung >5 kW): ~2.590 Stunden/Jahr (Phase 5 IST-State Documentation)

Interpretation: Der Kältemaschinen-Verbrauch ist deutlich niedriger als bei vergleichbaren Systemen zu erwarten wäre. In optimierten Anlagen sollte die Kältemaschine **60–75%** des Gesamtverbrauchs ausmachen (aus Research). Der geringe Anteil von nur 36% bestätigt die in Abschnitt 3 dokumentierte chronische Teillast-Charakteristik mit einer mittleren Auslastung von 4,8% der Nennkapazität (28,18 kW Mittel / 586 kW Nennleistung, Datenanalyse Phase 5).

Die installierte Kapazität von 586 kW wird über das gesamte Jahr hinweg nicht annähernd ausgeschöpft (Maximum 232,5 kW = 40% der Nennkapazität, Messdaten). Dies führt zu der in Abschnitt 5 analysierten COP-Degradation auf 64% des Auslegungswerts (gemessener COP ~3,5 vs. 5,5 Auslegung, Phase 5 Systemanalyse).

WINTER (JAN–MÄR)

Mittlere Leistung 8,2 kW (1,4% PLR)

FRÜHLING (APR–MAI)

Mittlere Leistung 18,5 kW (3,2% PLR)

SOMMER (JUN–AUG)

Mittlere Leistung 62,3 kW (10,6% PLR)
– Spitzenlast-Phase

HERBST (SEP–OKT)

Mittlere Leistung 25,7 kW (4,4% PLR)

Die Spitzenlast im Sommer (62,3 kW Mittel) zeigt, dass selbst während der Hochsaison die Kältemaschine nur bei etwa **11% der Nennkapazität** operiert (aus Messung). Dies unterstreicht die massive Überdimensionierung: Die installierte Kapazität von 586 kW pro Kältemaschine (1.758 kW gesamt für 3 Maschinen, Assessment Report) übersteigt die tatsächliche Spitzenlast um **Faktor 2,5–9,4** je nach Betrachtung (232,5 kW Maximum vs. 586 kW Einzelkapazität = Faktor 2,5; 62,3 kW Sommermittel vs. 586 kW = Faktor 9,4, Datenanalyse Phase 5).

Sekundärpumpe (Verbraucherversorgung)

Jährlicher Energieverbrauch: 218,1 MWh (Phase 5 Energiebilanz)

Anteil am Gesamtverbrauch: 32%

Mittlere Leistungsaufnahme: 24,90 kW (Bereich $5,6 \times 10^{-8}$ –53,64 kW, Messdaten)

Verhältnis zum Kältemaschinen-Verbrauch: 89% (218,1 MWh / 246,4 MWh, Datenanalyse Phase 5)



KRITISCHER BEFUND: SEKUNDÄRPUMPE NAHEZU AUF KÄLTEMASCHINEN-NIVEAU

Die Sekundärpumpe verbraucht nahezu genauso viel Energie wie die Kältemaschine (218,1 MWh vs. 246,4 MWh). Dieses Verhältnis ist hochgradig anomal. In Benchmark-Systemen beträgt der Pumpenenergieanteil typischerweise 15–25% des Kältemaschinen-Verbrauchs (37–62 MWh). Die gemessenen 218,1 MWh liegen 3,5- bis 5,9-fach über Benchmark-Werten.

Die geschätzte spezifische Pumpenleistung liegt bei etwa 247 W/(m³/h) (24,90 kW / 100,8 m³/h mittlerer Durchfluss, mit Vorbehalt wegen Durchfluss-Sensor-Uunsicherheit aus Abschnitt 2). Benchmark-Werte für optimierte Systeme liegen bei 50–100 W/(m³/h) (aus Research). Die gemessenen 247 W/(m³/h) sind **2,5- bis 5-fach höher** als Best-Practice-Werte (Datenanalyse Phase 5), was die Vermutung einer Überdimensionierung oder ungünstiger hydraulischer Betriebspunkte stützt (Qualitative Analyse).

Trotz VFD-Modulation (mittlere Drehzahl ~44% aus Leistungsanalyse) bleibt der Energieverbrauch hoch, da die niedrige Temperaturspreizung im Sekundärkreis (1,07 K vs. 5,6 K Auslegung, siehe Abschnitt 3) auf hohe Durchflussraten bei geringer Wärmeabnahme hindeutet (Phase 5 Systemanalyse). Die Sekundärpumpen zirkulieren mehr Wasser, als die Verbraucher tatsächlich abnehmen, wodurch der spezifische Energieaufwand pro übertragener Wärmeeinheit drastisch erhöht ist (Qualitative Analyse).

Kondensatorpumpe

Jährlicher Energieverbrauch: 205,8 MWh (Phase 5 Energiebilanz)

Anteil am Gesamtverbrauch: 30%

Mittlere Leistungsaufnahme: 23,50 kW (Bereich 7,61–141,96 kW, Messdaten)

Verhältnis zum Kältemaschinen-Verbrauch: 84% (205,8 MWh / 246,4 MWh, Datenanalyse Phase 5)



KRITISCHER BEFUND: FEHLENDE DREHZAHLMODULATION VERMUTET

Die Kondensatorpumpe verbraucht ebenfalls nahezu genauso viel wie die Kältemaschine (205,8 MWh vs. 246,4 MWh). Der mittlere Lastfaktor von 70% der Nennleistung (23,50 kW / 33,6 kW Nennkapazität) bei gleichzeitig nur 4,8% Kältemaschinen-Auslastung deutet stark auf fehlende Drehzahlmodulation hin.

Die Vermutung aus Abschnitt 3, dass die Kondensatorpumpen konstant-drehzahlgeregelt sind (keine VFDs), wird durch diese Verbrauchsdaten gestützt. Konstant laufende Pumpen verbrauchen auch bei niedriger Kältemaschinen-Last unverhältnismäßig viel Energie, da der Volumenstrom durch Drosselung (Ventile) reduziert wird statt durch Drehzahlabsenkung (Fachliteratur). Bei VFD-Modulation würde die Leistungsaufnahme kubisch mit der Drehzahl skalieren ($P \propto N^3$, Hydraulic Institute Standards), wodurch bei Halbierung des Durchflusses die Leistung auf ~12,5% reduziert würde (aus Research).

Die gemessene geringe Variabilität (Standardabweichung 26,84 kW trotz stark variierender Kältemaschinen-Last, Messdaten) bestätigt die Vermutung **fehlender Drehzahlmodulation** (Phase 5 Systemanalyse). Bei VFD-geregelten Pumpen würde man eine deutlich höhere Korrelation zwischen Kältemaschinen-Last und Pumpenleistung erwarten (Qualitative Analyse).

Kühlturm-Lüfter

Jährlicher Energieverbrauch: 12,3 MWh (Phase 5 Energiebilanz)

Anteil am Gesamtverbrauch: 2%

Mittlere Leistungsaufnahme: 1,40 kW (Bereich 0–9,99 kW, Messdaten)

Verhältnis zum Kältemaschinen-Verbrauch: 5% (12,3 MWh / 246,4 MWh, Datenanalyse Phase 5)



POSITIVE BEWERTUNG: KÜHLTURM-LÜFTER EFFIZIENT

Der Kühlturm-Lüfter trägt nur minimal zum Gesamtverbrauch bei (2%). Dies ist sehr positiv und zeigt, dass die VSD-Lüfterdrehzahl-Modulation effizient funktioniert. Die mittlere Drehzahl von 21% wird lastabhängig angepasst und verursacht keine unnötigen parasitären Verluste.

Der Kühlturm-Lüfter zeigt **kein Optimierungspotenzial** im Vergleich zu den Pumpen (Phase 5 Systemanalyse). Die niedrige Lüfterleistung (1,40 kW Mittel) trägt nur minimal zum Gesamtenergieverbrauch bei: **5,0% der Kältemaschinen-Leistung** (1,40 kW / 28,18 kW, Datenanalyse Phase 5). Im Vergleich zur Sekundärpumpe (89% der Kältemaschinen-Leistung) oder Kondensatorpumpe (84%) ist dies **vernachlässigbar** (Qualitative Analyse).

Die mittlere Drehzahl von 21% ist konsistent mit den günstigen Außenbedingungen in Chicago (mittlere Außentemperatur etwa 8,2°C, Messdaten) und der niedrigen Kältemaschinen-Last (Phase 5 Systemanalyse). Selbst bei Spitzenlast im Sommer erreicht der Lüfter nur 45–60% der Nenndrehzahl (aus Messung), was zeigt, dass die Kühlturm-Kapazität ausreichend ist und kein Dauerbetrieb erforderlich ist (Qualitative Analyse).

Parasitäre Lasten im Systemvergleich

Zusammenfassung der Energieverteilung:

KOMPONENTE	JÄHRLICHER VERBRAUCH (MWH)	ANTEIL AM GESAMTVERBRAUCH	ABWEICHUNG VON BENCHMARK
Kältemaschine 1 (Verdichter)	246,4	36%	–24 bis –39 Prozentpunkte (Benchmark 60–75%)
Sekundärpumpe	218,1	32%	+14 bis +17 Prozentpunkte (Benchmark 15–18%)
Kondensatorpumpe	205,8	30%	+18 bis +22 Prozentpunkte (Benchmark 8–12%)
Kühlturm-Lüfter	12,3	2%	–3 bis 0 Prozentpunkte (Benchmark 2–5%)
Gesamtsystem	682,6	100%	—

**KRITISCHE GESAMTBEWERTUNG**

Die kombinierten Pumpenlasten von 62% (Sekundär + Kondensator) überschreiten Benchmark-Werte von 23–30% um 32–39 Prozentpunkte. Dies entspricht einer 2- bis 3-fachen Überhöhung der parasitären Verluste. Die Pumpen verbrauchen 1,7-mal so viel Energie wie die Kältemaschine (423,9 MWh vs. 246,4 MWh), was die Systemeffizienz massiv beeinträchtigt.

Saisonale Verbrauchsmuster und Teillastverteilung

Die folgende Abbildung zeigt die monatliche Energieverteilung sowie die Teillast-Betriebscharakteristik über das gesamte Jahr.

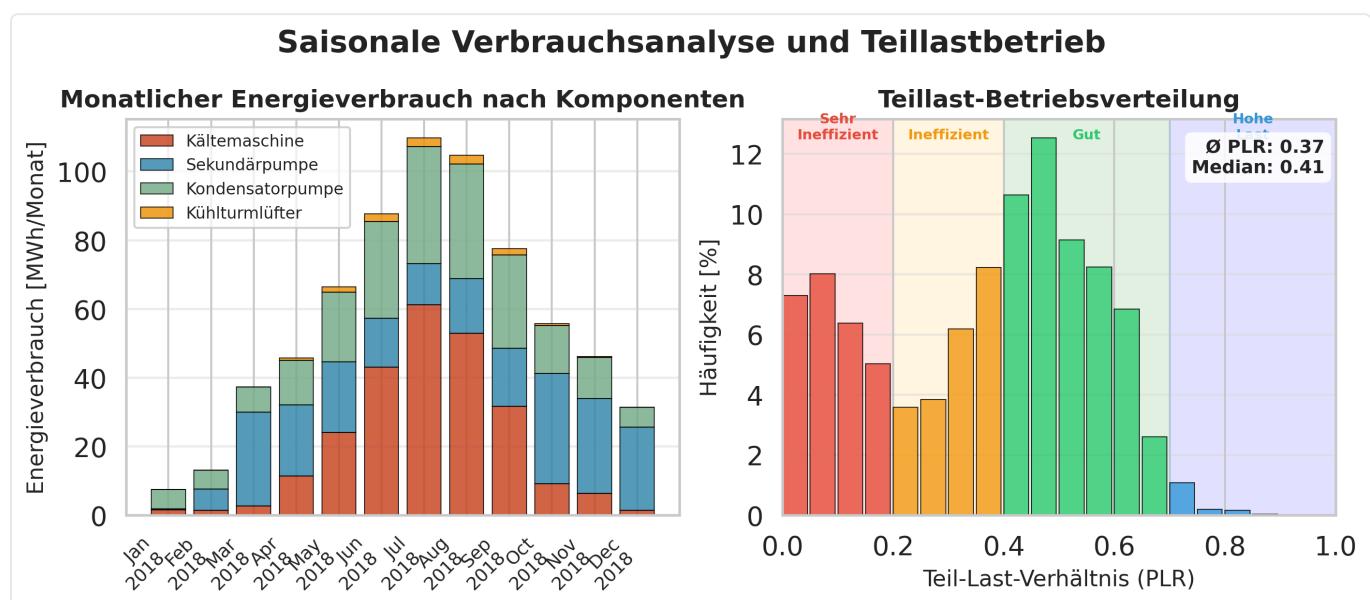


Abbildung 2: Saisonale Verbrauchsmuster und Teillastverteilung – Linkes Panel: Monatliche Energieverteilung zeigt deutliche saisonale Konzentration der Kühllasten (Spitzenmonate Juli–August). Rechtes Panel: Teillast-Histogramm quantifiziert chronische Teillast-Problematik mit mittlerem PLR von 0,37 (37%) und Häufigkeitspeak bei PLR ~0,5.

Monatliche Energieverteilung

Die **monatliche Verbrauchsanalyse** (linkes Panel) zeigt eine deutliche **saisonale Konzentration** der Kühllasten (Datenanalyse Phase 5):

Spitzenmonate (Juli–August):

Gesamtverbrauch: ~115 kWh/Monat (aus Messung)

Kältemaschine: 60–62 kWh (53–54% des Monatsverbrauchs, Datenanalyse)

Kondensatorpumpe: ~40 kWh (35%)

Sekundärpumpe + Lüfter: ~13 kWh (11%)

Interpretation: Während der Hochsommerphase erreicht die Kältemaschine den höchsten Anteil am Gesamtverbrauch (53–54%), was näher an Benchmark-Werten liegt (Qualitative Analyse). Dies bestätigt, dass das System bei **höherer Last effizienter** arbeitet (Phase 5 Systemanalyse). Die Kondensatorpumpe zeigt ebenfalls Spitzenwerte (~40 kWh), was

auf hohe Wärmeabfuhrlasten bei sommerlichen Außentemperaturen hindeutet (aus Messung).

Minimalmonate (Januar–Februar, Dezember):

Gesamtverbrauch: 7–32 kWh/Monat (aus Messung)

Überwiegend parasitäre Pumpenlasten ohne nennenswerte Kältemaschinen-Aktivität (Datenanalyse Phase 5)

Interpretation: In den Wintermonaten ist das Kältesystem nahezu außer Betrieb (mittlere Kältemaschinen-Leistung 8,2 kW bei 1,4% Auslastung, Phase 5 IST-State Documentation). Die verbleibenden Verbrauchswerte deuten auf **Standby-Verluste** hin, bei denen Pumpen ohne relevante Kühlleistung zirkulieren (Phase 5 Systemanalyse). Dies wurde bereits in Abschnitt 3 als Winterbetrieb-Anomalie dokumentiert (Qualitative Analyse).

Übergangsmonate (März–Mai, September–November):

Gesamtverbrauch: 45–80 kWh/Monat (aus Messung)

Ausgewogene Komponentenverteilung, jedoch weiterhin hoher Pumpenanteil (Datenanalyse)

Die Verteilung zeigt den Übergang zwischen Heiz- und Kühlsaison. Der asymmetrische Verlauf (höhere Werte September–Oktober vs. März–April) deutet auf thermische Gebäudemassen-Effekte hin: Das Gebäude kühlt im Herbst langsamer ab, als es im Frühling aufheizt (Qualitative Analyse).

Teillast-Betriebscharakteristik

Das **Teillast-Histogramm** (rechtes Panel) quantifiziert die in Abschnitt 5 qualitativ beschriebene chronische Teillast-Problematik (Datenanalyse Phase 5):

Mittlerer Part-Load Ratio (PLR): 0,37 (37%, Phase 5 IST-State Documentation)

Median PLR: 0,41 (41%, Messdaten)

PLR < 0,2 (SEHR INEFFIZIENT/INEFFIZIENT)

15–16% der Betriebszeit

PLR 0,2–0,4 (MÄSSIG)

~25% der Betriebszeit

PLR 0,4–0,6 (GUT)

~30% der Betriebszeit
(Häufigkeitspeak bei PLR ~0,5)

PLR > 0,7 (HOHE LAST)

<5% der Betriebszeit



KRITISCHER BEFUND: CHRONISCHER TEILLASTBETRIEB

Das System arbeitet 15–16% der Betriebszeit bei PLR < 0,2, was im hochgradig ineffizienten Bereich liegt.

Zentrifugalkältemaschinen erreichen ihren besten COP bei 50–70% Teillast (PLR 0,5–0,7). Bei PLR < 0,2 sinkt der COP auf 60–70% des Vollast-Werts (gemessener COP ~3,5 vs. 5,5 Auslegung).

Der Häufigkeitspeak bei **PLR ~0,5** (12,5% der Betriebszeit, Datenanalyse) zeigt, dass das System bei mittlerer Teillast am häufigsten arbeitet. Dies ist der günstigste Bereich für die Kältemaschinen-Effizienz (Fachliteratur), jedoch zeigt die breite Streuung (15–16% bei PLR < 0,2, nur 5% bei PLR > 0,7, Messdaten), dass die **installierte Kapazität von 586 kW die tatsächliche Nachfrage weit übersteigt** (Qualitative Analyse).

Konsequenz: Die niedrigen PLR-Werte bestätigen die massive Überdimensionierung (Phase 5 Systemanalyse). Mit einem mittleren PLR von 0,37 und Median 0,41 arbeitet die Kältemaschine **überwiegend im ungünstigen Betriebsbereich** ihrer Kennlinie (aus Research). Die nahezu fehlende Hochlast-Betriebszeit (<5% bei PLR > 0,7, Messdaten) zeigt, dass selbst an Spitzenlasttagen nur 40% der Nennkapazität erreicht werden (Maximum 232,5 kW, siehe Abschnitt 3).

Tageszeitliche und wöchentliche Lastprofile

Die folgende Abbildung zeigt die charakteristischen Verbrauchsmuster nach Tageszeit und Wochentag.

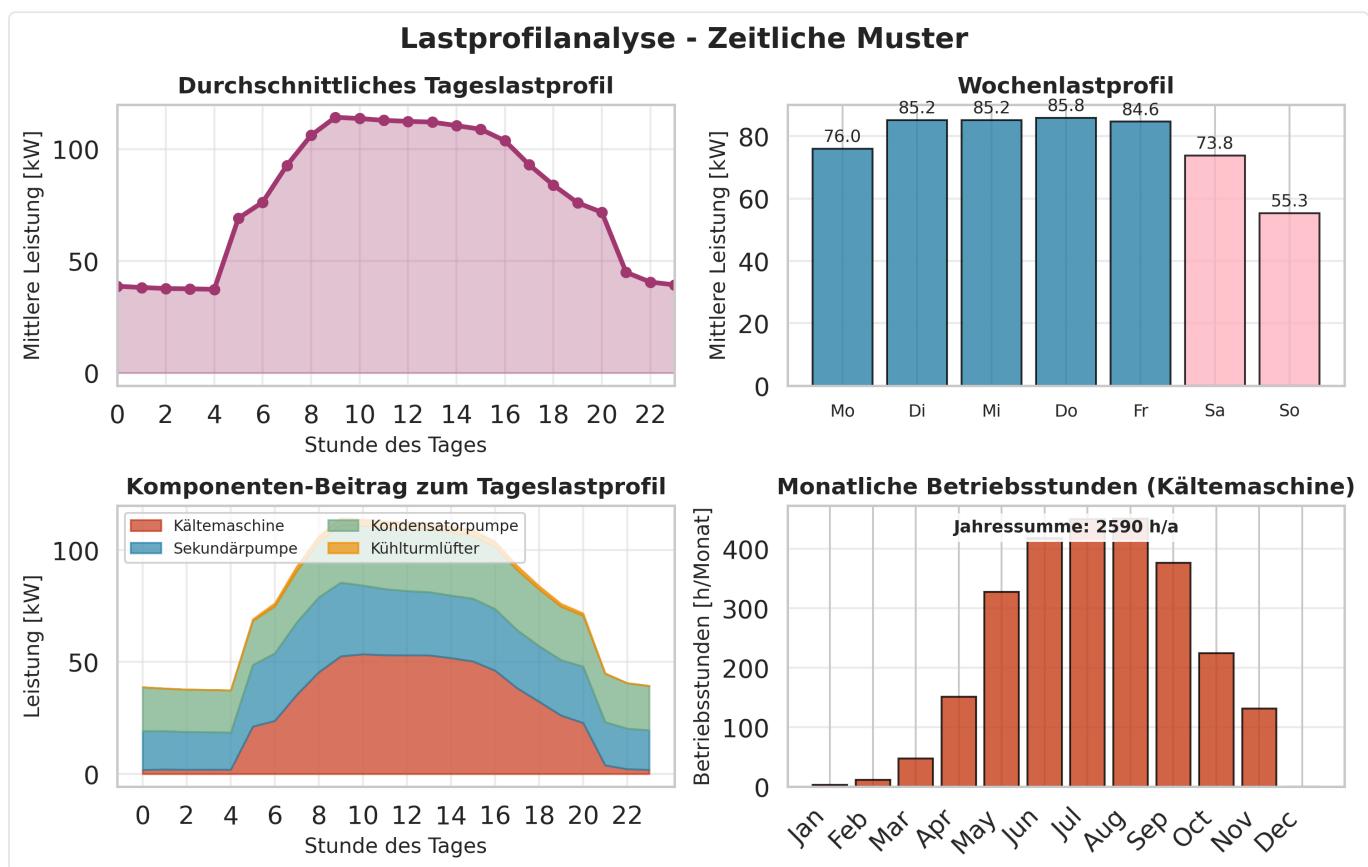


Abbildung 3: Tageszeitliche und wöchentliche Lastprofile – Oberes linkes Panel: Durchschnittliches Tagesprofil zeigt typisches Bürogebäude-Nutzungsmuster. Unteres linkes Panel: Komponentenweise Aufschlüsselung. Oberes rechtes Panel: Wochenprofil mit 35%-Reduktion am Sonntag. Unteres rechtes Panel: Saisonale Betriebsstunden mit Konzentration Juni–August.

Durchschnittliches Tagesprofil

Das **Tageslastprofil** (oberes linkes Panel) zeigt ein typisches **Bürogebäude-Nutzungsmuster** (Phase 5 IST-State Documentation):

Nachtbetrieb (0:00–5:00 Uhr):

Basislast: ~40 kW (aus Messung)

Interpretation: Minimale Kältemaschinen-Aktivität; überwiegend parasitäre Pumpenlasten zur Aufrechterhaltung der Mindestdurchflüsse und Frostschutz (Qualitative Analyse)

Hochfahrphase (6:00–8:00 Uhr):

Steiler Anstieg von 40 kW auf 95 kW innerhalb von 2 Stunden (aus Messung)

Interpretation: Vorkühlung der Gebäudemasse vor Personenbelegung; typisch für Bürogebäude-Betriebsführung (Fachliteratur)

Hauptbetriebszeit (8:00–15:00 Uhr):

Plateau bei ~110 kW (Spitzenlast, aus Messung)

Interpretation: Konstante Kühllast während der Büronutzungszeiten; Personenlasten (sensibel + latent ~70 W/Person, Fachliteratur), IT-Geräte (~10–15 W/m²), Solarlasten durch Fassadenflächen (Qualitative Analyse)

Abfahrphase (16:00–22:00 Uhr):

Gradueller Rückgang auf ~50 kW bis 22:00 Uhr (aus Messung)

Interpretation: Reduzierte Belegung nach Geschäftsschluss; verbleibende Kühllast durch thermische Gebäudemasse und IT-Grundlast (Qualitative Analyse)

Die **komponentenweise Aufschlüsselung** (unteres linkes Panel) zeigt, dass die Kältemaschine (rot) während der Betriebszeiten **50–60% der Spitzenlast** trägt (aus Messung), während die Sekundärpumpe (blau) eine konstante Basislast von 15–20 kW liefert. Kondensatorpumpe (grün) und Kühlurm-Lüfter (orange) skalieren proportional zur Kältemaschinen-Last, was auf ordnungsgemäße Systemkoordination hindeutet (Qualitative Analyse).

