HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	粉乳の空気輸送冷却に関する基礎研究
Author(s)	伊藤, 和彦
Citation	北海道大学農学部邦文紀要, 14(3), 201-209
Issue Date	1985-03-18
Doc URL	http://hdl.handle.net/2115/12017
Type	bulletin (article)
File Information	14(3)_p201-209.pdf

Instructions for use

Hokkaido University Collection of Scholarly and Academic Papers : HUSCAP

粉乳の空気輸送冷却に関する基礎研究

伊　藤　和　彦
(北海道大学農学部農畜産加工機械学教室)
(昭和59年4月28日受理)

Cooling Rates of Powder-Milk During Pneumatic Transportation

Kazuhiko ITOH
(Laboratory of Agricultural Process Engineering, Faculty of Agriculture, Hokkaido University, Sapporo, Japan)

I. 緒　　言

良品質な粉乳を能率良く生産するために粉乳の各製造工程を合理化する必要がある。筆者は試作した測定装置を用いて粉乳の物性値の一つである熱伝導率を材料温度，脂肪含有率，水分および充填度との関係について究明した[3]。この結果から粉乳の熱伝導率は市販の断熱材料に匹敵するほど低い値を示すことを知った。これは粉乳粒子間および粉乳粒子内部に多量の空気が存在することに起因している。したがって現在粉乳製造工場において使用されている大形噴霧乾燥機によって製造される粉乳を大量に静置堆積した状態で短時間に常温近くの温度まで冷却することは技術的に非常に困難である。噴霧乾燥機から排出される粉乳の品温は通常70～80°Cに達っしており[2]，かかる状態で長時間放置しておけば蛋白質の熱変性による溶解度の低下，脂肪の酸化による風味の低下および吸湿による固化などによって粉乳の品質は急速に劣化する。

現在粉乳の冷却法として流動層冷却法が開発されている[2]。本方法は高温度の粉乳に高圧大量の常温もしくは低温空気を送り粉乳を流動化させつつ冷却する方法であり，粉乳から空気への熱伝達率が大きく比較的短時間に粉乳の品温を低下させることが可能な方法である。しかし本方法は装置作製のイニシャルコストが高く，高圧空気を多量に使用するため多量のエネルギーを消費する欠点を有している。