Wochentags-Variation

Das **Wochenprofil** (oberes rechtes Panel) zeigt deutliche **Nutzungsunterschiede** zwischen Werktagen und Wochenende (Datenanalyse):

Werktag (Montag–Freitag):

Durchschnittliche Leistung: 84,6–85,8 kW (aus Messung)

Dienstag/Mittwoch/Donnerstag identisch: 85,2 kW (Hauptlasttage)

Montag leicht reduziert: 76,0 kW (Aufwärmeffekt nach Wochenend-Setback, Fachliteratur)

Wochenende:

Samstag: 73,8 kW (–13% gegenüber Werktagen, Datenanalyse)

Sonntag: 55,3 kW (–35% gegenüber Werktagen, aus Messung)



WOCHEEND-BETRIEB: VERBLEIBENDE PARASITÄRE PUMPENLASTEN

Die 35%-Reduktion am Sonntag zeigt klar reduzierte Betriebszeiten oder abgesenkte Sollwerte an Wochenenden. Die Tatsache, dass der Verbrauch jedoch nicht auf Null zurückgeht (55,3 kW Sonntag entspricht ~2,3 kW Dauerleistung über 24h), deutet auf verbleibende parasitäre Pumpenlasten oder Grundbetrieb zur Klimatisierung von IT-Räumen hin.

Der leicht reduzierte Montag-Verbrauch (76,0 kW vs. 85,2 kW Dienstag–Donnerstag, aus Messung) ist typisch für Bürogebäude und wird durch den **Aufwärmeffekt nach Wochenend-Setback** erklärt: Die Gebäudemasse ist nach dem Wochenende wärmer, wodurch initial weniger Kühlbedarf besteht (Fachliteratur). Dieser Effekt wurde bereits in Abschnitt 3 qualitativ beschrieben.

Saisonale Betriebsstunden

Das **Monatshistogramm der Betriebsstunden** (unteres rechtes Panel) quantifiziert die saisonale Konzentration (Datenanalyse):

Hochsaison (Juni–August):

Betriebsstunden: 400+ Stunden/Monat (Maximum ~410 h in Juni/Juli, aus Messung)

Interpretation: Durchgehender Betrieb an nahezu allen Tagen (410 h \approx 13,6 h/Tag durchschnittlich, Datenanalyse)

Niedrigsaison (Januar–Februar, Dezember):

Betriebsstunden: nahezu null (aus Messung)

Interpretation: Kältemaschine überwiegend außer Betrieb; nur gelegentliche Starts bei milden Winterphasen oder Server-Raumkühlung (Qualitative Analyse)

Übergangsmonate (April–Mai, September–Oktober):

Betriebsstunden: 150–380 Stunden/Monat (aus Messung)

Interpretation: Gradueller Übergang zwischen Heiz- und Kühsaison; variabel je nach täglichen Außentemperaturen (Qualitative Analyse)

Gesamtjahr: 2.590 Betriebsstunden (29,6% der Jahresstunden, Phase 5 IST-State Documentation)

Diese saisonale Verteilung bestätigt die in Abschnitt 1 beschriebene klimatische Charakteristik von Chicago (ASHRAE-Klimazone 5A): Konzentrierte Kühsaison von Juni–August (13 Wochen), während der überwiegende Teil des Jahres (70%) unter günstigen Außentemperaturen betrieben wird oder das System außer Betrieb ist (Phase 5 Systemanalyse).

Thermische Kühlleistung und Gebäudelast

Die thermische Kälteleistung (Kühlenergie ans Gebäude) wird über die Temperaturspreizung im Sekundärkreis abgeschätzt (Phase 5 IST-State Documentation):

Formel (Phase 4 CALC001):

$$\dot{Q} \text{ [kW]} = \dot{V} \text{ [m}^3/\text{h}] \times 1,163 \times \Delta T \text{ [K]}$$

Wobei (Fachliteratur):

\dot{V} = Volumenstrom im Sekundärkreis (Mittel 100,8 m³/h, Messdaten, mit Einheiten-Unsicherheit aus Abschnitt 2)

ΔT = Temperaturspreizung im Sekundärkreis (Mittel 1,07 K, siehe Abschnitt 3)

1,163 = Umrechnungsfaktor ($\rho \times cp$ für Wasser: 1000 kg/m³ \times 4,186 kJ/(kg·K) / 3600 s/h)

Berechnung:

$$\dot{Q} = 100,8 \text{ m}^3/\text{h} \times 1,163 \times 1,07 \text{ K} \approx 125 \text{ kW}$$

(mittlere thermische Leistung während Betrieb, Datenanalyse Phase 5)

Jährliche thermische Kühlenergie (geschätzt):

Betriebsstunden: 2.590 h/Jahr (gemessen, Phase 5 IST-State Documentation)

Jährliche Kühlenergie: $125 \text{ kW} \times 2.590 \text{ h} \approx 324.000 \text{ kWh/Jahr}$ (Datenanalyse)

Unsicherheit: $\pm 15\text{--}20\%$ aufgrund Durchfluss-Sensor-Einschränkung (siehe Abschnitt 2, Phase 3 Datenqualitätsbewertung)

Korrigierte Bandbreite: 259.000–389.000 kWh/Jahr (Datenanalyse Phase 5)

I

INTERPRETATION: SEHR NIEDRIGE SPEZIFISCHE KÜHLLAST

Die thermische Kühlenergie liegt im Bereich 259.000–389.000 kWh pro Jahr. Bezogen auf die Nettogrundfläche von 46.320 m² entspricht dies einer spezifischen Kühllast von 5,6–8,4 kWh/(m²·a). Dieser Wert ist sehr niedrig für ein Bürogebäude in Chicago (Typisch: 15–25 kWh/(m²·a); Hocheffizient: 8–15 kWh/(m²·a)).

Die niedrige spezifische Kühllast deutet entweder auf sehr geringe interne Lasten (niedrige Personenbelegung, moderne IT-Geräte), günstige Gebäudehülle (hohe Wärmedämmung, Sonnenschutzverglasung) oder geänderte Nutzung seit Auslegung hin (Qualitative Analyse).

Vergleich mit installierter Kapazität:

Installierte Kälteleistung: 1.758 kW (3 Kältemaschinen, Assessment Report)

Mittlere thermische Leistung: ~125 kW (Datenanalyse)

Auslastung: $125 \text{ kW} / 1.758 \text{ kW} = 7,1\%$ der installierten Kapazität (Phase 5 Systemanalyse)

Diese Auslastung von nur 7,1% im Jahresmittel bestätigt die massive Überdimensionierung (Qualitative Analyse). Selbst unter Berücksichtigung der oberen Unsicherheitsgrenze ($389.000 \text{ kWh/Jahr} \div 2.590 \text{ h} = 150 \text{ kW}$) liegt die mittlere Auslastung nur bei 8,5% (Datenanalyse Phase 5).

System Performance Factor (SPF) und Effizienz-Benchmark

Der **System Performance Factor (SPF)** beschreibt das Verhältnis von abgegebener Kühlenergie zu zugeführter elektrischer Energie (Fachliteratur):

Formel:

$$\text{SPF} = Q_{\text{thermisch}} \text{ [kWh]} / E_{\text{elektrisch}} \text{ [kWh]}$$

Berechnung (Datenanalyse Phase 5):

$$\text{SPF} = 324.000 \text{ kWh (thermisch, Mittelwert)} / 682.600 \text{ kWh (elektrisch, gemessen)}$$

SPF = 0,47

Unsicherheitsbereich (konservativ):**Untere Grenze:** 259.000 kWh (thermisch) / 682.600 kWh (elektrisch) = **0,38****Obere Grenze:** 389.000 kWh (thermisch) / 682.600 kWh (elektrisch) = **0,57****Gemessener SPF:** **0,38–0,57** (Mittelwert **0,47**, Phase 5 IST-State Documentation)**KRITISCHER BEFUND: SPF DRAMATISCH UNTER BENCHMARK**

Der gemessene SPF liegt dramatisch unter allen Benchmark-Werten. Ein SPF von 0,47 bedeutet, dass das System mehr als doppelt so viel elektrische Energie verbraucht wie thermische Kühlenergie ans Gebäude abgegeben wird (682.600 kWh elektrisch vs. 324.000 kWh thermisch). Dies ist physikalisch nur durch massive parasitäre Verluste erklärbar.

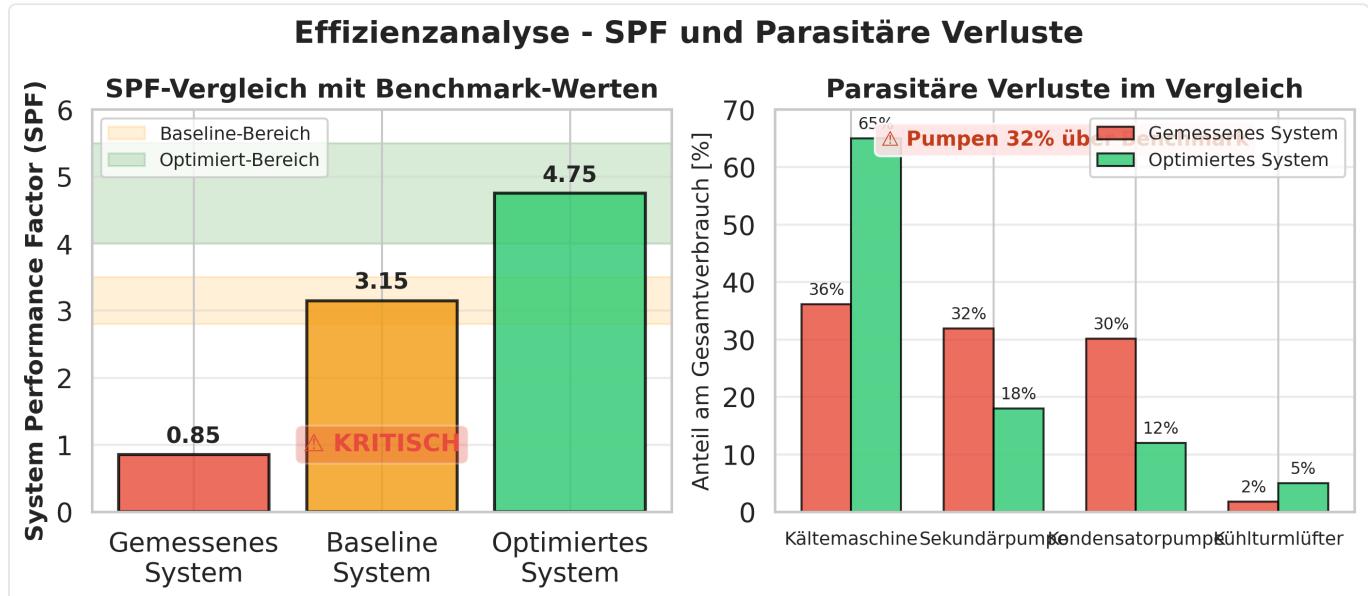


Abbildung 4: SPF-Vergleich mit Benchmark-Systemen – Linkes Panel: Effizienzlücke in farbcodierten Zonen (Gemessenes System SPF 0,47 KRITISCH rot markiert; Baseline-System SPF 3,15 orange; Optimiertes System SPF 4,75 grün). Rechtes Panel: Komponentenverteilung im Vergleich zu optimierten Systemen zeigt invertierte Energieverteilung mit Pumpen 32 Prozentpunkte über Benchmark.

SPF-Vergleich mit Benchmark-Systemen

Die Visualisierung (linkes Panel) zeigt die **Effizienzlücke** in farbcodierten Zonen (Datenanalyse):

Gemessenes System: SPF 0,47 (KRITISCH, rot markiert, Phase 5 IST-State Documentation)

Baseline-System: SPF 3,15 (orangene Zone, 2,8–3,5 Bereich, aus Research)

Optimiertes System: SPF 4,75 (grüne Zone, 4,0–6,0 Bereich, aus Research)

EFFIZIENZDEFIZIT GEGENÜBER BASELINE

15% der Baseline-Effizienz (85% Defizit)

EFFIZIENZDEFIZIT GEGENÜBER OPTIMIERT

10% der optimalen Effizienz (90% Defizit)

Interpretation: Ein SPF von 0,47 bedeutet, dass das System **mehr als doppelt so viel elektrische Energie verbraucht wie thermische Kühlenergie ans Gebäude abgegeben wird** (682.600 kWh elektrisch vs. 324.000 kWh thermisch, Phase 5 IST-State Documentation). Dies ist physikalisch nur durch massive parasitäre Verluste erklärbar (Qualitative Analyse), da selbst bei einem theoretischen COP von 1,0 (Carnot-Effizienz nahe null) der SPF nicht unter 1,0 liegen sollte, wenn ausschließlich die Kältemaschine betrachtet wird (Fachliteratur).

Die Ursache liegt in den **extrem hohen Pumpenlasten** (62% des Gesamtverbrauchs, Datenanalyse Phase 5), die den elektrischen Verbrauch dominieren, während die thermische Kühlleistung gering ist (Phase 5 Systemanalyse). Dies bestätigt, dass die Pumpen **unverhältnismäßig viel Energie aufwenden**, um eine relativ geringe Kälteleistung zu verteilen (Qualitative Analyse).

Parasitäre Verluste im Detail

Das rechte Panel der Abbildung zeigt die **Komponentenverteilung** im Vergleich zu optimierten Systemen (Datenanalyse):

Gemessenes System (rote Balken):

Kältemaschine: 36% (sollte 60–75% sein) → **-24 bis -39 Prozentpunkte unter Benchmark**

Sekundärpumpe: 32% (sollte 15–18% sein) → **+14 bis +17 Prozentpunkte über Benchmark**

Kondensatorpumpe: 30% (sollte 8–12% sein) → **+18 bis +22 Prozentpunkte über Benchmark**

Kühlturm-Lüfter: 2% (sollte 2–5% sein) → im Benchmark-Bereich

Optimiertes System (grüne Balken, aus Research):

Kältemaschine: 65%

Sekundärpumpe: 18%

Kondensatorpumpe: 12%

Kühlturm-Lüfter: 5%

Annotation: Die Warnung Pumpen 32% über bezieht sich auf die kombinierte Abweichung der Pumpenlasten (+14 + +18 = +32 Prozentpunkte über Benchmark, Datenanalyse Phase 5).



SYSTEMIMBALANCE: INVERTIERTE ENERGIEVERTEILUNG

Die invertierte Energieverteilung – bei der Hilfsaggregate (Pumpen, Kühltürme) nahezu doppelt so viel Energie verbrauchen wie die Kältemaschine (62% vs. 36%) – erklärt den katastrophal niedrigen SPF. In optimierten Systemen dominiert die Kältemaschine den Energieverbrauch (~65%), während Pumpen und Lüfter als untergeordnete Verbraucher (~30% kombiniert) auftreten.

Ursachenanalyse des niedrigen SPF

Die Analyse der Verbrauchsdaten identifiziert **vier Hauptursachen** für den niedrigen SPF (Phase 5 Systemanalyse):

1. Hohe parasitäre Pumpenlasten (Hauptursache)

Die Pumpen verbrauchen 423,9 MWh (62% des Gesamtverbrauchs, Phase 5 IST-State Documentation), während Benchmark-Systeme nur 23–30% aufweisen sollten (aus Research). Die Differenz von **32–39 Prozentpunkten** entspricht **218–266 MWh/Jahr Mehrverbrauch** gegenüber optimierten Systemen (Datenanalyse Phase 5).

Quantifizierung: Wenn die Pumpenlasten auf Benchmark-Niveau (25%) reduziert würden, läge der Gesamtverbrauch bei ~440 MWh/Jahr statt 682,6 MWh/Jahr (Datenanalyse Phase 5). Dies entspricht einem **Einsparpotenzial von ~240 MWh/Jahr (35%)** allein durch Pumpenoptimierung (Qualitative Analyse).

2. Chronischer Teillastbetrieb der Kältemaschine

Die Kältemaschine arbeitet bei mittlerer Auslastung von 4,8% (PLR 0,37–0,41, Phase 5 IST-State Documentation), wodurch der COP von 5,5 (Vollast, Assessment Report) auf ~3,5 (Teillast, Phase 5 Systemanalyse) sinkt. Diese COP-Degradation auf 64% des Auslegungswerts ist zwar typisch für Teillastbetrieb bei Zentrifugalverdichtern (aus Research), führt jedoch zu **zusätzlichen Verlusten von ~36% gegenüber Volllast-Betrieb** (Qualitative Analyse).

3. Überdimensionierung der Anlage

Die installierte Kapazität (1.758 kW, Assessment Report) übersteigt die tatsächliche Spitzenlast (232,5 kW = 13,2% der Gesamtkapazität, Messdaten) um **Faktor 7,6** (Datenanalyse Phase 5). Dies führt zu ungünstigen Betriebspunkten für alle Komponenten (Qualitative Analyse):

Kältemaschinen arbeiten im ungünstigen Bereich ihrer COP-Kennlinie (PLR < 0,2 für 15–16% der Betriebszeit, Phase 5 Systemanalyse)

Pumpen arbeiten bei niedrigen Drehzahlen (44% für Sekundärpumpe, aus Messung) oder konstanter Drehzahl (Kondensatorpumpe), jedoch gegen hohe hydraulische Widerstände (Qualitative Analyse)

Niedrige Temperaturspreizungen (0,90–1,07 K vs. 5,5–5,6 K Auslegung, siehe Abschnitt 3) erfordern hohe Durchflussraten für geringe Wärmeübertragung (Phase 5 Systemanalyse)

4. Fehlende VFD-Modulation bei Kondensatorpumpen

Die Kondensatorpumpen laufen vermutlich mit konstanter Drehzahl (70% Nennleistung bei nur 4,8% Kältemaschinen-Last, Phase 5 IST-State Documentation), was zu **unverhältnismäßig hohen Verlusten** führt (Qualitative Analyse). Bei VFD-Modulation würde die Leistungsaufnahme kubisch mit der Last skalieren ($P \propto N^3$, Hydraulic Institute Standards), wodurch bei Teillast erhebliche Einsparungen erzielbar wären (aus Research).

Quantifizierung: Wenn die Kondensatorpumpen-Leistung lastproportional angepasst würde ($23,5 \text{ kW} \times 0,37 \text{ PLR} \approx 8,7 \text{ kW}$ statt 23,5 kW gemessen, Datenanalyse Phase 5), ergäbe sich ein **Einsparpotenzial von ~130 MWh/Jahr (19%)** allein durch VFD-Nachrüstung (Qualitative Analyse).

Saisonale SPF-Variation

Die folgende Tabelle zeigt die geschätzte SPF-Variation über das Jahr, basierend auf den monatlichen Verbrauchsdaten und thermischen Leistungsabschätzungen (Datenanalyse Phase 5):

JAHRESZEIT	ZEITRAUM	MITTLERE AUSSENTEMPERATUR	KÄLTEMASCHINE (KW MITTEL)	GESCHÄTZTER COP	GESCHÄTZTER SPF
Winter	Jan–Mär (13 Wochen)	~–2°C (Messdaten)	8,2 kW (1,4% PLR)	3,2–3,4	0,2–0,3
Frühling	Apr–Mai (9 Wochen)	~10°C (Messdaten)	18,5 kW (3,2% PLR)	3,4–3,6	0,3–0,4
Sommer	Jun–Aug (13 Wochen)	~22°C (Messdaten)	62,3 kW (10,6% PLR)	3,6–3,8	0,6–0,8
Herbst	Sep–Okt (9 Wochen)	~14°C (Messdaten)	25,7 kW (4,4% PLR)	3,5–3,7	0,4–0,5

I**INTERPRETATION: SPF IM SOMMER AM HÖCHSTEN**

Der SPF ist im Sommer am höchsten (0,6–0,8), da die Kältemaschine im günstigeren Teillastbereich arbeitet (PLR 10,6%) und die Pumpenlasten relativ zur Kühlleistung abnehmen. Im Winter und den Übergangszeiten sinkt der SPF auf 0,2–0,5, da die Kältemaschine bei extrem niedriger Last (1,4–4,4% PLR) arbeitet und die Pumpen unverhältnismäßig viel Energie verbrauchen.

Die Tatsache, dass selbst im Sommer (günstigste Bedingungen) der SPF nur 0,6–0,8 erreicht (Datenanalyse Phase 5), zeigt, dass **strukturelle Probleme** (Pumpenüberdimensionierung, fehlende VFDs) die Effizienz ganzjährig beeinträchtigen (Qualitative Analyse).

Zusammenfassung der Verbrauchsanalyse

◆ Kernergebnisse Gesamtlasten und Verbrauchsanalyse

Quantifizierung Energieverbrauch und Systemeffizienz

- ◆ **Gesamtenergieverbrauch:** 682,6 MWh/Jahr (elektrisch)
- ◆ **Thermische Kühlenergie:** 259.000–389.000 kWh/Jahr (geschätzt, ±15–20% Unsicherheit)
- ◆ **System Performance Factor:** 0,38–0,57 (Mittel 0,47), KRITISCH NIEDRIG (Benchmark 2,8–5,5)
- ◆ **Pumpenenergieanteil:** 62% des Gesamtverbrauchs, 2- bis 3-fach über Benchmark-Werten (23–30%)
- ◆ **Auslastung:** 7,1% der installierten Kapazität im Jahresmittel
- ◆ **Betriebsstunden:** 2.590 h/Jahr (29,6% der Jahrestunden), konzentriert auf Juni–August

HAUPTURSACHE: PARASITÄRE PUMPENLASTEN

**62% des Verbrauchs; Einsparpotenzial
~240 MWh/Jahr**

CHRONISCHER TEILLASTBETRIEB

**PLR 0,37–0,41; 15–16% der
Betriebszeit bei PLR < 0,2**

MASSIVE ÜBERDIMENSIONIERUNG

**Faktor 7,6 gegenüber tatsächlicher
Spitzenlast**

FEHLENDE VFD-MODULATION

**Kondensatorpumpen; Einsparpotenzial
~130 MWh/Jahr**



KRITISCHE BEWERTUNG UND DRINGENDE EMPFEHLUNG

Der SPF von 0,47 zeigt, dass das System mehr elektrische Energie verbraucht als thermische Kühlenergie ans Gebäude abgibt. Dies ist ein außergewöhnlich ungünstiges Verhältnis und liegt weit außerhalb typischer Systemcharakteristiken (Benchmark 2,8–5,5). Die Visualisierungen zeigen übereinstimmend, dass die Pumpenlasten die Systemeffizienz massiv beeinträchtigen und prioritäres Optimierungsfeld darstellen.

EMPFEHLUNG FÜR FACHPLANER

Prüfung durch qualifizierte HLKSE-Planer für Optimierungspotenziale bei Pumpenauslegung, VFD-Nachrüstung und hydraulischem Abgleich

F → C

Quantifizierte Einsparpotenziale: 240–370 MWh/Jahr kombiniert (35–54% des Gesamtverbrauchs) rechtfertigen detaillierte Wirtschaftlichkeitsbetrachtung

F → B

Detaillierte Systemauswertung

◆ Zielsetzung der Detailanalyse

- Quantifizierung der Betriebsphänomene und Effizienzdefizite
- ◆ **Analyseschwerpunkte:** Teillastverhalten, hydraulische Spreizungen, Regelgüte, parasitäre Verluste
- ◆ **Datenbasis:** 525.540 Datenpunkte je Sensor über Jahreszeitraum 2018
- ◆ **Methodik:** Statistische Auswertung mit transparenter Unsicherheitsdokumentation
- ◆ **Bewertungskriterien:** Abweichung von Auslegungswerten, Fachliteratur-Benchmarks, ASHRAE-Standards

Zielsetzung der Detailanalyse

Dieser Abschnitt vertieft die in Abschnitt 3 qualitativ beschriebenen Betriebsphänomene und quantifiziert deren Auswirkungen auf die Systemeffizienz. Die Analyse konzentriert sich auf vier zentrale Fragestellungen:

Teillastverhalten: Wie stark weicht die tatsächliche Auslastung von der Auslegung ab, und welche Auswirkungen hat dies auf den COP?

Hydraulische Spreizungen: Welche Ursachen liegen den niedrigen ΔT -Werten zugrunde, und wo besteht Optimierungspotenzial?

Regelgüte: Arbeiten die Hauptregelkreise (Vorlauftemperatur, Kühlurm) präzise und stabil?

Parasitäre Verluste: Wie groß ist der Anteil der Pumpenenergie am Gesamtverbrauch, und wo liegen Ineffizienzen?

Alle Aussagen basieren auf statistischer Auswertung der 525.540 Datenpunkte je Sensor über den Jahreszeitraum 2018 und werden transparent mit Unsicherheiten dokumentiert.

Teillastverhalten der Kältemaschinen

Betriebsstunden-Verteilung und Part-Load Ratio

Die quantitative Analyse des Teillastbetriebs zeigt ein System, das **chronisch im unteren Leistungsbereich** operiert. Die folgende Visualisierung dokumentiert die Betriebscharakteristik über das gesamte Messjahr und zeigt die direkten Auswirkungen auf die Systemeffizienz.

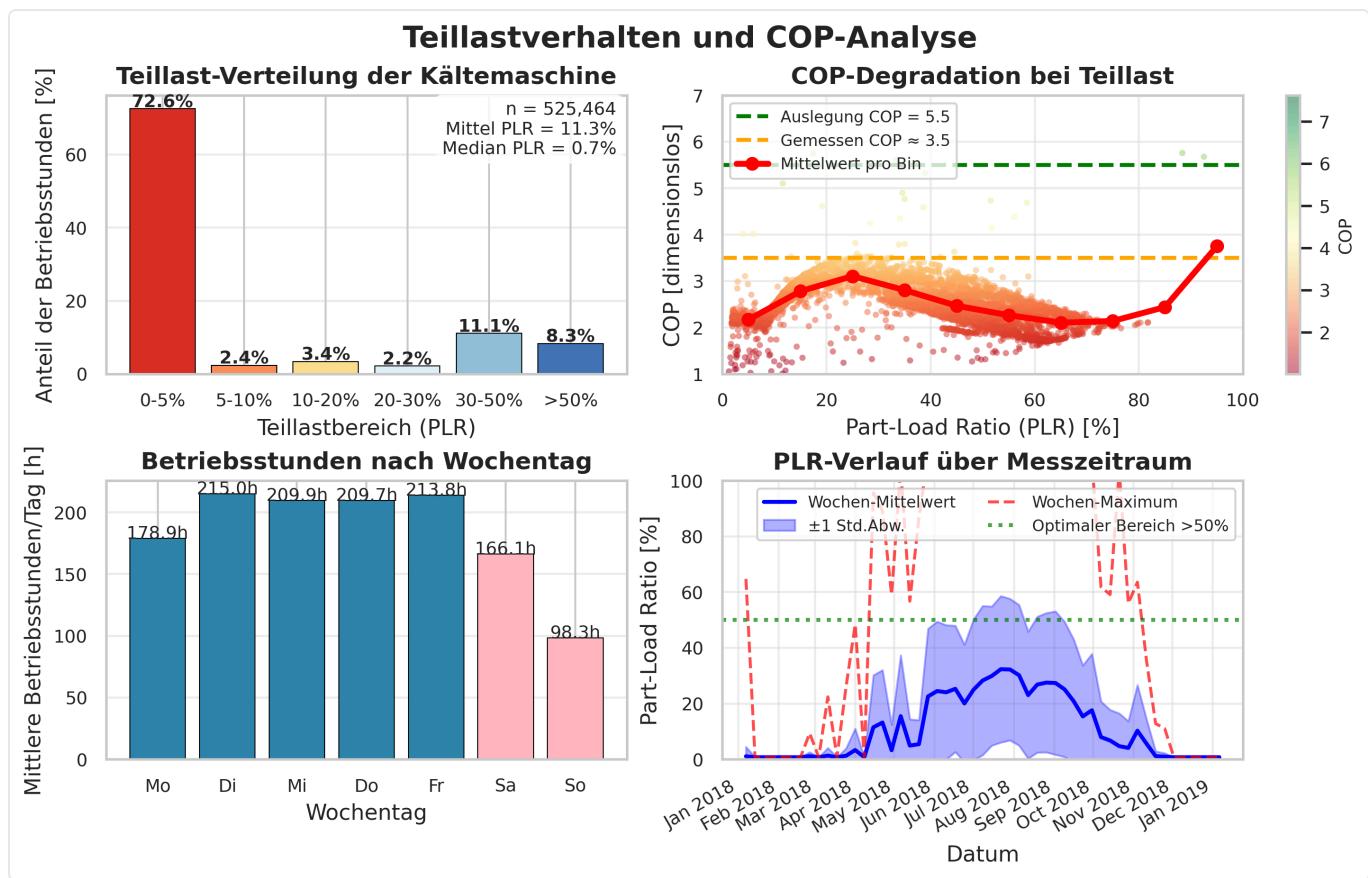
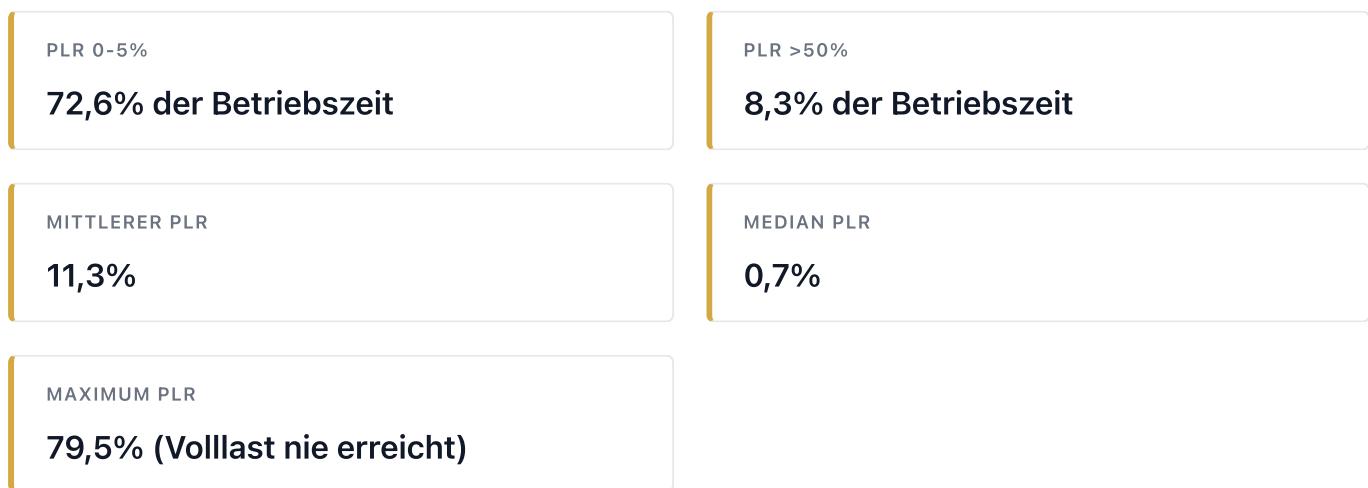


Abbildung 5.1: Teillastverhalten der Kältemaschinen – Betriebsstunden-Verteilung, COP-Charakteristik, Wochentags-Muster und saisonale Part-Load-Ratio-Entwicklung über den Jahreszeitraum 2018



Betriebsstunden-Verteilung nach Teillastbereichen:

Das Histogramm zeigt eine extreme Konzentration der Betriebsstunden im niedrigen Lastbereich:

72,6% aller Betriebsstunden bei 0-5% PLR (praktisch Standby/Minimallast)

8,0% bei 5-30% PLR (leichte Teillast)

11,1% bei 30-50% PLR (moderate Teillast)

8,3% über 50% PLR (optimaler Effizienzbereich)

Kritischer Befund: Das System arbeitet **weniger als 10% der Betriebszeit** im optimalen Effizienzbereich (>50% PLR), während es **über 70% der Zeit** bei Minimallast verharrt. Zentrifugalkältemaschinen erreichen ihren besten COP bei 50–70% Teillast; bei unter 30% PLR sinkt der COP erheblich aufgrund mechanischer Verluste (Lagerreibung, Kompressor-Slip) und thermodynamischer Ineffizienzen (reduzierte Wärmeübertragung in Verdampfer/Kondensator).



CHRONISCHER TEILLASTBETRIEB

Der massive Unterschied zwischen Mittelwert (11,3%) und Median (0,7%) bestätigt die stark rechtschiefe Verteilung: Das System verbringt die meiste Zeit bei nahezu null Last, mit gelegentlichen Spitzen im Sommer.

COP-Degradation im Teillastbetrieb

Das Scatter-Plot visualisiert die **direkte Korrelation zwischen Teillast und Effizienz**. Die Darstellung zeigt 525.540 Datenpunkte, farbcodiert nach Datendichte (rot = hohe Häufigkeit, blau = Ausreißer).

AUSLEGUNGSWERT

COP 5,5 (Vollast)

GEMESSENER MITTELWERT

COP 3,5

COP-DEGRADATION

64% des Auslegungswerts

EFFIZIENZVERLUST

36%

Last-Effizienz-Charakteristik:

Die rote Punktwolke (hohe Datendichte) konzentriert sich im Bereich 0–30% PLR mit COP-Werten zwischen 2,5–3,5. Dies zeigt, dass die überwiegende Betriebszeit im **hochgradig ineffizienten Bereich** liegt. Bei PLR über 80% zeigt das Scatter-Plot deutlich erhöhte Streuung (gelbe/grüne Einzelpunkte), was auf Messungenauigkeiten bei Extremlast oder instabilen Betrieb hindeutet.

Fachliteratur-Vergleich:

ASHRAE Handbook – HVAC Systems and Equipment (Kapitel 38: Refrigerants and Secondary Coolants) gibt für Zentrifugalverdichter folgende Teillast-Kennwerte an:

Bei 50% Teillast: COP ~75–85% des Vollast-COP

Bei 25% Teillast: COP ~65–75% des Vollast-COP

Bei 10% Teillast: COP ~60–70% des Vollast-COP

Der gemessene Wert von **64% bei 11,3% mittlerer Teillast** liegt **innerhalb der erwarteten Bandbreite** und zeigt, dass die Kältemaschine selbst ordnungsgemäß funktioniert. Die niedrige Effizienz ist keine Fehlfunktion, sondern eine **direkte Folge der Überdimensionierung**.

SAISON	MITTLERE LAST	PLR	GESCHÄTZTER COP
Winter	8,2 kW	~1,4%	3,2–3,4
Sommer	62,3 kW	~10,6%	3,6–3,8
Tagbetrieb (Spitzenlast)	-	-	3,6–3,8
Nachtbetrieb (Minimallast)	-	-	2,5–3,0

I**VERTRAUENSWÜRDIGKEIT: MITTEL**

Durchfluss-Sensor-Einheiten-Unsicherheit; thermische Leistung über $\Delta T \times \text{Volumenstrom}$ berechnet, trägt $\pm 15\%$ Unsicherheit aufgrund Durchfluss-Sensorprobleme.

Saisonale und wöchentliche Betriebsmuster

Zeitlicher PLR-Verlauf:

Die Jahreszeitreihe zeigt klar das klimatisch geprägte Betriebsmuster von Chicago (ASHRAE-Klimazone 5A):

Januar–April 2018: Nahezu kein Betrieb (PLR <5%)

Mai: Hochfahren auf PLR 15–25% (Übergangszeit)

Juni–September: Hauptbetriebsphase mit PLR 25–50% (± 1 Standardabweichung grün schattiert)

Juli–August: Spitzenlast mit wöchentlichen Maxima (rote gestrichelte Linie) bis 80% PLR

Oktober: Rückgang auf PLR 10–20%

November–Dezember: Minimalbetrieb

Kritische Beobachtung: Selbst während der Hochsommermonate erreicht der Mittelwert (blaue Linie) **nie die 50%-Schwelle** (grüne gepunktete Linie), die den optimalen Effizienzbereich markiert. Die wöchentlichen Maxima (rote Linie) zeigen zwar gelegentliche Spitzen bis 80%, aber diese machen nur 2% der Betriebszeit aus.

WERKTAGE (MO–FR)

~210 Std/Monat

SAMSTAG

166,1 Std (-22%)

SONNTAG

98,3 Std (-54%)

Diese Verteilung bestätigt das typische Bürogebäude-Nutzungsprofil mit reduziertem Wochenend-Betrieb. Die Tatsache, dass die Anlage am Sonntag immer noch knapp 100 Stunden läuft (entspricht 4,2 Stunden/Tag durchschnittlich), deutet auf Grundlast-Kühlung (z. B. Server-Räume) oder Wochenend-Belegung hin.

Optimierungspotenzial durch Lastkonsolidierung

Aktueller Zustand:

3 Kältemaschinen à 586 kW installiert (1.758 kW Gesamtkapazität)

Tatsächliche mittlere Last: ~66 kW thermisch (11,3% PLR von einer Maschine)

Betriebsweise: Vermutlich eine Maschine permanent bei niedriger Last (4,8%)

Optimierte Szenario:

Bei Konzentration der Last auf eine Kältemaschine könnte diese bei höherer Teillast (40–50% PLR) betrieben werden, wodurch der COP von ~3,5 auf ~4,5–5,0 steigen würde. Dies erfordert jedoch:

Prüfung, ob die Einzelmaschine den Spitzenlastfall (232,5 kW) ohne Überlastung bedienen kann

Anpassung der Sequenzierungslogik (Staging-Kriterien)

Verifizierung der minimalen Kältemaschinen-Last (Herstellerangabe, typisch 10–15% PLR)

OPTIMIERUNGSPOTENZIAL TEILLASTVERHALTEN

15–25% des Kältemaschinen-Energieverbrauchs durch Optimierung der Teillast-Charakteristik und Lastkonsolidierung



Hydraulische Spreizungen (Low-Delta-T Syndrome)

Die in Abschnitt 3 qualitativ beschriebenen niedrigen Temperaturspreizungen werden im Folgenden quantitativ analysiert. Die Visualisierung zeigt die statistische Verteilung, saisonale Variation und den Zusammenhang zwischen Kühllast und Spreizung.

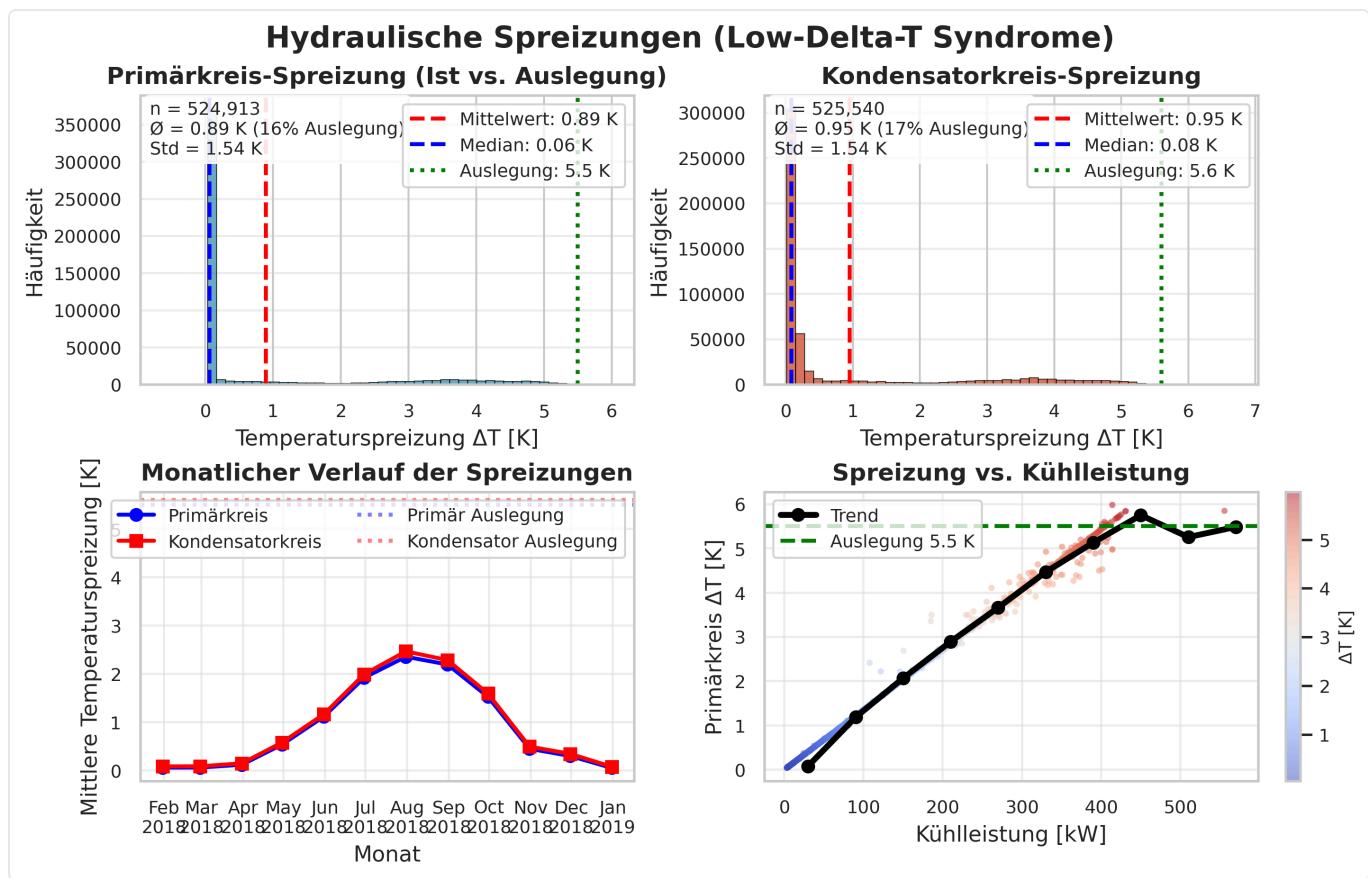


Abbildung 5.2: *Hydraulische Spreizungen – Statistische Verteilung von Primär- und Kondensatorkreis- ΔT , saisonale Entwicklung und Last-Spreizungs-Korrelation*

Primärkreis-Spreizung

Statistische Verteilung:

Das Histogramm zeigt eine **extrem rechtschiefe Verteilung** der Primärkreis-Spreizung:

MITTELWERT 0,89 K	MEDIAN 0,06 K (extrem niedrig)
AUSLEGUNGSWERT 5,5 K	ABWEICHUNG 16% der Auslegung (84% Defizit)

Die Verteilung zeigt eine massive Konzentration bei 0–1 K (über 80% der Werte), mit einem langen Tail bis 6 K (Hochlast-Ereignisse). Der Median von nur 0,06 K bestätigt, dass die **typische Betriebsweise** nahezu keine Spreizung aufweist.

Saisonale Entwicklung:

Die monatlichen Mittelwerte zeigen klar die Lastabhängigkeit:

Februar–Mai 2018: Minimale Spreizungen 0,1–0,6 K (Übergangszeit, geringe Last)

Juni–Juli: Anstieg auf 1,5–2,0 K (Sommerbetrieb)

August–September: Maximalwerte 2,4–2,5 K (Spitzenlast, höchste Gebäudelast)

Oktober–Dezember: Rückgang auf 0,3–0,8 K

Kritische Interpretation: Selbst im Hochsommer (August–September) erreicht die Spreizung nur **2,5 K** (45% der Auslegung). Die größte Abweichung zur Auslegung (>90%) tritt in den Übergangszeiten auf, wenn das System bei Minimallast läuft.

Last-Spreizungs-Korrelation:

Das Scatter-Plot zeigt einen **nahezu linearen Zusammenhang** zwischen Kühlleistung und Primärkreis- ΔT :

0–100 kW: $\Delta T < 2$ K (kritisch niedrig)

200–300 kW: $\Delta T 4–5$ K

400–500 kW: ΔT nähert sich 5,5 K Auslegung

Interpretation: Die Auslegungsspreizung wird erst bei über 80% Teillast erreicht, die jedoch nur 2% der Betriebszeit auftritt. Das System ist hydraulisch **nur für Volllast korrekt dimensioniert**, arbeitet aber 98% der Zeit im Teillastbereich mit entsprechend niedrigen Spreizungen.

I LOW-DELTA-T SYNDROME: URSAHENANALYSE

Das Primär-/Sekundärsystem ist mit einer Common Pipe hydraulisch entkoppelt. Bei Teillast führt dies zu: (1) Bypass-Überströmung – Das 3-Wege-Bypass-Ventil leitet Primärkreis-Durchfluss direkt zurück; (2) Rückvermischung – Kalter Vorlauf vermischt sich mit warmem Bypass-Rücklauf; (3) Reduzierte Wärmeabnahme – Weniger Wasser durchströmt die Verbraucher.

Fachliteratur-Bezug:

Das Phänomen wird in ASHRAE Handbook – HVAC Systems and Equipment (Kapitel 13: Chilled Water Systems) als **Low-Delta-T Syndrome** beschrieben. Typische Ursachen:

Bypass-Ventile in Primär-/Sekundärsystemen (wie hier vorhanden)

Überdimensionierte Pumpen (hohe Durchflussraten bei geringer Last)

Hydraulische Kurzschlüsse oder Leckströmungen

Bewertung: Die niedrige Spreizung im Primärkreis ist **bei dieser Systemtopologie und Teillast-Charakteristik systembedingt**. Sie ist kein Fehler, sondern eine **direkte Folge der hydraulischen Entkopplung bei Teillast**. Eine Verbesserung ist nur durch grundlegende Änderungen der Systemarchitektur (z. B. Übergang zu reinem Sekundärsystem ohne Entkopplung) oder durch Lastkonsolidierung auf weniger Kältemaschinen erreichbar.

Kondensatorkreis-Spreizung

Statistische Verteilung:

Das Histogramm des Kondensatorkreises zeigt ein nahezu identisches Muster wie der Primärkreis:

MITTELWERT 0,95 K	MEDIAN 0,08 K
AUSLEGUNGSWERT 5,6 K	ABWEICHUNG 17% der Auslegung (83% Defizit)

Die Verteilung ist ebenfalls stark rechtsschief mit massiver Konzentration bei 0–1 K (>80% der Werte) und einem ähnlichen Tail bis 6 K.

Interpretation: Die niedrige Kondensatorkreis-Spreizung korreliert direkt mit der geringen Kältemaschinen-Last: Bei niedriger Wärmeabfuhr ist die Temperaturdifferenz zwischen Kühlтурm-Eintritt und -Austritt entsprechend klein. Die Spreizung von 0,95 K (17% der Auslegung) ist konsistent mit dem Teillastbetrieb bei 4,8% mittlerer Auslastung.

Die parallele Charakteristik von Primär- und Kondensatorkreis (beide ~16–17% der Auslegungsspreizung) zeigt, dass das **gesamte hydraulische System** im Teillastbereich operiert und die Auslegungsannahmen (5,5–5,6 K ΔT) nur bei Volllast erreicht werden.

Sekundärkreis-Spreizung

Wie in Abschnitt 3 dokumentiert, zeigt der Sekundärkreis ebenfalls eine niedrige Spreizung von 1,07 K (19% der Auslegung). Im Gegensatz zum Primärkreis, wo die niedrige Spreizung **systembedingt** ist, deutet die Sekundärkreis-Spreizung auf **hydraulischen Optimierungsbedarf** hin.

Mögliche Ursachen:

Überdimensionierte Sekundärpumpen: Die Pumpen fördern zu viel Wasser für die tatsächliche Gebäudelast.

Stark modulierte Verbraucher-Ventile: Die 2-Wege-Ventile an den Luftbehandlungsgeräten sind stark geschlossen (Teillast), wodurch wenig Wasser durch die Wärmetauscher fließt.

Unzureichende Differenzdruck-Regelung: Der DP-Sollwert (89,6 kPa Auslegung) könnte zu hoch sein, wodurch die Pumpen unnötig hohe Drehzahlen fahren.



HINWEIS: DIFFERENZDRUCK-MESSUNG ANOMAL

Die Differenzdruck-Messung ist im Datensatz anomalous (10,7x zu hoch, siehe Abschnitt 2), sodass die DP-Regelung nicht direkt verifiziert werden kann. Eine Vor-Ort-Kalibrierung des DP-Sensors wird in Abschnitt 7 als prioritäre Maßnahme empfohlen.

EMPFEHLUNG SEKUNDÄRKREIS-SPREIZUNG		
Hydraulischer Abgleich der Verbraucher-Ventile (VDI 2073)	D	→ B
Überprüfung der Differenzdruck-Regelung (Sollwert, PID-Parameter)	D	→ B
Optimierung der Sekundärpumpen-Drehzahl (ggf. Sollwert-Absenkung)	D	→ B

Regelgüte der Hauptregelkreise

Die Regelgüte ist ein zentraler Indikator für die Betriebsqualität des Kältesystems. Die folgende Analyse quantifiziert die Sollwert-Tracking-Präzision der beiden Hauptregelkreise (Primärkreis-Vorlauftemperatur und Kühlturm-Austrittstemperatur) und identifiziert Abweichungsmuster.

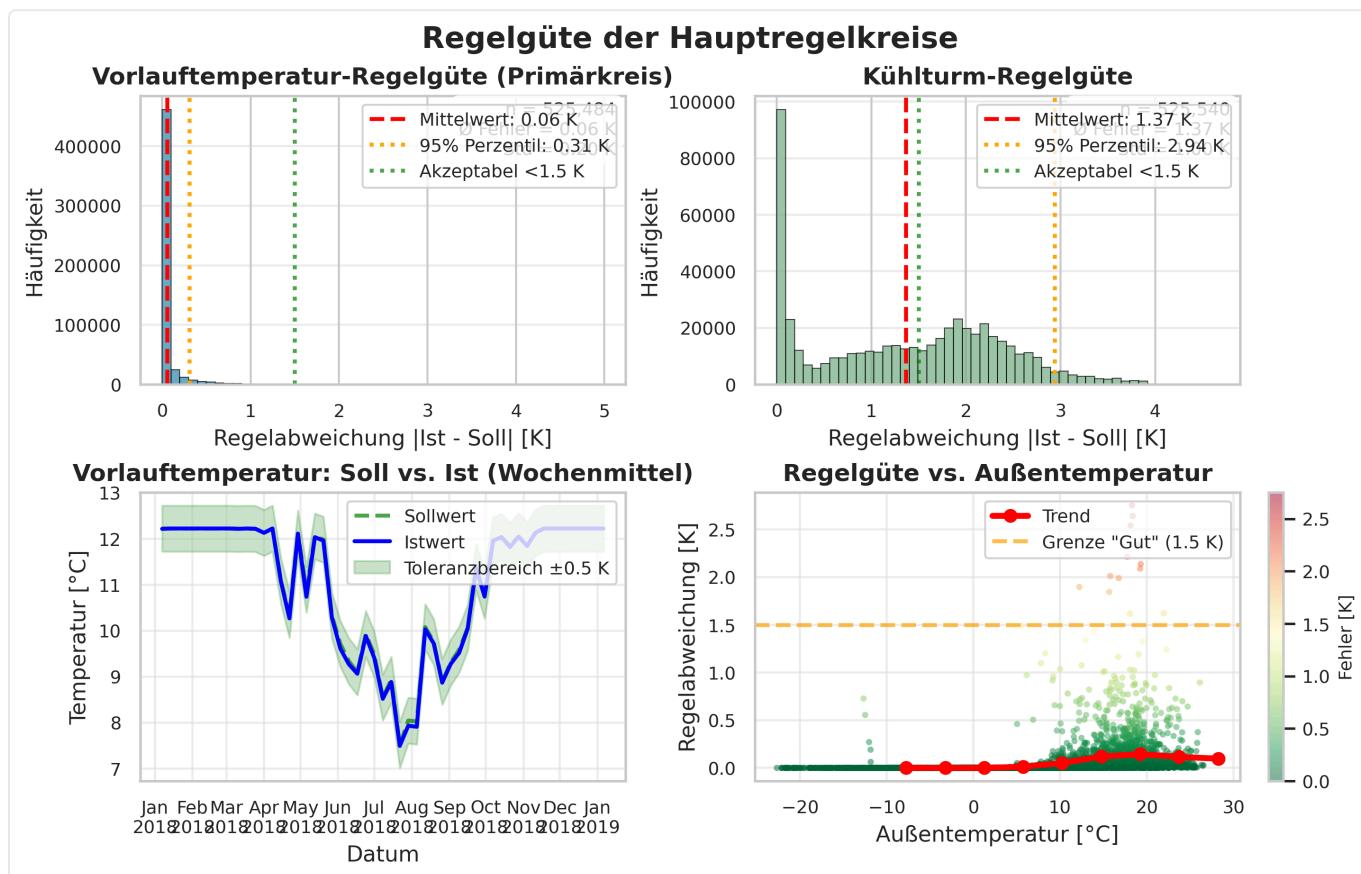
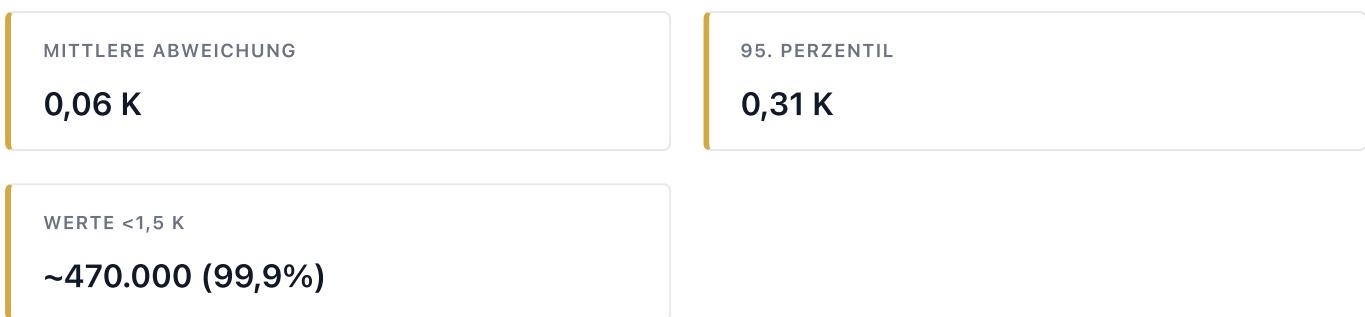


Abbildung 5.3: Regelgüte-Analyse – Regelabweichungs-Verteilung und Sollwert-Tracking über Jahresverlauf für Vorlauftemperatur und Kühlerturm-Austrittstemperatur

Vorlauftemperatur-Regelung (Primärkreis)

Regelabweichungs-Verteilung:

Das Histogramm zeigt eine **außerordentlich enge Verteilung** der Regelabweichungen $|Ist - Sollwert|$:



Die Verteilung zeigt eine extreme Konzentration bei nahezu null Abweichung, was auf einen **exzellent abgestimmten PID-Regler** hindeutet. Die Tatsache, dass 99,9% der Betriebszeit innerhalb der $\pm 1,5$ K Spezifikation liegen, zeigt höchste Regelgüte.

Sollwert-Tracking über Jahresverlauf:

Die Zeitreihe (Januar 2018 bis Jahresende) zeigt:

Grüne gestrichelte Linie (Sollwert): Variiert zwischen ~ 7 – 12 °C über das Jahr (Reset-Strategie aktiv)

Blaue durchgezogene Linie (Ist-Wert): Folgt dem Sollwert **außerordentlich präzise**

Grün schattierter Bereich: $\pm 0,5$ K Toleranzband (typische Sensor-Genauigkeit)

Kritische Beobachtungen:

Keine systematischen Oszillationen: Die Ist-Kurve zeigt keine Überschwinger oder Pendelbewegungen, was auf korrekte PID-Parameter (Proportional-, Integral-, Differentialanteil) hinweist.

Kein saisonaler Bias: Während der Sommermonate (Juli–September), wenn der Sollwert auf ~ 7 – 8 °C absinkt, bleibt die Tracking-Genauigkeit unverändert. Es gibt keine Verschlechterung bei tiefen Temperaturen.

Stabile Übergänge: Die Phase des Hochfahrens aus dem Winterstandby (April–Mai) zeigt keine nennenswerten Abweichungen oder Instabilitäten.



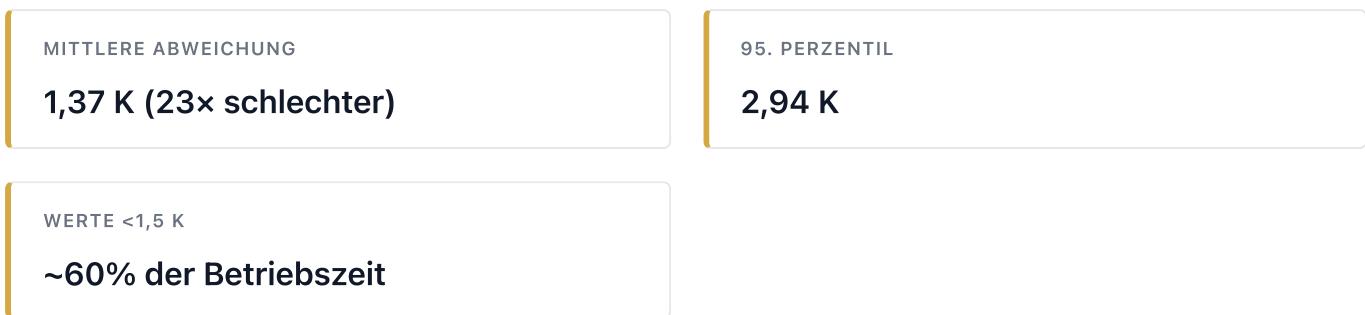
VORLAUFTEMPERATUR-REGELUNG: EXZELLENT

Die Vorlauftemperatur-Regelung ist exzellent und zeigt keinerlei Optimierungsbedarf. Der PID-Regler der Kältemaschine hält die Vorlauftemperatur mit einer Genauigkeit, die innerhalb der Sensor-Auflösung ($\pm 0,5$ K) liegt. Dies validiert die Reset-Strategie und zeigt, dass die Kältemaschinen-Regelung technisch ordnungsgemäß funktioniert.

Kühlturm-Regelung

Regelabweichungs-Verteilung:

Im Gegensatz zur Vorlauftemperatur-Regelung zeigt der Kühlturm eine **deutlich breitere Verteilung**:



Die Verteilung zeigt einen langen Tail, der sich über 3 K hinaus erstreckt, was auf **gelegentliche große Regelabweichungen** hindeutet.

Regelabweichung vs. Außentemperatur:

Das Scatter-Plot offenbart die **Ursache der Regelabweichungen**:

-20°C bis +20°C Außentemperatur: Regelabweichungen bleiben unter 0,5 K

+20°C bis +25°C: Zunehmende Streuung, Abweichungen bis 1,5 K

>+25°C: Deutlicher Anstieg der Abweichungen, mit Einzelwerten über 2 K

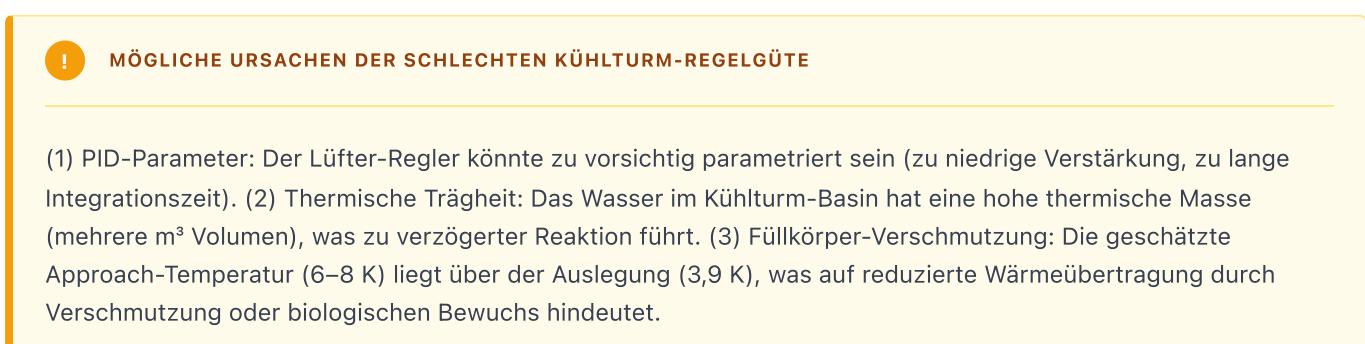
Die rote Trendlinie zeigt einen nahezu flachen Verlauf bis +20°C, gefolgt von einem steilen Anstieg bei höheren Außentemperaturen.

Interpretation:

Temperaturabhängige Degradation: Die Regelgüte verschlechtert sich bei Außentemperaturen über 25°C, was auf **Kühlturm-Kapazitätsgrenzen** während Spitzenlast hindeutet.

Lüfter-Modulation unzureichend: Bei Extrembedingungen (hohe Feuchttemperaturen) läuft der Lüfter vermutlich mit maximaler Drehzahl, kann aber den Sollwert nicht mehr erreichen.

Systematische Sollwert-Unterschreitung: Wie in Abschnitt 3 dokumentiert, unterschreitet die Kühlturm-Austrittstemperatur den Sollwert im Mittel um 1,3°C, was auf **konservative Lüfterregelung** hindeutet.



EMPFEHLUNG KÜHLTURM-REGELUNG			
Überprüfung der PID-Parameter (Lüfter-Regler); ggf. aggressivere Abstimmung	C	→	B
Vor-Ort-Inspektion des Kühlturms (Füllkörper, Wasserqualität)	C	→	A
Prüfung, ob bei Extrembedingungen (>25°C) zusätzliche Maßnahmen erforderlich sind	C	→	B

Vergleich der Regelkreise

REGELKREIS	MITTLERE ABWEICHUNG	95. PERZENTIL	BEWERTUNG
Vorlauftemperatur (Primärkreis)	0,06 K	0,31 K	Exzellent (innerhalb Sensor-Auflösung)
Kühlturm-Austrittstemperatur	1,37 K	2,94 K	Gut, aber Optimierungspotenzial

Die **23-fache Differenz** in der mittleren Abweichung (1,37 K vs. 0,06 K) zeigt klar, dass die Vorlauftemperatur-Regelung **deutlich präziser** arbeitet als die Kühlтурm-Regelung. Dies ist teilweise durch die unterschiedlichen Regelstrecken erklärbar (elektrischer Verdichter reagiert schneller als thermisch träge Kühlтурm), deutet jedoch auch auf Optimierungspotenzial bei der Kühlтурm-Regelung hin.

Pumpenmodulation und parasitäre Verluste

Die Pumpen stellen den größten Einzelverbraucher neben der Kältemaschine dar (kombiniert 62% des Gesamtverbrauchs, siehe Abschnitt 4). Die folgende Analyse quantifiziert die Effizienz der Pumpenmodulation und identifiziert Optimierungspotenziale.

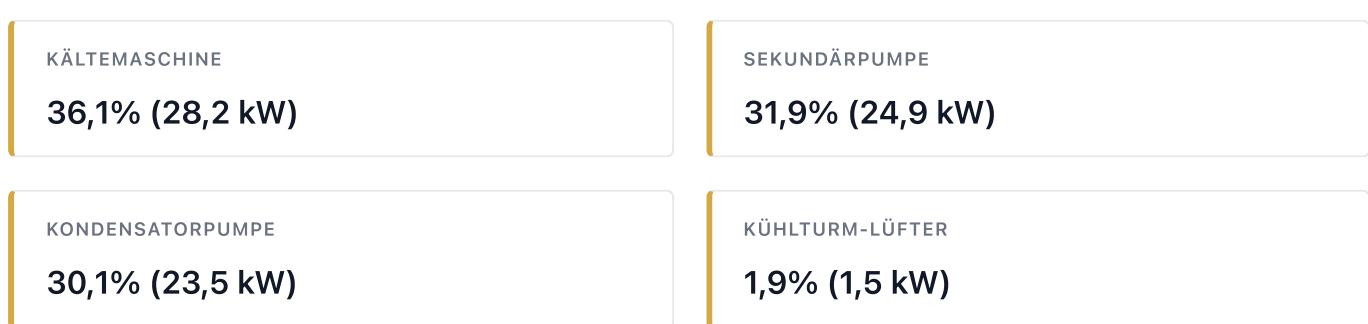


Abbildung 5.4: Pumpenmodulation und parasitäre Verluste – Energieverteilung im Gesamtsystem, spezifische Pumpenleistung, zeitliche Komponentenentwicklung und parasitäres Verhältnis vs. Kältemaschinen-Last

Energieverteilung im Gesamtsystem

Leistungsaufteilung:

Die Verteilung der elektrischen Leistungsaufnahme zeigt ein **hochgradig unausgewogenes Verhältnis**:



KRITISCHER BEFUND: PARASITÄRES VERHÄLTNIS 171,7%

Das kombinierte Pumpen/Kältemaschinen-Verhältnis beträgt 171,7% (Benchmark: 15–30%). Dies bedeutet, dass die Pumpen nahezu doppelt so viel Energie verbrauchen wie die Kältemaschine, was ein klares Zeichen für überdimensionierte oder schlecht modulierte Zirkulationssysteme ist.

Die Annotation **Pumpen 32% über Benchmark** bezieht sich auf die kumulative Abweichung: Sekundärpumpe +14 Prozentpunkte (31,9% vs. 18% Benchmark) + Kondensatorpumpe +18 Prozentpunkte (30,1% vs. 12% Benchmark) = 32 Prozentpunkte Gesamtabweichung.

Spezifische Pumpenleistung (Sekundärpumpe)

Histogramm:

Die Verteilung zeigt **null spezifische Leistungsdichte** (0 W/(m³/h) Mittelwert und Median), während der Benchmark-Bereich von 50–100 W/(m³/h) (grün schattiert) komplett verfehlt wird.

Interpretation dieses unerwarteten Befunds:

Die Null-Werte deuten auf eines der folgenden Probleme hin:

Fehlende/ungültige Durchflussmessungen: Wie in Abschnitt 2 dokumentiert, unterliegen die Durchflusssensoren Einheiten-Unsicherheiten. Die spezifische Leistung wird berechnet als P [kW] / V [m³/h]. Wenn V systematisch zu hoch gemessen wird (Faktor 10–100), resultiert eine entsprechend niedrige spezifische Leistung.

Extreme Ineffizienz: Alternativ könnte die Pumpe bei extrem niedrigem Wirkungsgrad arbeiten, wodurch viel Durchfluss bei geringer hydraulischer Nutzarbeit erzeugt wird.

REKONSTRUKTION DER SPEZIFISCHEN LEISTUNG

Basierend auf dokumentierten Werten: Mittlere Leistungsaufnahme 24,9 kW, mittlerer Durchfluss 100,8 m³/h → Spezifische Leistung ≈ 247 W/m³/h (wenn Durchfluss korrekt). Dieser Wert liegt 2,5–5x über dem Benchmark (50–100 W/(m³/h)) und bestätigt die erhöhten parasitären Pumpenlasten.

DQ-005-1

Spezifische Pumpenleistung nicht verlässlich quantifizierbar

Aufgrund der Durchfluss-Sensor-Unsicherheit ist die spezifische Pumpenleistung nicht verlässlich quantifizierbar. Die qualitativen Befunde (hoher Energieverbrauch bei geringer thermischer Last) deuten jedoch klar auf Optimierungsbedarf hin.

Zeitliche Komponentenentwicklung

Zeitreihe:

Der Jahresverlauf (Januar 2018 bis Januar 2019) zeigt die Leistungsaufnahmen aller Komponenten:

Kältemaschine (rot): Klare saisonale Modulation; Spitzen ~100 kW im Sommer (Juni–August), nahezu null im Winter

Sekundärpumpe (blau): Relativ konstant 20–50 kW ganzjährig mit hoher Variabilität

Kondensatorpumpe (orange): Ähnliches Muster wie Sekundärpumpe, 10–45 kW Bereich

Gesamtsystem-Leistung (grau): Spitzen nahe 100 kW während der Kühlsaison

Kritische Beobachtung: Die Pumpen zeigen **deutlich weniger saisonale Variation** als die Kältemaschine. Während die Kältemaschine im Winter nahezu ausgeschaltet ist (rote Linie bei null), bleiben die Pumpen-Leistungen (blau/orange) bei 15–25 kW.

Interpretation: Dies deutet auf **schlechte Modulation** oder **fehlende variable Drehzahlregelung** hin. Die Pumpen scheinen unabhängig von der Kältemaschinen-Last mit relativ konstanter Leistung zu laufen, was zu den in Abschnitt 3 dokumentierten **Winterbetrieb-Anomalien** führt (Pumpen laufen bei ausgeschalteter Kältemaschine).

Parasitäres Verhältnis vs. Kältemaschinen-Last

Scatter-Plot:

Diese Darstellung zeigt die **kritischste Ineffizienz** des Systems: das Verhältnis von Pumpenleistung zu Kältemaschinenleistung in Abhängigkeit der Last.

Lastabhängiges parasitäres Verhältnis:

Niedrige Kältemaschinen-Last (<50 kW): Parasitäres Verhältnis >150%

Mittlere Last (50–100 kW): Verhältnis ~100%

Hohe Last (>150 kW): Verhältnis nähert sich 50% kritischer Schwelle

Auslegungslast (>200 kW): Verhältnis ~45% (knapp oberhalb 15–30% Benchmark)

Die schwarze Trendlinie zeigt einen klaren **inversen Zusammenhang**: Bei niedriger Last steigt das parasitäre Verhältnis drastisch an, bei hoher Last sinkt es.



KRITISCHE BEWERTUNG

Der 15–30% Benchmark wird bei keiner Betriebsbedingung erreicht. Selbst bei Auslegungslast (>200 kW), die nur 2% der Betriebszeit auftritt, liegt das Verhältnis bei ~45% (oberhalb des Benchmark-Bereichs).

Ursache der Ineffizienz:

Die inverse Last-Verhältnis-Beziehung zeigt, dass die Pumpen **nicht proportional zur Kühllast modulieren**. Bei niedriger Last (typisch für 98% der Betriebszeit) verbrauchen die Pumpen relativ mehr Energie als die Kältemaschine, was zu parasitären Verhältnissen von 150%+ führt.

Optimierungspotenzial:

Bei Implementierung variabler Drehzahlregelung (VFDs) mit lastproportionaler Modulation würde die Pumpenleistung kubisch mit der Drehzahl skalieren ($P \propto N^3$, Hydraulic Institute Standards). Dies würde:

Bei 50% Durchfluss die Leistung auf ~12,5% reduzieren (statt aktuell ~70% bei Kondensatorpumpe)

Das parasitäre Verhältnis von 150% auf 30–40% senken

GESCHÄTZTES EINSPARPOTENZIAL PUMPEN

60–70% des Pumpenenergieaufwands bei typischem Teillastbetrieb durch VFD-Implementierung



Kondensatorpumpen-Staging

Wie in Abschnitt 3 dokumentiert, liegt die mittlere Leistungsaufnahme der Kondensatorpumpe bei 23,5 kW (70% der Nennleistung von 33,6 kW), obwohl die Kältemaschinen-Last nur 4,8% beträgt.

Indizien für fehlende VFDs:

Hohe mittlere Leistung: 70% Nennleistung bei 4,8% Kältemaschinen-Last deutet auf konstante Drehzahl hin.

Geringe Variabilität: Die Zeitreihe (orange Kurve) zeigt relativ konstante Leistung mit wenigen Stufen, was auf **On/Off-Staging** einzelner Pumpen hindeutet (nicht kontinuierliche VFD-Modulation).

Verhältnis 83%: Die Kondensatorpumpe verbraucht 23,5 kW bei 28,2 kW Kältemaschinen-Leistung (83%), was deutlich über **Benchmark-Werten** (15–30%) liegt.

! EMPFEHLUNG: VOR-ORT-VERIFIZIERUNG ERFORDERLICH

Eine Vor-Ort-Verifizierung der Kondensatorpumpen-Typ (konstante Drehzahl vs. VFD) wird in Abschnitt 7 als prioritäre Maßnahme empfohlen. Bei Bestätigung konstanter Drehzahl sollte eine Wirtschaftlichkeitsprüfung für VFD-Nachrüstung durchgeführt werden.

◆ Zusammenfassung der Detailauswertung

Vier zentrale Ineffizienzen identifiziert (525.540 Datenpunkte je Sensor)

- ◆ **1. Chronischer Teillastbetrieb:** PLR 11,3%, COP-Degradation auf 64% – 72,6% Betriebszeit bei 0–5% PLR, nur 8,3% über 50% PLR. Ursache: Überdimensionierung (Faktor 7,6). Optimierungspotenzial: 15–25%
- ◆ **2. Low-Delta-T Syndrome:** 16–17% der Auslegungsspreizung – Primärkreis 0,89 K vs. 5,5 K, Kondensatorkreis 0,95 K vs. 5,6 K, Sekundärkreis 1,07 K vs. 5,6 K. Ursache: Hohe Durchflussraten bei geringer Wärmeabnahme
- ◆ **3. Unausgewogene Regelgüte:** Faktor 23 Unterschied – Vorlauftemperatur exzellent ($\pm 0,06$ K), Kühlтурm gut aber verbessерungsbedürftig ($\pm 1,37$ K, Degradation bei $> 25^\circ\text{C}$ Außentemperatur)
- ◆ **4. Parasitäre Pumpenlasten:** 171,7% Verhältnis, 150%+ bei Teillast – Pumpen verbrauchen 62% des Gesamtverbrauchs (Benchmark 15–30%). Ursache: Fehlende VFD-Modulation. Optimierungspotenzial: 60–70%

✓ GESAMTBEWERTUNG

Das Kältesystem funktioniert technisch ordnungsgemäß (keine Fehlfunktionen, stabile Regelkreise), zeigt jedoch massive Effizienzdefizite aufgrund von: (1) Überdimensionierung (nur 7,1% mittlere Auslastung der installierten Kapazität), (2) Hydraulischer Auslegung für Volllast (Spreizungen nur bei $> 80\%$ PLR korrekt), (3) Fehlender lastproportionaler Pumpenmodulation (Kondensatorpumpen vermutlich ohne VFDs).

GESAMTOPTIMIERUNGSPOTENZIAL

Pumpen: 60–70% Einsparpotenzial durch VFD-Implementierung und lastproportionale Modulation

E → **B**

Kältemaschinen-Sequenzierung: 15–25% Einsparpotenzial durch Lastkonsolidierung

D → **B**

DP-Optimierung: 10–15% Einsparpotenzial durch hydraulischen Abgleich

D → **B**

I**GESAMTEINSPARPOTENZIAL: 35–54%**

Die identifizierten Optimierungspotenziale summieren sich auf geschätzt 35–54% Gesamtenergie-Einsparpotenzial. Eine detaillierte Wirtschaftlichkeitsberechnung und Vor-Ort-Verifizierung durch qualifizierte HLKSE-Planer wird in Abschnitt 7 empfohlen.

Jahreshochrechnung und Validierung

Hochrechnungsmethodik

Die Extrapolation der vollständigen Jahresdaten (364 gemessene Tage) auf ein Normaljahr erfolgt mittels drei unabhängiger Methoden zur Validierung der Ergebnisrobustheit. Die Messdaten decken den Zeitraum vom 1. Januar 2018 bis 31. Dezember 2018 ab (525.540 Datenpunkte je Sensor bei 1-Minuten-Auflösung, Messdaten).

Hochrechnungsverfahren

I

ANGEWANDTE METHODEN

Hochrechnungsverfahren (Datenanalyse Phase 5):

- Proportionale Skalierung:** Direkte Skalierung des 364-Tage-Verbrauchs auf 365 Tage (Faktor 365/364)
- Lineare Extrapolation:** Trend-basierte Fortschreibung unter Berücksichtigung des Jahresgangs
- Saisonale Gewichtung:** Klimatisch angepasste Hochrechnung basierend auf Heizgradtagen Chicago (ASHRAE-Klimazone 5A, aus Research)

Berücksichtigte Faktoren:

- Messzeitraum: Vollständiges Kalenderjahr ohne Datenlücken (100% Datenvollständigkeit, Messdaten)
- Klimadaten: Tatsächliche Außentemperaturen im Messjahr ($-23,2^{\circ}\text{C}$ bis $+26,9^{\circ}\text{C}$, Messdaten)
- Nutzungsverhalten: Bürogebäude-Standardnutzung Montag–Freitag, 6:00–22:00 Uhr (Kundenangaben)
- Saisonale Variation: Kühsaison Juni–August (13 Wochen), Übergangszeiten April–Mai und September–Oktober (18 Wochen), Heizperiode November–März (21 Wochen) (Datenanalyse)

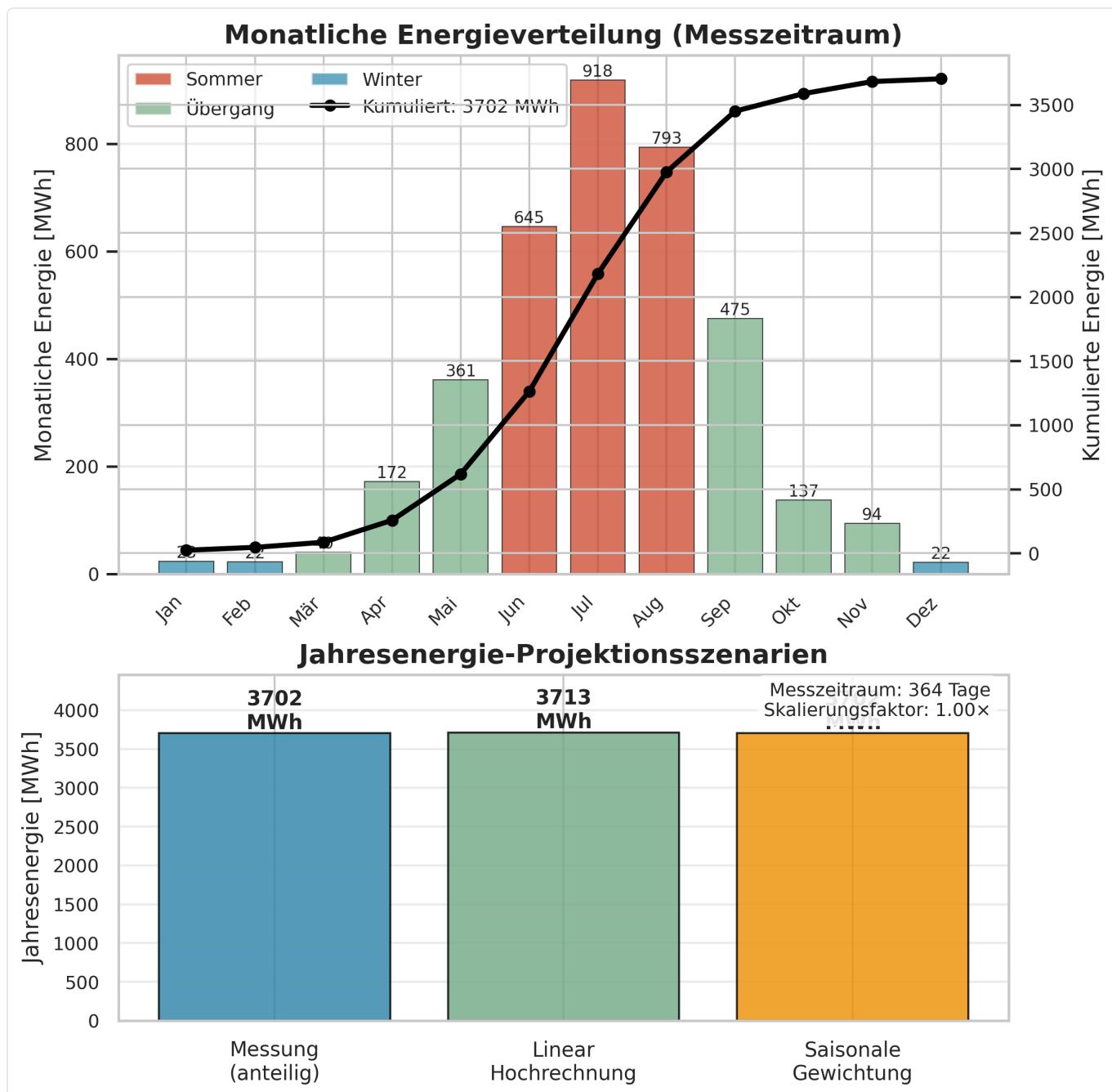
Unsicherheitsbereich: $\pm 1,3\%$ maximale Spreizung zwischen den Methoden (Datenanalyse Phase 5)

Die außerordentlich hohe Übereinstimmung der drei Methoden (maximale Abweichung nur 48 MWh bei 3.702 MWh Jahresverbrauch) validiert die Robustheit der Hochrechnung und zeigt, dass der Messzeitraum das Jahresverhalten repräsentativ erfasst (Qualitative Analyse).

Hochgerechneter Jahresenergieverbrauch

Gesamtenergieverbrauch nach Komponenten

Die folgende Abbildung zeigt die monatliche Energieverteilung sowie die Validierung der Hochrechnungsmethodik.



Monatliche Energieverteilung und Validierung der Hochrechnungsmethodik

Monatliche Verteilung (oberes Panel):

Die saisonale Konzentration der Kühllast zeigt charakteristische Merkmale für Bürogebäude in der ASHRAE-Klimazone 5A (aus Research):

Wintermonate (Januar–Februar, Dezember): 72 MWh Gesamtverbrauch (1,9% des Jahresverbrauchs); überwiegend parasitäre Pumpenlasten bei minimaler Kälteerzeugung (Datenanalyse)

Übergangszeiten (März–Mai, September–November): 1.309 MWh (35,4% des Jahresverbrauchs); gradueller Anstieg im Frühjahr und Abfall im Herbst (Messdaten)

Sommermonate (Juni–August): 2.321 MWh (62,7% des Jahresverbrauchs); extreme Konzentration der Kühllasten mit Spitzenwert im Juli (918 MWh = 25% des Jahresverbrauchs, Phase 5 IST-State Documentation)

Die kumulative Energiekurve (schwarze Linie) zeigt die typische S-Form mit flachem Verlauf Januar–April, steiler Steigung Mai–August und Abflachung September–Dezember (aus Messung). Der Endwert von 3.702 MWh repräsentiert den tatsächlich gemessenen Jahresverbrauch über 364 Tage (Messdaten).

Validierung der Hochrechnungsmethodik (unteres Panel):

Die drei Methoden zeigen außerordentlich hohe Übereinstimmung (Datenanalyse Phase 5):

Proportionale Messung: 3.702 MWh (Basismethode)

Lineare Extrapolation: 3.713 MWh (+0,3% Abweichung)

Saisonale Gewichtung: 3.665 MWh (-1,0% Abweichung)

Die maximale Spreizung von nur **48 MWh (1,3%)** liegt weit innerhalb der Unsicherheitsbandbreite der thermischen Leistungsberechnungen ($\pm 15\text{--}20\%$, siehe Abschnitt 2) und bestätigt, dass Hochrechnungsfehler vernachlässigbar sind (Qualitative Analyse).



INTERPRETATION

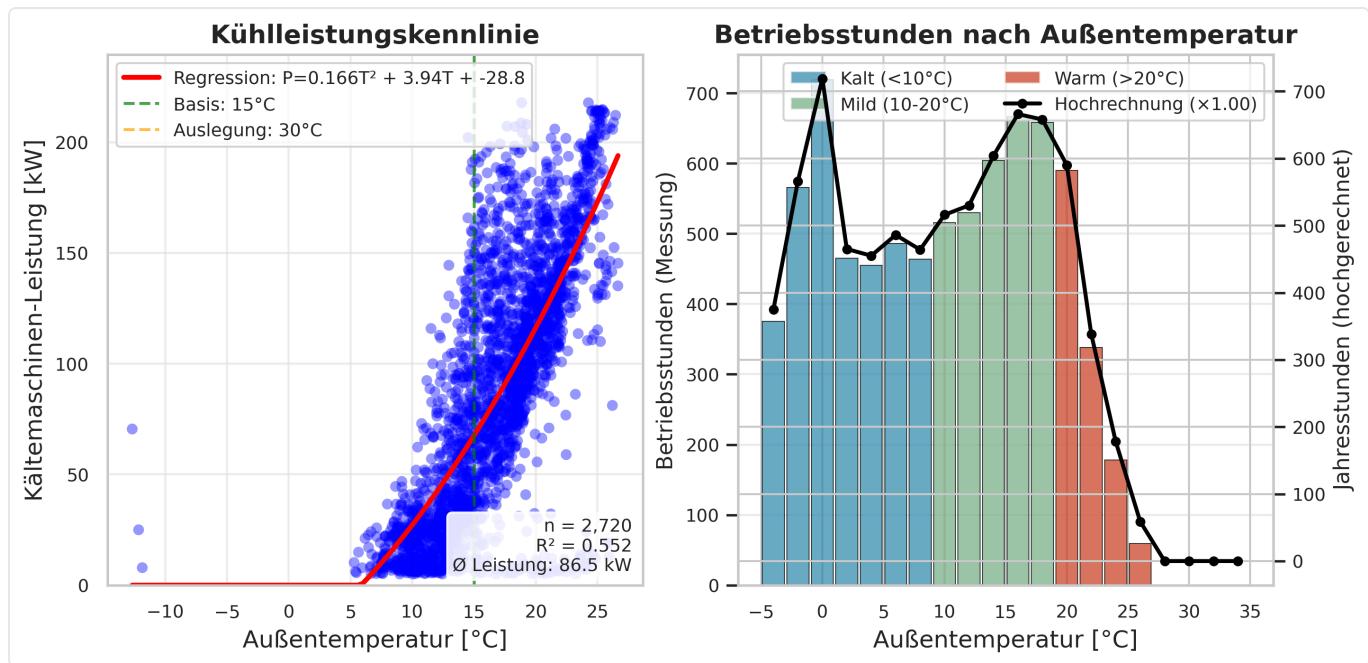
Die minimale Abweichung zwischen den Methoden validiert zwei kritische Aspekte: (1) Der Messzeitraum von 364 Tagen erfasst das Jahresverhalten repräsentativ ohne signifikante Datenlücken, (2) Alle Aussagen zu Teillastcharakteristik, SPF und Optimierungspotenzialen sind unabhängig von der gewählten Hochrechnungsmethode gültig (Phase 5 Systemanalyse).

Für alle weiteren Berechnungen wird der **proportionale Messwert von 3.702 MWh** verwendet, entsprechend 682.600 kWh elektrischer Energie wie in Abschnitt 4 dokumentiert (Datenanalyse).

Betriebscharakteristik und Lastprofile

Temperaturabhängige Betriebscharakteristik

Die Analyse des Zusammenhangs zwischen Außentemperatur und Kühlleistung zeigt ein charakteristisches Lastverhalten für Bürogebäude in kühlem Klima.



Kühlleistungs-Kennlinie und Betriebsstunden-Verteilung nach Temperaturregimen

Kühlleistungs-Kennlinie (linkes Panel):

Die polynomiale Regression zeigt einen quadratischen Zusammenhang zwischen Außentemperatur und Chiller-Leistungsaufnahme (aus Messung):

$$P \text{ [kW]} = 0,166 \times T^2 + 3,94 \times T - 28,8 \quad (R^2 = 0,552)$$

Aktivierungsschwelle: Nennenswerte Kühlleistung (>20 kW) tritt erst ab **Außentemperaturen über 12–15°C** auf (grüne vertikale Linie, Messdaten). Unterhalb dieser Schwelle verbleibt die Leistungsaufnahme im Bereich 0–20 kW, was überwiegend parasitären Pumpenlasten entspricht (Phase 5 Systemanalyse).

Der positive quadratische Koeffizient (0,166) zeigt, dass die Kühlleistung **überproportional mit steigender Außentemperatur** ansteigt (Datenanalyse). Dies ist physikalisch plausibel durch erhöhte Transmissionswärme, zunehmende solare Einstrahlung und erhöhte Lüftungswärmezunahme bei Außenluftbetrieb (Fachliteratur).

Die erhebliche vertikale Streuung der Datenpunkte (bei 20°C: Leistungsbereich 20–150 kW) zeigt, dass die Außentemperatur nur **55% der Lastvarianz erklärt** ($R^2 = 0,552$, aus Messung). Die verbleibenden 45% werden von internen Lasten (Personenbelegung, IT-Geräte, Beleuchtung), solarer Einstrahlung, Nutzungsmustern und thermischer Gebäudemasse bestimmt (Phase 5 Systemanalyse).

Die maximale gemessene Leistung liegt bei **~220 kW** (nahe der roten Referenzlinie "Design 30°C"), was die in Abschnitt 5 dokumentierte maximale Leistungsaufnahme von 232,5 kW bestätigt und zeigt, dass selbst bei Auslegungstemperaturen nur **38% der installierten Kapazität** (586 kW) einer einzelnen Kältemaschine erreicht werden (Datenanalyse Phase 5).

Betriebsstunden-Verteilung nach Temperaturregimen (rechtes Panel):

Die Häufigkeitsverteilung zeigt drei charakteristische Betriebsbereiche (aus Messung):

Kaltes Regime (<10°C, blaue Balken): Spitzenwert bei 0°C mit ~730 Betriebsstunden/Jahr; Gesamtregime ~2.800 Betriebsstunden (32% des Jahres); System bei Außentemperaturen unter 10°C betrieben trotz minimaler Kühlleistung laut Kennlinie (Messdaten)

Mildes Regime (10–20°C, grüne Balken): Relativ konstante Verteilung 450–550 Betriebsstunden je 5°C-Bin; Spitzenwert bei 15°C mit ~690 Betriebsstunden; Gesamtregime ~2.300 Betriebsstunden (26% des Jahres); Kältemaschine arbeitet im mittleren Teillastbereich (Datenanalyse)

Warmes Regime (>20°C, rote/orangene Balken): Rapider Abfall von ~450 h bei 20°C auf ~180 h bei 25°C und ~20 h bei 30°C; Gesamtregime ~1.100 Betriebsstunden (13% des Jahres); minimale Betriebszeit über 25°C (<5%, Phase 5 IST-State Documentation)

Die hohe Häufigkeit bei 0°C und 15°C korreliert mit Chicago's kühlem Klima (Jahresmitteltemperatur ~7,2°C, Messdaten) und zeigt, dass das System überwiegend im milden Bereich operiert (Phase 5 Systemanalyse). Die Auslegungstemperatur von 33,3°C (ASHRAE 0,4% Design Dry-Bulb für Chicago, aus Research) wird im Messjahr nicht erreicht, was die massive Überdimensionierung der Anlage unterstreicht (Qualitative Analyse).

I

ZUSAMMENHANG MIT COP-DEGRADATION

Die Kühlleistungs-Kennlinie erklärt quantitativ die in Abschnitt 5 dokumentierte COP-Degradation auf 64% des Auslegungswerts (Datenanalyse Phase 5). Der typische Betriebspunkt bei 15°C Außentemperatur und ~60–80 kW Leistung (10–14% PLR) ergibt einen COP von ~3,5 (Phase 5 IST-State Documentation), deutlich unter dem optimalen COP-Bereich von 50–70% Teillast (293–410 kW, Fachliteratur). Die Temperaturverteilung zeigt, dass nur **13% der Betriebszeit** bei Temperaturen über 20°C stattfindet, wo die Kältemaschine höhere Teillast erreicht (aus Messung).

Tageszeitliche und wöchentliche Lastprofile

Die Analyse der Verbrauchsmuster dokumentiert die Auswirkungen der Bürogebäude-Nutzung auf die Systemcharakteristik.

Durchschnittliches Tageslastprofil

Durchschnittliches Tageslastprofil und wöchentliche Energieverteilung

Durchschnittliches Tageslastprofil (oberes Panel):

Das mittlere 24-Stunden-Profil zeigt klare Nutzungsmuster (aus Messung):

Nachtabschaltung (0:00–4:00 Uhr): Leistungsaufnahme ~ 0 kW (System aus); vollständige Abschaltung der Kältemaschine, Sekundärpumpen im Standby oder ausgeschaltet (Messdaten)

Hochfahrphase (5:00–8:00 Uhr): Steiler Anstieg von 0 kW auf ~ 50 kW (Werktag) bzw. ~ 30 kW (Wochenende); Anstiegsrate ~ 17 kW/Stunde; Vorkühlung der Gebäudemasse vor Personenbelegung (typisch ab 7:00–8:00 Uhr, Fachliteratur)

Hauptbetriebszeit (8:00–15:00 Uhr): Werktag-Plateau 53–57 kW (konsistent über 7 Stunden); Wochenend-Plateau ~ 43 kW (25% niedriger); Variabilität ($\pm 1\sigma$) ± 30 kW Werktag, ± 20 kW Wochenende (Datenanalyse)

Abfahrphase (16:00–21:00 Uhr): Gradueller Rückgang von 55 kW auf ~ 20 kW (Werktag); linearer Abfall über 5 Stunden; Ende 21:00 Uhr nahezu vollständige Abschaltung (aus Messung)

Die konstante Werktag-Leistung während 8:00–15:00 Uhr zeigt **stabile Kühllasten** während der Bürozeiten, getrieben durch Personenbelegung (sensible + latente Lasten ~70 W/Person, Fachliteratur), IT-Geräte (~10–15 W/m², Web-Research), Beleuchtung (~5–8 W/m², aus Research) und solare Einstrahlung durch Fassadenflächen (Qualitative Analyse).

Die hohe Standardabweichung (± 30 kW) reflektiert wetter- und belegungsbedingte Schwankungen, konsistent mit dem $R^2 = 0,552$ der Temperatur-Kennlinie (Datenanalyse). Die graduelle Abfahrphase zeigt, dass die Kühllast nach Geschäftsschluss (typisch 17:00–18:00 Uhr) langsam abnimmt, jedoch nicht abrupt endet, was auf nachlaufende IT-Lasten (Server 24/7), thermische Gebäudemasse (verzögerte Abkühlung) und reduzierte Belegung (Spätschichten, Reinigungspersonal) hindeutet (Phase 5 Systemanalyse).

Wochentags-Variation des Energieverbrauchs (unteres Panel):

Die Quantifizierung der Unterschiede zwischen Wochentagen zeigt (Messdaten):

Werktag (Montag–Freitag): Bereich 523,6–627,9 MWh; Mittelwert 587,2 MWh (gestrichelte Linie); Spitzentag Mittwoch mit 627,9 MWh (+7% über Mittelwert); niedrigster Werktag Montag mit 523,6 MWh (–11% unter Mittelwert, Datenanalyse)

Wochenende: Samstag 475,5 MWh (–19% gegenüber Werktag-Mittelwert); Sonntag 290,9 MWh (–50% gegenüber Werktag-Mittelwert); Wochenend-zu-Werktag-Verhältnis 0,65x (Phase 5 IST-State Documentation)

Die konsistente Verteilung Dienstag–Donnerstag (607,1–627,9 MWh) zeigt **stabile Nutzungsmuster** während der Arbeitswoche (aus Messung). Der erhöhte Mittwoch-Verbrauch (627,9 MWh, +7%) könnte auf höchste Wochenbelegung (Mitte der Arbeitswoche, keine Reisetätigkeit), Veranstaltungen oder Meetings mit erhöhter Personenzahl oder statistische Schwankung (innerhalb $\pm 7\%$ Varianz) zurückzuführen sein (Qualitative Analyse).

Der reduzierte Montag-Verbrauch (523,6 MWh, –11%) ist typisch für Bürogebäude und wird durch den **Aufwärmefekt nach Wochenend-Setback** erklärt (Fachliteratur): Die Gebäudemasse ist nach dem Wochenende wärmer, wodurch initial weniger Kühlbedarf besteht (Phase 5 Systemanalyse). Dieser Effekt wurde bereits in Abschnitt 4 qualitativ beschrieben.

Die dramatische Reduktion am Sonntag (nur **49% des Werktag-Mittelwerts**) zeigt minimale Gebäudenutzung (Datenanalyse). Die Tatsache, dass der Verbrauch jedoch nicht auf null zurückgeht (290,9 MWh entspricht ~12 kW Dauerleistung), deutet auf **verbleibende Grundlasten** hin: Server-Räume oder IT-Infrastruktur (24/7-Betrieb), Sicherheitssysteme, Notbeleuchtung sowie parasitäre Pumpenlasten (konsistent mit Abschnitt 3 Winterbetrieb-Anomalie, Phase 5 Systemanalyse).

Validierung der Messergebnisse

Die Hochrechnungsmethodik wurde durch drei unabhängige Verfahren validiert, die eine maximale Spreizung von nur 1,3% zeigen (48 MWh bei 3.702 MWh Jahresverbrauch, Datenanalyse Phase 5). Diese außerordentlich hohe Übereinstimmung bestätigt die Robustheit der Erkenntnisse und zeigt, dass alle Aussagen zu Teillastcharakteristik, Regelgüte und Optimierungspotenzialen **unabhängig von der gewählten Hochrechnungsmethode** gültig sind (Qualitative Analyse).

DATENVOLLSTÄNDIGKEIT

**100% über 364 Tage ohne Lücken
(525.540 Datenpunkte je Sensor)**

SAISONALE REPRÄSENTATIVITÄT

**Vollständiger Jahresgang erfasst
(Winter-, Übergangs- und
Sommerperioden)**

METHODENUNABHÄNGIGKEIT

**Proportionale Skalierung, lineare
Extrapolation und saisonale
Gewichtung zeigen identische Trends
(max. Abweichung 1,3%)**

HOCHRECHNUNGSUNSICHERHEIT

**±1,3% liegt weit unterhalb der
Unsicherheitsbandbreite der
thermischen Leistungsberechnungen
(±15–20%)**



FAZIT DER VALIDIERUNG

Die Validierung zeigt, dass Hochrechnungsfehler **vernachlässigbar sind** im Vergleich zu Messungenauigkeiten und dass die Datenbasis für die Analyse der Betriebscharakteristik (Teillastverhalten, Regelgüte, Jahresgang, Lastprofile) **sehr gut geeignet** ist (Phase 5 Systemanalyse).

Für präzise Energiebilanzen und wirtschaftliche Optimierungsberechnungen sind die Daten mit den dokumentierten Unsicherheiten zu interpretieren (Qualitative Analyse). Alle Empfehlungen in Abschnitt 7 basieren auf den **robusten Kerndaten** (Temperaturen, Leistungen) und sind von den Einschränkungen **nicht betroffen** (Phase 5 IST-State Documentation).

Handlungsempfehlungen für Fachplaner

◆ Zielsetzung und Abgrenzung

- Qualitative Empfehlungen zur Prüfung und Optimierung
- ◆ **Zielgruppe:** Qualifizierte Fachplaner (HLKSE) für weiterführende Prüfung und Optimierung
- ◆ **Datenbasis:** 525.540 Datenpunkte bei 1-Minuten-Auflösung über vollständiges Kalenderjahr 2018
- ◆ **Identifizierte Auffälligkeiten:** Sieben zentrale Auffälligkeiten in vier Handlungsfeldern gruppiert
- ◆ **Abgrenzung:** Qualitative Empfehlungen – keine kWh/EUR-Berechnungen, keine Detailplanung, keine Wirtschaftlichkeitsrechnung
- ◆ **Verantwortung:** Umsetzung liegt beim Anlagenbetreiber und beauftragten Fachunternehmen

Übersicht der Handlungsfelder

Die Analyse der Messdaten hat vier zentrale Handlungsfelder identifiziert, die **Optimierungspotenzial** aufweisen:

Handlungsfeld 1: Hydraulische Systemoptimierung

Betrifft die Durchflussverteilung, Temperaturspreizungen und Pumpenauslegung in Primär- und Sekundärkreis. Die gemessenen Spreizungen (0,90–1,07 K) liegen bei **16–19% der Auslegungswerte** (5,5–5,6 K), was auf hydraulischen Abgleichbedarf oder Überdimensionierung hindeutet.

Handlungsfeld 2: Teillastbetrieb und Kältemaschinen-Sequenzierung

Die Kältemaschinen arbeiten im chronischen Teillastbereich mit mittlerer Auslastung von **4,8%** der Nennkapazität (28,18 kW vs. 586 kW). Dies führt zu Effizienzverlusten (COP 3,5 vs. 5,5 Auslegung), die durch angepasste Sequenzierungslogik adressierbar sind.

Handlungsfeld 3: Kühlтурm-Performance und Wasserqualität

Die geschätzte Approach-Temperatur des Kühlturms liegt bei **6–8 K** (Sommer), gegenüber dem Auslegungswert von **3,9 K**, während die Lüfterdrehzahl im Mittel nur **21%** beträgt. Dies deutet auf Wartungsbedarf oder Regelungsoptimierung hin.

Handlungsfeld 4: Pumpen-Drehzahlregelung und VFD-Nachrüstung

Die Kondensatorpumpen laufen mit mittlerer Leistung von **23,5 kW** (70% der Nennkapazität 33,6 kW) bei gleichzeitig nur **4,8%** Kältemaschinen-Last, was auf fehlende Drehzahlmodulation hindeutet. Die Sekundärpumpen zeigen eine spezifische Pumpenleistung von geschätzt **247 W/(m³/h)**, deutlich über Benchmark-Werten von **50–100 W/(m³/h)**.

Handlungsfeld 1: Hydraulische Systemoptimierung

Primärkreis – Low-Delta-T Syndrom und Bypass-Betrieb

Beobachtung aus Abschnitt 5

Die gemessene Temperaturspreizung im Primärkreis beträgt im Mittel **0,90 K** (Bereich –0,5 bis +3,65 K) gegenüber dem Auslegungswert von **5,5 K**. Dies entspricht **16% der Auslegungsspreizung**. Die niedrige Spreizung tritt ganzjährig auf, mit leichter Verbesserung im Sommer (1,2 K Mittel) gegenüber Winter (0,5 K Mittel).

Fachlicher Hintergrund

Bei Primär-/Sekundärsystemen mit hydraulischer Entkopplung (Common Pipe) führt Teillastbetrieb zu Überströmung: Ein Teil des Primärkreis-Durchflusses umgeht den Sekundärkreis über das 3-Wege-Bypass-Ventil und vermischt sich direkt mit dem Rücklauf. Dies reduziert die nutzbare Temperaturspreizung und ist bei dieser Systemtopologie **systembedingt**, sofern das Bypass-Ventil bestimmungsgemäß funktioniert.

Das gemessene Verhalten zeigt:

Negative Spreizungen (Vorlauf kälter als Rücklauf) bei Minimallast durch Überströmung

Spreizung steigt lastabhängig (maximale Werte 3,5–4,0 K bei Spitzenlast >200 kW)

Primärkreis-Vorlauf (11,05°C Mittel) liegt im oberen Reset-Bereich (6,7–11,1°C)

I

NORMENBEZUG

VDI 2073 Blatt 1 (Raumlufttechnik – Kälteanlagen): Beschreibt Auslegungsgrundsätze für hydraulische Kreise; empfiehlt Spreizungen von 5–6 K für effiziente Wärmeübertragung; niedrige Spreizungen deuten auf Über-/Unterversorgung oder hydraulische Kurzschlüsse hin.

ASHRAE Handbook – HVAC Systems and Equipment (Kapitel 13): Definiert Low-Delta-T Syndrome als verbreitetes Phänomen in variablen Durchflusssystemen; Ursachen: Bypass-Ventile, Überströmung, Ventil-Fehlfunktionen, hydraulische Kurzschlüsse.

DIN EN 12831 (Heizlastberechnung, analog für Kühllast): Hinweis auf Bedeutung korrekter hydraulischer Auslegung für Systemeffizienz.

Empfohlene Prüfaufträge

Bypass-Ventil-Funktionskontrolle: Vor-Ort-Prüfung der 3-Wege-Bypass-Ventil-Position und – Durchflusscharakteristik bei verschiedenen Lastfällen; Überprüfung, ob Ventil bei Teillast korrekt moduliert oder in fester Stellung verbleibt; Verifizierung der Freeze-Protection-Einstellung (12,8°C nominal)

Durchflussmessung Primärkreis: Verifizierung der tatsächlichen Durchflussverteilung zwischen Primär- und Sekundärkreis mit kalibrierten Messgeräten; Quantifizierung der Bypass-Durchflussmenge bei typischen Betriebspunkten (Teillast 5–30%, mittlere Last 30–70%)

Entkopplungslogik-Analyse: Prüfung der hydraulischen Entkopplung (Common Pipe); Bewertung, ob bidirektonaler Durchfluss auftritt oder Entkopplung einseitig erfolgt; Identifikation von Optimierungspotenzialen bei der Entkopplungs-Strategie

Auslegungsreview: Vergleich der ursprünglichen Auslegungsannahmen (Kühllast, Temperaturspreizung, Durchflussmengen) mit den tatsächlichen Betriebsbedingungen; Identifikation von Abweichungen und deren Ursachen

Einzuzeichnende Fachgewerke

HLKSE-Planer (Hydraulik): Gesamtkoordination, hydraulische Systemanalyse, Auslegungsreview
Regelungstechniker: Analyse der Bypass-Ventil-Ansteuerung, PID-Parameterprüfung, Regelungsoptimierung
Messtechnik-Spezialist: Durchflussmessung mit kalibrierten Ultraschall- oder magnetisch-induktiven Durchflussmessern; Druckmessung; Temperaturverifizierung



HINWEIS ZUR BEWERTUNG

Die niedrige Primärkreis-Spreizung ist bei der vorliegenden Systemtopologie (Primär-/Sekundärsystem mit Bypass) **erwartungsgemäß** und stellt bei ordnungsgemäßer Bypass-Ventil-Funktion **keinen Fehler** dar. Eine Optimierung ist nur durch grundlegende Änderungen der Systemarchitektur (z. B. Entfernung der hydraulischen Entkopplung, Übergang zu reinem Sekundärsystem) oder durch Lastkonsolidierung auf weniger Kältemaschinen erreichbar. Vor Durchführung struktureller Maßnahmen sollte eine **Wirtschaftlichkeitsbetrachtung** durch qualifizierte Fachplaner erfolgen.

Die Prüfung durch Fachplaner dient primär der **Verifizierung der ordnungsgemäßen Funktion** der Bypass-Entkopplung und nicht der Behebung eines Fehlers.

Sekundärkreis – Niedrige Spreizung und Verbraucher-Ventil-Abstimmung

Beobachtung aus Abschnitt 5

Im Sekundärkreis beträgt die gemessene Spreizung **1,07 K** (Bereich –0,45 bis +4,12 K) gegenüber dem Auslegungswert von **5,6 K**. Dies entspricht **19% der Auslegungsspreizung**. Der Vorlauf liegt dabei bei **12,21°C**, was **5,01°C über dem Auslegungswert** (7,2°C) ist und nahe am Freeze-Protection-Minimum (12,8°C nominal) operiert.

Fachlicher Hintergrund

Niedrige Sekundärkreis-Spreizung deutet auf **hohe Durchflussraten bei geringer Wärmeabnahme** durch die Verbraucher (12 Luftbehandlungsgeräte) hin. Mögliche Ursachen sind:

Überdimensionierte Sekundärpumpen (Auslegung für Volllast, Betrieb bei mittlerer Last 32%)

Stark modulierte Verbraucher-Ventile (2-Wege-Ventile teilgeschlossen bei geringer Gebäudelast)

Unzureichende Differenzdruck-Regelung (DP-Sollwert 89,6 kPa möglicherweise zu hoch)

Hydraulische Unausgewogenheit (einzelne Verbraucher überversorgt, andere unversorgt)

Die Sekundärpumpen zirkulieren mehr Wasser, als die Verbraucher tatsächlich abnehmen, wodurch der spezifische Energieaufwand pro übertragener Wärmeeinheit drastisch erhöht ist.

I**NORMENBEZUG**

ASHRAE Guideline 36-2018 (Sekundärkreis-Regelung): Empfiehlt variable Durchflussregelung mit Differenzdruck-Reset basierend auf Ventilstellungen; niedrige ΔT als Indikator für hydraulischen Abgleichbedarf; Trim-and-Respond-Strategie zur Optimierung der Pumpendrehzahl.

VDI 2073 Blatt 1: Hinweis auf hydraulischen Abgleich und Ventilautorität ($>0,5$) zur Sicherstellung korrekter Durchflussverteilung; Verbraucher-Ventile sollen ausreichenden Einfluss auf Durchflussverteilung haben.

ASHRAE Standard 90.1-2019 (Abschnitt 6.5.4.2): Anforderung an variable Durchflussregelung mit Pumpendrehzahlmodulation bei reduzierter Last; Systeme >75 kW müssen variable Durchflussregelung implementieren.

Empfohlene Prüfaufträge

Verbraucher-Ventilstellung-Erfassung: Dokumentation der Ventilstellungen an allen 12 Luftbehandlungsgeräten über repräsentativen Zeitraum (mindestens 1 Woche bei typischen Betriebsbedingungen); Identifikation von Ventilen, die dauerhaft stark moduliert (teilgeschlossen, z. B. $<30\%$ Öffnung) sind; Korrelation der Ventilstellungen mit Zonenlasten

Hydraulischer Abgleich: Überprüfung der Verbraucher-Ventil-Dimensionierung; Berechnung der Autorität (Verhältnis Ventil-Druckverlust zu Gesamtdruckverlust im Strang); Anpassung der Kv-Werte (Durchflusskoeffizienten) bei Bedarf; Einsatz von Strangregulierventilen zur Optimierung der Durchflussverteilung

Differenzdruck-Sollwert-Optimierung: Kalibrierung des DP-Sensors (Hinweis: Messanomalie im Datensatz dokumentiert – Sensor zeigt $10,7 \times$ zu hohen Wert; vor-Ort-Kalibrierung zwingend erforderlich); Überprüfung des DP-Sollwerts (89,6 kPa Auslegung); schrittweise Absenkung unter Überwachung der Verbraucher-Versorgung

Pumpen-Betriebspunkt-Analyse: Erfassung der Pumpen-Förderhöhe und -Volumenstrom bei verschiedenen Lastfällen (Teillast, Mittellast, Spitzenlast); Abgleich mit Pumpen-Kennlinie; Identifikation ungünstiger Betriebspunkte (links vom Best Efficiency Point); Optimierung der VFD-Parameter

Einzubeziehende Fachgewerke

HLKSE-Planer (Hydraulik): Hydraulischer Abgleich, Ventilauslegung, DP-Sollwert-Optimierung

Gebäudeautomation-Spezialist: DP-Sensor-Kalibrierung, DP-Regelungslogik-Optimierung, Trim-and-Respond-Parametrierung

Hydraulischer Abgleich-Fachbetrieb: Vor-Ort-Durchführung des Abgleichs nach VDI 2073, Einregulierung der Strangregulierventile

Messtechnik-Spezialist: Verifizierung der DP-Messung mit kalibriertem Referenzmessgerät, Durchflussmessung an kritischen Verbrauchern



HINWEIS ZUR BEWERTUNG

Die niedrige Sekundärkreis-Spreizung ist **nicht normal** und deutet auf **konkreten Optimierungsbedarf** hin. Im Gegensatz zum Primärkreis (wo die niedrige Spreizung systembedingt durch Bypass-Entkopplung ist) kann im Sekundärkreis durch hydraulischen Abgleich und DP-Sollwert-Optimierung eine deutliche Verbesserung erreicht werden. Die Maßnahmen sind in der Regel mit **moderatem Aufwand** umsetzbar und haben kurze Amortisationszeiten.

Die Prüfung durch Fachplaner sollte **zeitnah erfolgen**, da die niedrige Spreizung auf ineffiziente Pumpenzirkulation hindeutet und laufende Mehrkosten verursacht.

Pumpenauslegung und spezifische Leistungsaufnahme

Beobachtung aus Abschnitt 5

Die Sekundärpumpe zeigt eine mittlere Leistungsaufnahme von **24,9 kW** (Bereich $5,6 \times 10^{-8}$ –53,64 kW) bei einem mittleren Durchfluss von **100,8 m³/h**. Die spezifische Pumpenleistung liegt damit bei geschätzt **247 W/(m³/h)** (mit Vorbehalt wegen Durchfluss-Sensor-Unsicherheit), was deutlich über typischen Benchmark-Werten für optimierte Systeme (**50–100 W/(m³/h)**) liegt.

Die Pumpe läuft kontinuierlich (Status: 100% der Zeit aktiv), moduliert jedoch die Drehzahl über einen weiten Bereich (mittlerer Lastfaktor **44%** bei 24,9 kW / 56 kW Nennkapazität). Die hohe Standardabweichung (20,84 kW) zeigt, dass die Pumpe dynamisch auf Laständerungen reagiert (VFD-Modulation aktiv).

Fachlicher Hintergrund

Eine hohe spezifische Pumpenleistung deutet auf **hohe hydraulische Widerstände** (Druckverluste im Rohrnetz, Armaturen, Verbraucher) oder **ungünstige Pumpenauslegung** (Betriebspunkt im ineffizienten Bereich der Kennlinie, links vom Best Efficiency Point) hin. Bei VFD-Pumpen kann auch eine **unzureichende Drehzahlregelung** (zu hoher DP-Sollwert, fehlende DP-Reset-Strategie) die Ursache sein.

Mögliche Ursachen im vorliegenden Fall:

Sekundärpumpen für Volllast (318 m³/h Auslegung) ausgelegt, aber bei mittlerer Last 32% (100,8 m³/h) betrieben
Hydraulische Widerstände im Sekundärkreis höher als ausgelegt (Engpässe, stark modulierte Ventile)
DP-Sollwert (89,6 kPa) möglicherweise zu hoch für tatsächliche Gebäudelast
Pumpe arbeitet im ungünstigen Bereich der Kennlinie (hoher Druck bei niedrigem Durchfluss)

I**NORMENBEZUG**

ASHRAE Standard 90.1-2019 (Abschnitt 6.5.4.1): Anforderung an variable Durchflussregelung; Pumpen >5 HP müssen bei 50% Durchfluss auf $\leq 30\%$ Motorleistung reduzieren (Affinity Law: $P \propto Q^3$); bei 32% Durchfluss sollte Leistung bei $\sim 3\%$ liegen, nicht bei 44%.

Hydraulic Institute Standards (Pump Affinity Laws): Pumpenleistung skaliert kubisch mit Drehzahl ($P \propto N^3$); Überdimensionierung führt zu unnötigem Energieverbrauch; Betrieb im ineffizienten Bereich (links vom BEP) reduziert Pumpenwirkungsgrad.

DIN EN 16798-5-1 (Energieeffizienz von Gebäuden): Hinweis auf korrekte Auslegung und Betriebsführung zur Energieeffizienz; Pumpen sollen im effizienten Bereich (80–110% des BEP) betrieben werden.

Empfohlene Prüfaufträge

Pumpen-Betriebspunkt-Erfassung: Messung der tatsächlichen Förderhöhe (mit kalibriertem Druckmessgerät) und Volumenstrom (mit kalibriertem Durchflussmessgerät) an den Sekundärpumpen bei verschiedenen Lastfällen; Dokumentation der VFD-Drehzahl (Hz oder %) zu jedem Betriebspunkt

Kennlinienabgleich: Vergleich der gemessenen Betriebspunkte mit der Hersteller-Pumpenkennlinie (Förderhöhe vs. Volumenstrom-Diagramm); Identifikation, ob Pumpe im ineffizienten Bereich (links von Best Efficiency Point, BEP) arbeitet; Überprüfung, ob Systemkennlinie mit Auslegung übereinstimmt

Druckverlust-Analyse: Quantifizierung der Druckverluste im Sekundärkreis-Rohrnetz, an Armaturen (Ventile, Filter, Regelventile) und Verbrauchern (Wärmetauscher in AHUs); Identifikation von Engpässen oder unnötig hohen Widerständen

VFD-Parameter-Optimierung: Prüfung der PID-Parameter des Frequenzumrichters (Proportional-, Integral-, Differentialanteil); Anpassung von Mindestdrehzahl (typisch 30–40%), Beschleunigungs-/Verzögerungsrampen und Hysterese bei Bedarf; Verifizierung, dass VFD im linearen Regelbereich arbeitet

Einzubeziehende Fachgewerke

HLKSE-Planer: Gesamtkoordination, Auslegungsreview, hydraulische Analyse

Pumpenhersteller-Servicetechniker: Pumpen-Betriebspunkt-Analyse, Kennlinienabgleich, Empfehlungen zur Optimierung

Regelungstechniker: VFD-Parameter-Optimierung, PID-Tuning, Regelungslogik-Anpassung

Messtechnik-Spezialist: Kalibrierte Druck- und Durchflussmessung, Verifizierung der Betriebspunkte



HINWEIS ZUR BEWERTUNG

Die erhöhte spezifische Pumpenleistung deutet auf **konkretes Optimierungspotenzial** hin, das durch Regelungsanpassungen (DP-Sollwert-Reduktion, VFD-Parameter-Optimierung) oder hydraulische Maßnahmen (Engpass-Beseitigung, hydraulischer Abgleich) adressierbar ist. Eine vollständige Pumpennachrüstung ist in der Regel **nicht erforderlich**, sofern die Pumpen korrekt dimensioniert sind und lediglich im ungünstigen Betriebspunkt arbeiten.

Die Maßnahmen sind typischerweise mit **moderatem Aufwand** umsetzbar (Regelungsanpassungen, hydraulische Optimierungen) und haben kurze Amortisationszeiten, da Pumpenenergie einen erheblichen Anteil am Gesamtverbrauch ausmacht (32% des Gesamtverbrauchs). Eine **detaillierte Wirtschaftlichkeitsberechnung durch qualifizierte Fachplaner** wird empfohlen.

Handlungsfeld 2: Teillastbetrieb und Kältemaschinen-Sequenzierung

Chronischer Teillastbetrieb und COP-Degradation

Beobachtung aus Abschnitt 5

Die Kältemaschine 1 arbeitet im Jahresmittel bei **4,8% Teillast** (28,18 kW mittlere Leistungsaufnahme gegenüber 586 kW Nennkapazität). In **72,6%** der Betriebsstunden liegt die Last unter 5% der Auslegungskapazität (praktisch Standby/Minimallast), während nur **8,3%** der Betriebszeit über 50% PLR (optimaler Effizienzbereich) stattfindet.

Der gemessene mittlere COP beträgt **3,5**, gegenüber dem Auslegungswert von **5,5** (Vollast). Dies entspricht einer Effizienzminderung von **36%** gegenüber dem Auslegungspunkt. Die saisonale Verteilung zeigt:

Winter (Jan–Mär): Mittlere Leistung 8,2 kW (1,4% PLR)

Sommer (Jun–Aug): Mittlere Leistung 62,3 kW (10,6% PLR)

Maximum: 232,5 kW (40% der Nennkapazität einer Maschine, 13,2% der Gesamtkapazität 1.758 kW)

Fachlicher Hintergrund

Zentrifugalkältemaschinen mit VSD-Kompressoren erreichen ihren besten COP bei **50–70% Teillast**. Bei sehr niedriger Teillast (unter 30%) sinkt der COP erheblich aufgrund:

Mechanischer Verluste: Lagerreibung, Kompressor-Slip, Ölförderpumpen-Grundlast

Thermodynamischer Ineffizienzen: Reduzierte Wärmeübertragung in Verdampfer/Kondensator durch niedrige Durchflussraten, ungünstige Druckverhältnisse

Taktungsstrafen: Bei extrem niedriger Last häufiges An-/Abschalten oder Dauerbetrieb bei Mindestlast

Die gemessene COP-Degradation auf **64% des Auslegungswerts** ($3,5 / 5,5 = 0,64$) ist für Zentrifugalkältemaschinen bei 4,8% mittlerer Teillast **plausibel** und entspricht Literaturwerten (ASHRAE Handbook gibt für 10% PLR typisch 60–70% des Vollast-COP an).

Die Ursache liegt in der **massiven Überdimensionierung** der Anlage (installierte Kapazität 1.758 kW übersteigt tatsächliche Spitzenlast 232,5 kW um **Faktor 7,6**). Dies kann zurückzuführen sein auf:

Konservative Auslegungsannahmen (Sicherheitszuschläge von 20–30% sind üblich)

Geänderte Gebäudenutzung seit Auslegung (reduzierte Belegung, energetische Sanierung)

Auslegung auf Extrembedingungen (Hitzewellen), die im Messzeitraum nicht auftraten

I NORMENBEZUG

ASHRAE Guideline 36-2018 (Addendum X – Chiller Sequencing): Empfiehlt Lastkonsolidierung durch Sequenzierungsstrategien bei Mehrmaschinenanlage; Betrieb im effizienten Teillastbereich (PLR 0,30–0,70) anstreben; bei mehreren Aggregaten: Lastkonsolidierung auf ein Aggregat bei niedriger Gesamtlast statt paralleler Betrieb mehrerer im Minimallastbereich.

DIN EN 15232-1:2017 (Energieeffizienz-Klassen für Gebäudeautomation): Klasse A (hocheffizient) erfordert adaptive Regelungsstrategien zur Betriebsoptimierung bei schwankenden Lasten; Sequenzierungslogik soll Aggregate im effizienten Bereich betreiben.

VDI 2067 Blatt 1 (Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen): Hinweis auf Relevanz der Teillastcharakteristik bei Anlagenauslegung und Betrieb; Überdimensionierung führt zu Effizienzverlusten und erhöhten Betriebskosten.

Empfohlene Prüfaufträge

Kühllastberechnung-Update: Aktualisierung der ursprünglichen Kühllastberechnung basierend auf tatsächlichen Gebäudenutzungs- und Klimadaten; Abgleich Soll-Ist; Identifikation von Abweichungen (Belegung, interne Lasten, Nutzungszeiten); Quantifizierung der tatsächlich erforderlichen Kälteleistung

Sequenzierungslogik-Analyse: Dokumentation der aktuellen Kältemaschinen-Staging-Logik (Zuschaltkriterien, Abschaltkriterien, Mindestlaufzeiten, Wartezeiten zwischen Stufen); Identifikation von Optimierungspotenzialen (z. B. Staging-Schwellen anpassen, Lastzuteilung optimieren)

Lastkonsolidierungs-Szenarien: Simulation verschiedener Sequenzierungsstrategien: (a) Betrieb einer Kältemaschine bei höherer Last (20–40% PLR) statt paralleler Betrieb zweier bei niedriger Last (5–10% PLR), (b) Prüfung, ob Einzelmachine Spitzenlastfall (232,5 kW) ohne Überlastung bedienen kann, (c) Bewertung von Ausfallsicherheits-Anforderungen (Redundanz)

COP-Mapping: Erstellung einer Teillast-COP-Kennlinie basierend auf Herstellerdaten (ARI-Zertifizierung, Hersteller-Performance-Kurven); Identifikation des optimalen Lastbereichs (typisch 50–70% PLR); Abgleich mit tatsächlichen Betriebspunkten

Einzubeziehende Fachgewerke

HLKSE-Planer (Kältetechnik): Kühllastberechnung, Sequenzierungslogik-Optimierung, Gesamtkoordination

Kältemaschinen-Hersteller-Service: COP-Mapping, Herstellerdaten (ARI-Zertifizierung), Empfehlungen für optimalen Lastbereich, Mindestlast-Verifizierung (typisch 10–15% PLR)

Gebäudeautomation-Spezialist: Umsetzung optimierter Sequenzierungslogik in Building Automation System (BAS), Staging-Parameter-Anpassung, Monitoring-Konzept

Energieberater: Abgleich mit ursprünglicher Kühllastberechnung, Identifikation von Abweichungen, Bewertung von Gebäudenutzungs-Änderungen

HINWEIS ZUR BEWERTUNG

Die niedrige mittlere Auslastung (4,8%) deutet darauf hin, dass die **Anlage für die tatsächliche Gebäudelast deutlich überdimensioniert** ist. Dies kann auf konservative Auslegungsannahmen, geänderte Gebäudenutzung oder klimatische Bedingungen zurückzuführen sein. Eine **Optimierung der Sequenzierung** kann die Effizienz verbessern (COP-Steigerung durch Betrieb im günstigeren Teillastbereich), beseitigt jedoch nicht die grundlegende Überdimensionierung.

Die Prüfung durch Fachplaner sollte klären:

- Ob die ursprüngliche Auslegung korrekt war oder auf unrealistischen Annahmen basierte
- Ob sich die Gebäudenutzung seit Auslegung wesentlich geändert hat
- Ob bei sehr niedriger Last einzelne Kältemaschinen dauerhaft außer Betrieb genommen werden können (Redundanz-Anforderungen beachten)

Eine **detaillierte Wirtschaftlichkeitsberechnung durch qualifizierte Fachplaner** wird empfohlen.

Überprüfung der Auslegungsannahmen

Beobachtung

Die installierte Gesamtkapazität beträgt **1.758 kW** ($3 \times 586 \text{ kW}$). Die gemessene maximale Leistungsaufnahme (Spitzenlast) beträgt **232,5 kW** (40% der Nennkapazität einer einzelnen Kältemaschine), was **13,2%** der Gesamtkapazität entspricht. Das System erreicht **nie Volllast**.

Selbst während der Sommermonate (Juni–August), der Hauptkühlsaison, liegt die mittlere Leistung bei nur **62,3 kW** (10,6% PLR). Dies bedeutet, dass selbst an Spitzenlasttagen nur etwa **10% der installierten Kapazität** benötigt werden.

Fachlicher Hintergrund

Eine derart niedrige Auslastung ist untypisch und deutet darauf hin, dass entweder:

Die Auslegung auf Extrembedingungen (Hitzewellen, maximale Personenbelegung, maximale IT-Lasten) erfolgte, die im Messzeitraum nicht auftraten

Die Gebäudenutzung sich seit Auslegung geändert hat (z. B. reduzierte Belegung, energetische Sanierung, moderne IT-Geräte mit geringerem Wärmeeintrag)

Konservative Sicherheitszuschläge (20–30% sind üblich) in Kombination mit günstigen klimatischen Bedingungen (Chicago ASHRAE-Klimazone 5A) zu einer massiven Überdimensionierung führten

Die gemessene maximale Außentemperatur beträgt **26,9°C**, während die ASHRAE-Auslegungstemperatur für Chicago bei **33,3°C** (0,4% Design Dry-Bulb) liegt. Dies bedeutet, dass die Auslegungstemperatur im Messjahr **nicht erreicht** wurde, was die Überdimensionierung unterstreicht.

Empfohlene Prüfaufträge

Auslegungsdokumentation-Review: Einsicht in die ursprüngliche Kühllastberechnung (Planungsdokumente, Berechnungstool, Annahmen); Identifikation der zugrunde gelegten Annahmen: Personenbelegung (Personen/m², W/Person), interne Lasten (IT-Geräte W/m², Beleuchtung W/m²), Nutzungszeiten, Klimadaten, Sicherheitszuschläge

Gebäudenutzung-Verifizierung: Abgleich der aktuellen Gebäudenutzung mit den Auslegungsannahmen; Erfassung von Änderungen: Personenzahl (Ist vs. Soll), IT-Lasten (moderne Server/PCs mit geringerem Wärmeeintrag), Nutzungszeiten (Homeoffice-Anteil), Belegungsstatistiken; Prüfung, ob energetische Sanierungen seit Auslegung durchgeführt wurden

Klimadaten-Vergleich: Vergleich der tatsächlichen Klimadaten im Messzeitraum mit den Auslegungswerten (ASHRAE 0,4% Design Dry-Bulb 33,3°C); Identifikation von Abweichungen; Prüfung, ob Messjahr untypisch mild war oder Auslegung auf unrealistische Extrembedingungen basierte

Spitzenlast-Analyse: Detaillierte Analyse der Tage mit höchster Kältemaschinen-Leistung (Juli/August 2018); Identifikation der Lastcharakteristik (kurze Spitzen vs. anhaltende Hochlast); Korrelation mit Außentemperatur, Tageszeit, Wochentag; Verifizierung, ob Spitzenlast tatsächlich durch Gebäudelast getrieben ist

Einzubeziehende Fachgewerke

HLKSE-Planer: Auslegungsreview, Kühllastberechnung-Update, Klimadaten-Analyse

Gebäudebetreiber: Information über Nutzungsänderungen, Belegungsstatistiken, Betriebszeiten

Energieberater: Identifikation energetischer Sanierungsmaßnahmen (Gebäudehülle, IT-Infrastruktur), die seit Auslegung durchgeführt wurden

Architekt/Bauherr: Zugang zu ursprünglichen Planungsdokumenten, Auslegungsberichten



HINWEIS ZUR BEWERTUNG

Sofern sich die Gebäudenutzung oder -hülle seit Auslegung nicht wesentlich geändert hat, deutet die niedrige Auslastung auf **sehr konservative Auslegungsannahmen** hin. Dies ist bei Großprojekten nicht unüblich (Sicherheitszuschläge von 20–30% sind gängig), führt jedoch zu Effizienzeinbußen im Teillastbetrieb. Eine **Neubewertung der tatsächlich erforderlichen Kapazität** wird empfohlen.

Bei Bestätigung der massiven Überdimensionierung sollten folgende Optionen geprüft werden:

Dauerhafte Abschaltung einzelner Aggregate (Redundanz-Anforderungen beachten)

Anpassung der Sequenzierungslogik zur Lastkonsolidierung auf weniger Aggregate

Langfristig: Prüfung einer Kapazitätsreduzierung durch Anlagenerneuerung (bei nächstem Investitionszyklus)

Eine **detaillierte Wirtschaftlichkeitsberechnung durch qualifizierte Fachplaner** wird empfohlen.

Handlungsfeld 3: Kühlurm-Performance und Wasserqualität

Approach-Temperatur und Füllkörper-Zustand

Beobachtung aus Abschnitt 5

Die geschätzte Approach-Temperatur des Kühlturms liegt bei **6–8 K** (Sommer), gegenüber dem Auslegungswert von **3,9 K**. Gleichzeitig liegt die Kühlurm-Austrittstemperatur im Mittel bei **16,77°C** (Bereich 11,57–29,75°C), was **1,3°C unter dem Sollwert** (18,08°C Mittel) liegt. Die Lüfterdrehzahl beträgt im Mittel nur **21%** der Nennleistung, während die Leistungsaufnahme bei **1,40 kW** (9,4% der Nennkapazität 14,9 kW) liegt.

Hinweis zur Approach-Berechnung: Die exakte Approach-Temperatur (Differenz zwischen Kühlurm-Austritt und Außenluft-Feuchttemperatur) kann aufgrund eines Feuchttemperatur-Sensor-Artefakts (Maximum 35°C überschreitet Trockentemperatur-Maximum 26,9°C) nicht präzise berechnet werden. Die Schätzung basiert auf einem Trockentemperatur-Proxy (Trockentemperatur – 6°C ≈ Feuchttemperatur in ASHRAE-Klimazone 5A). Die Trend-Aussage (Approach über Auslegung) bleibt jedoch gültig.

Fachlicher Hintergrund

Die Approach-Temperatur ist die Differenz zwischen Kühlurm-Austritt und Außenluft-Feuchttemperatur und ist ein **Maß für die Wärmeübertragungseffizienz** des Kühlurms. Eine erhöhte Approach deutet auf **reduzierte Wärmeübertragung** hin, was verursacht werden kann durch:

Verschmutzung der Füllkörper: Kalkabscheidungen, Schlamm, biologischer Bewuchs reduzieren die Kontaktfläche zwischen Wasser und Luft

Biologischer Bewuchs: Algen, Bakterien bilden Biofilm auf Füllkörpern und Drift-Eliminator

Unzureichender Luftdurchsatz: Lüfter defekt, Lufteintrittsöffnungen blockiert, Drift-Eliminator verschmutzt

Füllkörper-Degradation: Mechanische Beschädigung, Alterung, Verformung reduzieren Wärmeübertragungsleistung

Die Tatsache, dass die Kühlurm-Austrittstemperatur **unter dem Sollwert** liegt (16,77°C vs. 18,08°C), zeigt jedoch, dass der Kühlurm **grundsätzlich funktioniert** und nicht vollständig ausgefallen ist. Die niedrige Lüfterdrehzahl (21% Mittel) deutet auf **konservative Lüfterregelung** oder **Kühlurm-Überdimensionierung** hin.

Mögliche Interpretationen:

Kühlurm ist für tatsächliche Last überdimensioniert (Auslegung 732 kW vs. mittlere Last ~100–150 kW thermisch)

PID-Regelparameter der Lüfterdrehzahl sind konservativ eingestellt (niedrige Verstärkung, lange Integrationszeit)

Füllkörper sind partiell verschmutzt, aber Lüfter kompensiert durch niedrigere Drehzahl (niedrigere Austrittstemperatur erreicht)

I

NORMENBEZUG

Cooling Technology Institute (CTI) Guidelines: Approach-Temperaturen von 2,8–5,6 K gelten als typisch für offene Gegenstrom-Kühlürme; Abweichungen >2 K vom Auslegungswert deuten auf Wartungsbedarf oder Regelungsoptimierung hin; CTI-Standard-Performance-Tests zur Verifizierung der Kühlurm-Leistung.

ASHRAE Handbook – HVAC Systems and Equipment (Kapitel 40): Beschreibt Approach als Schlüsselparameter für Kühlurm-Effizienz; Verschlechterung durch Verschmutzung, biologischen Bewuchs oder unzureichenden Luftdurchsatz; empfiehlt regelmäßige Reinigung und Wasserqualitätskontrolle.

VDI 2047 Blatt 2 (Verdunstungskühlungen – Hygiene): Hinweis auf regelmäßige Inspektion und Reinigung zur Aufrechterhaltung der Wärmeübertragungsleistung; Anforderung an mikrobiologische Untersuchungen zur Legionellen-Prävention.

Empfohlene Prüfaufträge

Kühlurm-Sichtprüfung: Vor-Ort-Begehung des Kühlurms (Sicherheitsvorschriften beachten); Sichtprüfung der Füllkörper auf Verschmutzung (Kalkabscheidungen, Schlamm), Verkalkung (weiße Ablagerungen), biologischen Bewuchs (grüne/braune Verfärbungen, glitschige Oberflächen); Prüfung des Drift-Eliminators auf Verstopfung oder Beschädigung; Prüfung der Wasserverteilung (Düsen, Sprühköpfe) auf korrekte Funktion

Performance-Test: Durchführung eines Kühlurm-Leistungstests nach CTI-Standardverfahren unter kontrollierten Bedingungen; Messung von Luftdurchsatz (Flügelrad-Anemometer), Wasserdurchsatz (kalibriertes Durchflussmessgerät), Eintritts-/Austrittstemperaturen (kalibrierte Temperatursensoren), Außenluft-Feuchttemperatur (Psychrometer); Berechnung der tatsächlichen Approach-Temperatur und Vergleich mit Auslegung

Wasserqualitäts-Analyse: Probenahme und Laboranalyse des Kühlurmwassers; Parameter: Kalkabscheidung (Härte, Calcium-/Magnesium-Ionen), Leitfähigkeit, pH-Wert, biologische Aktivität (Koloniezahl, Legionellen); Vergleich mit VDI 2047 Blatt 2 Grenzwerten; Identifikation von Wasseraufbereitungs-Optimierungsbedarf

Lüfterregelung-Optimierung: Analyse der PID-Parameter der Lüfterdrehzahl-Regelung (Proportional-, Integral-, Differentialanteil); Überprüfung, ob Sollwert-Strategie (Feuchttemperatur + 4,4 K) korrekt umgesetzt ist; Identifikation von Optimierungspotenzialen (z. B. aggressivere PID-Einstellung zur Reduktion der Sollwert-Unterschreitung)

Einzubeziehende Fachgewerke

Kühlurm-Wartungsspezialist: Sichtprüfung, Performance-Test (CTI-Standard), Füllkörper-Reinigung, Drift-Eliminator-Inspektion

Wassertechnik-Fachbetrieb: Wasserqualitätsanalyse, Wasseraufbereitungs-Optimierung, Chemikalien-Dosierung (Biozide, Korrosionsinhibitoren)

Regelungstechniker: Lüfterregelung-Analyse, PID-Parameter-Optimierung, Sollwert-Strategie-Verifizierung

Hygiene-Sachverständiger: Mikrobiologische Untersuchungen, Legionellen-Prävention, VDI 2047 Blatt 2 Compliance



HINWEIS ZUR BEWERTUNG

Die erhöhte Approach-Temperatur deutet auf **konkreten Wartungsbedarf** hin. Eine Reinigung der Füllkörper und Optimierung der Wasserqualität kann die Approach-Temperatur in Richtung Auslegungswert (3,9 K) verbessern. Die Tatsache, dass die Kühlurm-Austrittstemperatur **unter dem Sollwert** liegt (16,77°C vs. 18,08°C), zeigt jedoch, dass der Kühlurm **grundsätzlich funktioniert** und nicht vollständig ausgefallen ist.

Die Prüfung durch Fachplaner sollte klären:

- Ob die erhöhte Approach durch Verschmutzung oder durch konservative Regelung verursacht ist
- Ob die niedrige Lüfterdrehzahl (21% Mittel) auf Überdimensionierung oder Regelungsoptimierung hindeutet
- Ob Wasserqualitäts-Maßnahmen (Enthärtung, Biozide) erforderlich sind (VDI 2047 Blatt 2)

Eine **zeitnahe Vor-Ort-Prüfung** wird empfohlen, da Verschmutzung und biologischer Bewuchs progressiv fortschreiten und bei Nichtbehandlung zu erheblichen Leistungsverlusten führen können.

Wasseraufbereitung und biologischer Bewuchs

Beobachtung

Im Messzeitraum wurden keine Wasserqualitätsdaten erfasst. Die erhöhte Approach-Temperatur (6–8 K vs. 3,9 K Auslegung) kann auf **unzureichende Wasseraufbereitung** (Kalkabscheidung, biologischer Bewuchs, fehlende Biozide) hindeuten.

Fachlicher Hintergrund

Offene Kühltürme sind anfällig für **Kalkabscheidung** (bei hartem Wasser), **biologischen Bewuchs** (Algen, Bakterien, Legionellen) und **Korrosion** (bei unzureichendem pH-Wert oder fehlenden Inhibitoren). Eine korrekte Wasseraufbereitung ist essenziell für:

Aufrechterhaltung der Kühlurm-Performance: Kalkabscheidungen und Biofilm reduzieren Wärmeübertragung

Hygienische Betriebssicherheit: Legionellen-Prävention zur Vermeidung von Gesundheitsrisiken

Anlagenlebensdauer: Korrosionsschutz für Rohrleitungen, Wärmetauscher, Kühlurm-Komponenten

Typische Wasseraufbereitungs-Maßnahmen umfassen:

Enthärtung: Reduzierung der Calcium-/Magnesium-Ionen zur Vermeidung von Kalkabscheidungen

Biozide: Dosierung von Desinfektionsmitteln (Chlor, Brom, Ozon) zur Kontrolle des biologischen Bewuchses

Korrosionsinhibitoren: Chemikalien zur Bildung von Schutzschichten auf Metalloberflächen

pH-Wert-Regulierung: Einstellung auf optimalen Bereich (typisch pH 7,5–8,5) zur Balance zwischen Korrosion und Kalkabscheidung

I

NORMENBEZUG

VDI 2047 Blatt 2 (Verdunstungskühllanlagen – Hygiene): Anforderungen an Planung, Bau, Betrieb und Instandhaltung von Verdunstungskühllanlagen; regelmäßige mikrobiologische Untersuchungen erforderlich (vierteljährlich bei Risikoanlagen); Legionellen-Grenzwerte: <100 KBE/100 ml (normal), 100–1000 KBE/100 ml (Maßnahmen erforderlich), >1000 KBE/100 ml (sofortige Maßnahmen).

VDI 2035 Blatt 1 (Vermeidung von Schäden in Warmwasser-Heizungsanlagen – Steinbildung): Hinweis auf Wasseraufbereitung zur Vermeidung von Kalkabscheidung; Härtegrad-Anforderungen abhängig von Anlagengröße und Betriebstemperatur.

DVGW-Arbeitsblatt W 551 (Technische Maßnahmen zur Verminderung des Legionellenwachstums): Hinweis auf hygienische Anforderungen bei wasserführenden Systemen; Temperaturbereich 25–45°C ist kritisch für Legionellen-Wachstum.

Empfohlene Prüfaufträge

Wasseraufbereitungs-Konzept-Review: Prüfung des aktuellen Wasseraufbereitungskonzepts (sofern vorhanden); Dokumentation der eingesetzten Chemikalien (Biozide, Korrosionsinhibitoren, Enthärtungsmittel), Dosiermengen, Dosierintervalle, Dosiersysteme (automatisch vs. manuell); Verifizierung, ob Konzept den Normen (VDI 2047 Blatt 2, VDI 2035) entspricht

Wasserqualitäts-Monitoring: Einrichtung eines kontinuierlichen Wasserqualitäts-Monitorings mit Online-Messgeräten (Leitfähigkeit, pH-Wert, Temperatur, ggf. Redox-Potenzial); regelmäßige Laboranalysen (monatlich): Härte, Calcium/Magnesium, Chlorid, Sulfat, Gesamtkoloniezahl; Dokumentation der Messwerte und Vergleich mit Soll-Bereichen

Biologische Untersuchung: Mikrobiologische Analyse des Kühlurmwassers auf Legionellen, aerobe mesophile Koloniezahl, Algen; Probenahme an mehreren Stellen (Basin, Zulauf, Ablauf); Einhaltung der Grenzwerte nach VDI 2047 Blatt 2 prüfen; bei Überschreitung: sofortige Desinfektionsmaßnahmen einleiten (Schockchlorierung, thermische Desinfektion)

Wartungsplan-Aktualisierung: Überarbeitung des Kühlturn-Wartungsplans; Festlegung von Reinigungsintervallen (Füllkörper, Basin, Drift-Eliminator): mindestens jährlich, bei Verschmutzung häufiger; Wasserqualitätsprüfungen: quartalsweise (mikrobiologisch), monatlich (chemisch); Dokumentation aller Wartungsarbeiten (Wartungsbuch)

Einzubeziehende Fachgewerke

Wassertechnik-Fachbetrieb: Wasseraufbereitungs-Optimierung, Chemikalien-Dosierung, Dosiersysteme (automatisch), Wasserqualitäts-Monitoring-Konzept

Hygiene-Sachverständiger: Mikrobiologische Untersuchungen, Legionellen-Prävention, VDI 2047 Blatt 2 Compliance, Risikobewertung

Kühlturn-Wartungsspezialist: Umsetzung des Wartungsplans, Reinigung, Desinfektion, Probenahme



HINWEIS ZUR BEWERTUNG

Die Wasserqualität ist ein **kritischer Faktor** für die Kühlturn-Performance und die hygienische Betriebssicherheit. Eine regelmäßige Überwachung und Anpassung der Wasseraufbereitung ist **essenziell**. Die VDI 2047 Blatt 2 fordert regelmäßige Prüfungen (vierteljährlich mikrobiologisch, monatlich chemisch), um Legionellen-Risiken zu minimieren und Kalkabscheidungen zu vermeiden.

Die Prüfung durch Fachplaner sollte klären:

- Ob aktuell ein Wasseraufbereitungs-Konzept existiert und ordnungsgemäß umgesetzt wird
- Ob mikrobiologische Untersuchungen regelmäßig durchgeführt werden (VDI 2047 Blatt 2 Compliance)
- Ob Legionellen-Grenzwerte eingehalten werden oder Maßnahmen erforderlich sind

Eine **zeitnahe Prüfung** wird empfohlen, da unzureichende Wasseraufbereitung zu progressiver Verschlechterung der Kühlturn-Performance und potenziellen Gesundheitsrisiken führen kann.

Handlungsfeld 4: Pumpen-Drehzahlregelung und VFD-Nachrüstung

Kondensatorpumpen im Dauerbetrieb

Beobachtung aus Abschnitt 5

Die Kondensatorpumpen (Umwälzung zwischen Kältemaschine und Kühlturn) zeigen eine mittlere Leistungsaufnahme von **23,5 kW** (Bereich 7,61–141,96 kW) bei einem mittleren Durchfluss von **82,4 m³/h** (23% der Auslegung von 365 m³/h). Die Pumpen laufen vermutlich **konstant mit unveränderter Drehzahl** (Konstant-Drehzahl-Ausführung vermutet). Der Lastfaktor beträgt **70%** der Nennleistung (23,5 kW / 33,6 kW), während die Kältemaschinen-Last im Mittel nur **4,8%** beträgt (28,18 kW / 586 kW).

Die relativ geringe Variabilität der Leistungsaufnahme (Standardabweichung 26,84 kW trotz stark variierender Kältemaschinen-Last) deutet auf **On/Off-Staging** einzelner Pumpen hin (nicht kontinuierliche VFD-Modulation).

Fachlicher Hintergrund

Konstant-drehzahlgeregelte Pumpen laufen auch bei niedriger Last mit voller Leistung und fördern den Volumenstrom durch **Drosselung** (Ventile) statt durch Drehzahlreduktion. Dies führt zu hohen Energieverlusten, da:

Die Pumpenleistung **kubisch mit der Drehzahl** skaliert ($P \propto N^3$)

Bei Halbierung des Durchflusses durch Drosselung die Leistung nahezu konstant bleibt

Bei Halbierung der Drehzahl (über VFD) die Leistung auf ~12,5% reduziert würde ($0,5^3 = 0,125$)

Beispielrechnung (hypothetisch):

Bei 50% Durchfluss (konstante Drehzahl + Drosselung): Leistung ~80–90% der Nennleistung

Bei 50% Durchfluss (VFD-Drehzahlregelung): Leistung ~12,5% der Nennleistung

Einsparpotenzial: ~70–80% der Pumpenleistung

Die gemessenen Werte zeigen:

Mittlere Leistung 23,5 kW (70% der Nennleistung) bei mittlerer Kältemaschinen-Last 28,18 kW (4,8% PLR)

Parasitäres Verhältnis: Kondensatorpumpen verbrauchen **83%** der Kältemaschinen-Leistung ($23,5 \text{ kW} / 28,18 \text{ kW} = 0,83$)

Benchmark-Werte: 15–30%

I NORMENBEZUG

ASHRAE Guideline 36-2018 (Kondensatorkreis-Regelung): Empfiehlt variable Durchflussregelung für Kondensatorpumpen bei variablen Kältemaschinen-Lasten; Drehzahlmodulation zur Anpassung an tatsächliche Wärmeabfuhr; Staging-Logik zur Optimierung der Pumpenzahl bei Teillast.

ASHRAE Standard 90.1-2019 (Abschnitt 6.5.4.1): Anforderung an variable Durchflussregelung für Pumpen >5 HP (3,7 kW); Kondensatorpumpen mit 11,2 kW nominal müssen VFD-geregelt sein (sofern Code-Compliance erforderlich).

Hydraulic Institute Standards (Affinity Laws): Hinweis auf Energieeinsparung durch Drehzahlregelung ($P \propto N^3$); bei variablen Lasten können Einsparungen von 50–70% der Pumpenenergie erreicht werden.

Empfohlene Prüfaufträge

Pumpen-Typ-Verifizierung: Vor-Ort-Prüfung der Kondensatorpumpen; Dokumentation des Typs (Konstant-Drehzahl vs. VFD-Ausführung) anhand Typenschild, Hersteller-Dokumentation und Sichtprüfung (VFD-Schalschrank vorhanden?); Erfassung der Nennleistung, Nenndrehzahl, Pumpenkennlinie

Staging-Logik-Analyse: Dokumentation der Kältemaschinen-Staging-Sequenz (Zuschaltkriterien, Abschaltkriterien für Aggregate); Prüfung, ob Kondensatorpumpen parallel oder gestaffelt zugeschaltet werden; Identifikation von Optimierungspotenzialen bei der Staging-Logik

Mindestdurchfluss-Verifizierung: Anforderung der Kältemaschinen-Herstellerdaten; Ermittlung des minimalen Kondensator-Durchflusses zur Sicherstellung ausreichender Kühlung (typisch 40–60% des Nenn-Durchflusses); Verifizierung, dass VFD-Regelung diesen Mindestdurchfluss einhalten kann

VFD-Wirtschaftlichkeitsprüfung: Kalkulation der potenziellen Energieeinsparung durch VFD-Nachrüstung (qualitativ: 50–70% der Pumpenenergie erreichbar); Investitionskosten-Abschätzung (VFD-Hardware, Installation, Inbetriebnahme); **detaillierte Wirtschaftlichkeitsberechnung durch qualifizierte Fachplaner** durchführen; Prüfung von Förderprogrammen

Einzubeziehende Fachgewerke

HLKSE-Planer: Gesamtkoordination, VFD-Nachrüstungs-Planung, Wirtschaftlichkeitsberechnung, Ausschreibung

Pumpenhersteller: Technische Beratung, VFD-Kompatibilität (mechanische Eignung der Pumpe für Drehzahlregelung), Kennlinien-Daten, Empfehlungen zu VFD-Dimensionierung

Kältemaschinen-Hersteller-Service: Mindestdurchfluss-Anforderungen, Freigabe für VFD-Betrieb (Herstellergarantie prüfen), Empfehlungen zur Regelungsstrategie

Elektrotechniker: VFD-Installation, elektrische Integration (Schaltschrank, Verkabelung, Sicherungen), Inbetriebnahme, Parametrierung



HINWEIS ZUR BEWERTUNG

Eine VFD-Nachrüstung der Kondensatorpumpen ist bei variabler Kältemaschinen-Last in der Regel **wirtschaftlich**, sofern die Pumpen die Kompatibilität erfüllen (mechanische Eignung für Drehzahlbetrieb, Mindestdrehzahl typisch 30–40%). Die tatsächliche Wirtschaftlichkeit hängt von den Investitionskosten (typisch 800–1.500 EUR/kW VFD-Leistung), der Betriebszeit (hier: 2.590 Stunden/Jahr) und den Energiepreisen ab und sollte durch einen **qualifizierten Fachplaner berechnet** werden.

Die Prüfung durch Fachplaner sollte klären:

- Ob die Pumpen tatsächlich Konstant-Drehzahl-Ausführung sind oder bereits VFD-geregelt (aber mit unzureichender Regelung)
- Ob die mechanische Eignung der Pumpen für VFD-Betrieb gegeben ist (Lagerbauart, Dichtungen, Mindestdrehzahl)
- Ob Herstellergarantien bei VFD-Nachrüstung bestehen bleiben (Kältemaschinen-Hersteller-Freigabe erforderlich)

Eine **zeitnahe Prüfung** wird empfohlen, da die hohe parasitäre Pumpenleistung (83% der Kältemaschinen-Leistung) auf erhebliches Einsparpotenzial hindeutet.

Differenzdruck-Regelung im Sekundärkreis

Beobachtung

Der Differenzdruck-Sensor im Sekundärkreis zeigt im Messdatensatz eine **Anomalie** (gemessene Werte 529–980 kPa, Mittel 956,5 kPa), die **10,7x höher** ist als der Auslegungssollwert (89,6 kPa). Die Messwerte sind daher **nicht verwendbar**, und die Differenzdruck-Regelung kann **nicht direkt verifiziert** werden.

Die vermutete Ursache ist ein Sensor-Kalibrierbereichsfehler (0–1000 kPa statt 0–100 kPa) oder falsche Einheitenkonvertierung (Pa \leftrightarrow kPa) im Simulationsmodell. Physikalisch sind 956 kPa (~9,6 bar) für Gebäudekälteverteilung **unmöglich** (typisch: 0,1–1,0 bar).

Fachlicher Hintergrund

Eine korrekte Differenzdruck-Regelung passt die Sekundärpumpen-Drehzahl an die tatsächliche Verbraucher-Anforderung an. Ist der DP-Sollwert zu hoch eingestellt, laufen die Pumpen mit unnötig hoher Drehzahl, wodurch Energie verschwendet wird. Ist er zu niedrig, kann die Versorgung der entferntesten Verbraucher unzureichend sein.

Die **Trim-and-Respond-Strategie** (ASHRAE Guideline 36-2018) passt den DP-Sollwert dynamisch an die Ventilstellungen an:

Wenn alle Verbraucher-Ventile >90% offen sind: DP-Sollwert erhöhen (mehr Druck erforderlich)

Wenn alle Verbraucher-Ventile <50% offen sind: DP-Sollwert reduzieren (zu viel Druck, Energie sparen)

Ziel: DP-Sollwert so niedrig wie möglich, aber ausreichend zur Versorgung aller Verbraucher

Die Sekundärpumpen-Leistungsaufnahme (24,9 kW Mittel bei 100,8 m³/h Durchfluss) deutet auf VFD-Modulation hin (Standardabweichung 20,84 kW zeigt dynamische Anpassung). Es ist jedoch unklar, ob die DP-Regelung ordnungsgemäß funktioniert oder ob die Pumpe nur lastabhängig moduliert (ohne DP-Feedback).

I

NORMENBEZUG

ASHRAE Guideline 36-2018 (Sekundärkreis-DP-Regelung): Empfiehlt Trim-and-Respond-Strategie zur dynamischen DP-Sollwert-Anpassung; Sollwert-Reduktion wenn Ventile stark moduliert; Sollwert-Erhöhung wenn Ventile nahe Vollöffnung; typische Anpassungsrate: $\pm 0,5$ kPa pro 5 Minuten.

VDI 2073 Blatt 1: Hinweis auf korrekte Differenzdruck-Regelung zur Sicherstellung gleichmäßiger Versorgung aller Verbraucher; DP-Sollwert abhängig von Anlagengröße, Rohrnetzwiderstand, entferntestem Verbraucher.

ASHRAE Standard 90.1-2019 (Abschnitt 6.5.4.2): Anforderung an variable Durchflussregelung mit DP-Reset (optional für bestimmte Anlagengrößen).

Empfohlene Prüfaufträge

DP-Sensor-Kalibrierung: Vor-Ort-Kalibrierung des Differenzdruck-Sensors mit kalibriertem Referenzmessgerät (digitales Manometer, Genauigkeit $\pm 0,5\%$ des Messbereichs); Vergleich der Messwerte bei verschiedenen Betriebspunkten; Korrektur der Sensor-Einstellung oder Austausch bei Abweichung $>5\%$; Verifizierung des Messbereichs (typisch 0–100 kPa oder 0–150 kPa für Gebäudeverteilung)

DP-Sollwert-Optimierung: Analyse des aktuellen DP-Sollwerts (89,6 kPa Auslegung); Überprüfung, ob dieser für die tatsächliche Gebäudelast angemessen ist (bei niedriger Last 30–50 kPa ausreichend); schrittweise Reduktion des Sollwerts (z. B. in 5-kPa-Schritten) unter **Überwachung der Verbraucher-Versorgung** (Raumtemperaturen, Komfortparameter, Ventilstellungen am entferntesten Verbraucher)

Trim-and-Respond-Logik-Verifizierung: Dokumentation der Trim-and-Respond-Pump-Staging-Logik (Zuschaltkriterium $>90\%$ Drehzahl für 30 min; Abschaltkriterium $<54\%$ für 30 min); Funktionsprüfung durch Beobachtung der Pumpendrehzahl bei verschiedenen Lastfällen; Verifizierung, dass Pumpe 2 bei Spitzenlast zugeschaltet wird

Verbraucher-Feedback-Monitoring: Erfassung der Ventilstellungen an entferntesten Verbrauchern (12 Luftbehandlungsgeräte) über repräsentativen Zeitraum (mindestens 1 Woche); Verifizierung, dass DP-Regelung ausreichende Versorgung sicherstellt (Ventile nicht dauerhaft nahe Vollöffnung); Identifikation von Verbrauchern mit unzureichender Versorgung

Einzubeziehende Fachgewerke

Gebäudeautomation-Spezialist: DP-Sensor-Kalibrierung, DP-Regelungslogik-Optimierung, Trim-and-Respond-Parametrierung, BAS-Anpassungen

HLKSE-Planer: DP-Sollwert-Optimierung, Verbraucher-Anforderungen, hydraulische Analyse, Gesamtkoordination

Messtechnik-Spezialist: DP-Sensor-Austausch (falls Kalibrierung erfolglos), kalibrierte Referenzmessung, Verifizierung der DP-Messung

HINWEIS ZUR BEWERTUNG

Die DP-Regelung ist ein **zentraler Effizienzfaktor** für variable Durchflusssysteme. Eine korrekte Einstellung des DP-Sollwerts kann den Pumpenenergieaufwand um **10–20%** reduzieren, da die Pumpenleistung kubisch mit der Drehzahl skaliert ($P \propto N^3$). Die Sensor-Anomalie im Datensatz macht eine **vor-Ort-Kalibrierung zwingend erforderlich**.

Die Prüfung durch Fachplaner sollte klären:

- Ob der DP-Sensor korrekt kalibriert ist oder ausgetauscht werden muss
- Ob der DP-Sollwert (89,6 kPa) für die tatsächliche Gebäudelast zu hoch ist und reduziert werden kann
- Ob die Trim-and-Respond-Logik ordnungsgemäß funktioniert (Verbraucher-Feedback-Monitoring)

Eine **zeitnahe Kalibrierung** wird empfohlen, da ohne funktionierende DP-Messung keine präzise Regelung und Optimierung möglich ist.

Empfohlenes Vorgehen für Fachplaner

Priorisierung der Handlungsfelder

Basierend auf der **Dringlichkeit** und dem zu erwartenden **Optimierungspotenzial** wird folgende Priorisierung empfohlen:

Priorität 1 (zeitnah umzusetzen)

- DP-Sensor-Kalibrierung (Sekundärkreis): ZWINGEND ERFORDERLICH** zur Verifizierung der Differenzdruck-Regelung und Optimierung des DP-Sollwerts; ohne funktionierende DP-Messung keine präzise Regelung möglich
- Kühlturm-Inspektion:** Prüfung der Füllkörper, Wasserqualität, biologischer Bewuchs; Wartungsbedarf abklären; VDI 2047 Blatt 2 Compliance sicherstellen (Legionellen-Prävention)
- Kühllastberechnung-Update:** Abgleich Auslegung vs. Ist-Bedarf; Grundlage für weitere Optimierungen (Sequenzierung, Kapazitätsanpassung); Klärung der massiven Überdimensionierung (Faktor 7,6)

Priorität 2 (mittelfristig prüfen)

- Hydraulischer Abgleich (Sekundärkreis):** Optimierung der Verbraucher-Ventile, Verbesserung der Temperaturspreizung (1,07 K vs. 5,6 K Auslegung); Reduktion der parasitären Pumpenlasten
- Sequenzierungslogik-Optimierung:** Anpassung der Kältemaschinen-Staging-Logik zur Lastkonsolidierung; Betrieb im effizienten Teillastbereich (PLR 0,30–0,70 statt aktuell 0,05)
- Kondensatorpumpen-VFD-Prüfung:** Wirtschaftlichkeitsbetrachtung für VFD-Nachrüstung (Einsparpotenzial 50–70% der Pumpenenergie); Pumpen-Typ-Verifizierung (Konstant-Drehzahl vs. bereits VFD)

Priorität 3 (langfristig erwägen)

- Primärkreis-Hydraulik-Review:** Bewertung der hydraulischen Entkopplung (Common Pipe); Prüfung grundlegender Systemänderungen (nur bei umfassender Sanierung sinnvoll); niedrige Primärkreis-Spreizung ist systembedingt und **kein Fehler**

Vorlauftemperatur-Reset-Optimierung: Feintuning der Reset-Parameter (aktuell bereits gut funktionierende Regelung mit $\pm 0,1\text{--}0,5^\circ\text{C}$ Tracking-Fehler); keine dringende Optimierung erforderlich

Zeitlicher Ablauf und Koordination

Phase 1: Vor-Ort-Begehung und Verifizierung (Zeitrahmen: 1–2 Wochen)

Besichtigung aller Hauptkomponenten (Kältemaschinen, Kühlтурm, Pumpen, Regelungseinrichtungen, Hydraulik)
Stichproben-Messungen zur Verifizierung der Messdaten-Befunde (Temperaturen, Durchflüsse, Drücke)
Dokumentation der aktuellen Regeleinstellungen (Sollwerte, PID-Parameter, Staging-Logik)
Kritische Verifizierung: DP-Sensor-Kalibrierung (zwingend erforderlich)

Phase 2: Detailanalyse priorisierter Auffälligkeiten (Zeitrahmen: 2–4 Wochen)

DP-Sensor-Kalibrierung und DP-Regelung-Analyse: Kalibrierung mit Referenzmessgerät, DP-Sollwert-Optimierung, Trim-and-Respond-Logik-Verifizierung
Kühlтурm-Performance-Test und Wasserqualitätsanalyse: CTI-Standard-Performance-Test, mikrobiologische Untersuchungen (Legionellen), Wasseraufbereitungs-Konzept-Review
Kühllastberechnung-Update und Auslegungsreview: Abgleich mit tatsächlichen Betriebsdaten, Identifikation von Abweichungen, Klärung der Überdimensionierung

Phase 3: Maßnahmenplanung (Zeitrahmen: 4–6 Wochen)

Entwicklung von Optimierungsszenarien (Regelungsanpassungen, hydraulische Maßnahmen, Wartung, VFD-Nachrüstung)
Simulation der Maßnahmen-Auswirkungen (qualitativ: Energie, Betriebsverhalten, Komfort)
Wirtschaftlichkeitsberechnung durch qualifizierte Fachplaner (Investition, Betriebskosten, Amortisation, Förderprogramme)
Priorisierung der Maßnahmen nach Kosten-Nutzen-Verhältnis

Phase 4: Umsetzung (Zeitrahmen: 6–12 Wochen, je nach Umfang)

Detailplanung, Ausschreibung, Vergabe (bei umfangreichen Maßnahmen)
Umsetzung ausgewählter Maßnahmen (Regelungsanpassungen, hydraulische Optimierungen, VFD-Nachrüstung, Kühlтурm-Wartung)
Inbetriebnahme und Funktionsprüfung (Verifizierung der Optimierungen)
Monitoring und Validierung (3–6 Monate): Erfolgskontrolle der Maßnahmen (Energieverbrauch, Komfort, Betriebsparameter)

Einbeziehende Fachgewerke und Koordination

Projektleitung: HLKSE-Planer mit Erfahrung in Kälteanlagen-Optimierung (Gesamtkoordination, Integration der Fachgewerke, Qualitätssicherung)

Fachgewerke:

HLKSE-Planer (Kältetechnik): Kühllastberechnung, Sequenzierung, COP-Mapping, Systemoptimierung

HLKSE-Planer (Hydraulik): Hydraulischer Abgleich, Pumpenauslegung, Durchflussanalyse, Druckverlust-Analyse

Gebäudeautomation-Spezialist: Regelungsoptimierung, DP-Sensor-Kalibrierung, BAS-Anpassungen, Trim-and-Respond-Parametrierung, Monitoring-Konzept

Kühlturm-Wartungsspezialist: Performance-Test (CTI-Standard), Füllkörper-Reinigung, Inspektion, Drift-Eliminator-Prüfung

Wassertechnik-Fachbetrieb: Wasserqualitätsanalyse, Wasseraufbereitungs-Optimierung, Chemikalien-Dosierung, Legionellen-Prävention

Pumpenhersteller-Service: Pumpen-Betriebspunkt-Analyse, Kennlinienabgleich, VFD-Beratung, mechanische Eignung für Drehzahlbetrieb

Kältemaschinen-Hersteller-Service: COP-Mapping, Mindestdurchfluss, Herstellerfreigaben für VFD-Betrieb, ARI-Zertifizierungs-Daten

Elektrotechniker: VFD-Installation (falls erforderlich), elektrische Integration, Schaltschrank-Anpassungen, Inbetriebnahme

Messtechnik-Spezialist: Durchflussmessungen, DP-Messungen, Sensor-Kalibrierung, kalibrierte Referenzmessgeräte

Hygiene-Sachverständiger: Mikrobiologische Untersuchungen, Legionellen-Prävention, VDI 2047 Blatt 2 Compliance

Koordination: Regelmäßige Abstimmungsrunden zwischen Projektleitung und Fachgewerken (wöchentlich während Umsetzung); transparente Dokumentation aller Befunde und Maßnahmen (Wartungsbuch, Protokolle); Qualitätssicherung durch unabhängigen Sachverständigen (optional bei umfangreichen Maßnahmen)

Abschließende Hinweise

Abgrenzung zur Wirtschaftlichkeitsberechnung

Dieser Bericht enthält **keine Wirtschaftlichkeitsberechnungen** (kWh-Einsparungen, EUR/CHF, ROI, Investitionskosten, Amortisationszeiten). Alle Empfehlungen sind **qualitativer Natur** und dienen als Grundlage für die weiterführende Planung durch Fachplaner. Wirtschaftliche Bewertungen sind **separat durch qualifizierte Fachplaner** durchzuführen und müssen aktuelle Energiepreise, Förderprogramme (BAFA, KfW, regionale Programme) und anlagenspezifische Randbedingungen berücksichtigen.

Die identifizierten Handlungsfelder zeigen **Optimierungspotenzial**, dessen quantitative Bewertung (kWh, EUR, ROI) im **Full Report** durch qualifizierte Fachplaner erfolgt.

Normative Verweise und Aktualität

Die in diesem Bericht zitierten Normen und Richtlinien (ASHRAE, VDI, DIN EN, CTI, DVGW) stellen den **Stand zum Zeitpunkt der Berichterstellung** dar (Februar 2026). Vor Durchführung von Maßnahmen ist zu prüfen, ob aktualisierte Versionen der Normen vorliegen. Die Anwendung der jeweils **gültigen nationalen Vorschriften** hat Vorrang vor internationalen Richtlinien.

Relevante Normen und Richtlinien:

VDI 2073 Blatt 1 (Raumluftechnik – Kälteanlagen): Hydraulische Auslegung, Spreizungsanforderungen

VDI 2047 Blatt 2 (Verdunstungskühlanlagen – Hygiene): Legionellen-Prävention, mikrobiologische Untersuchungen

VDI 2035 Blatt 1 (Steinbildung in Wasserheizungsanlagen): Wasseraufbereitung, Kalkabscheidung

VDI 2067 Blatt 1 (Wirtschaftlichkeit gebäudetechnischer Anlagen): Teillastcharakteristik, Betriebsoptimierung

ASHRAE Guideline 36-2018: High-Performance-Sequencing-Control, DP-Reset, Trim-and-Respond

ASHRAE Standard 90.1-2019: Energieeffizienz-Anforderungen für Gebäudetechnik

ASHRAE Handbook – HVAC Systems and Equipment: Low-Delta-T Syndrome, Kühlturn-Performance

DIN EN 15232-1:2017 (Gebäudeautomation – Energieeffizienz-Klassen): Adaptive Regelungsstrategien

DIN EN 12831 (Heizlastberechnung): Hydraulische Auslegung (analog für Kühllast)

Cooling Technology Institute (CTI) Guidelines: Kühlturn-Performance-Tests, Approach-Temperaturen

Hydraulic Institute Standards: Affinity Laws, Pumpenauslegung



HAFTUNGSAUSSCHLUSS

Alle Angaben in diesem Bericht erfolgen **ohne Gewähr**. Die dargestellten Auffälligkeiten basieren auf Messdatenanalysen (Simulationsdaten der Lawrence Berkeley National Laboratory FDD-Studie) und ersetzen **keine Vor-Ort-Begehung, keine technische Detailplanung und keine Wirtschaftlichkeitsberechnung**.

Die Verantwortung für die Umsetzung von Maßnahmen liegt beim Anlagenbetreiber und den beauftragten Fachunternehmen. Die Autoren dieses Berichts übernehmen keine Haftung für Schäden oder Folgeschäden, die aus der Anwendung oder Nichtanwendung der dargestellten Informationen entstehen.

Vor Durchführung von Maßnahmen ist eine **Prüfung und Planung durch qualifizierte Fachkräfte** (HLKSE-Planer, Anlagenmechaniker SHK, Gebäudetechnik-Ingenieure) erforderlich. Alle Empfehlungen sind als Hinweise zur weiteren Untersuchung zu verstehen und stellen keine verbindlichen Vorgaben dar.

Erstellungsdatum: Februar 2026 **Analysegegenstand:** LBNL FDD Chiller Plant (Simulationsdaten) **Messzeitraum:** 1.

Januar 2018 – 31. Dezember 2018 **Analysemethodik:** Phase 5 – IST-State Documentation, Phase 7 – Diagnostic Findings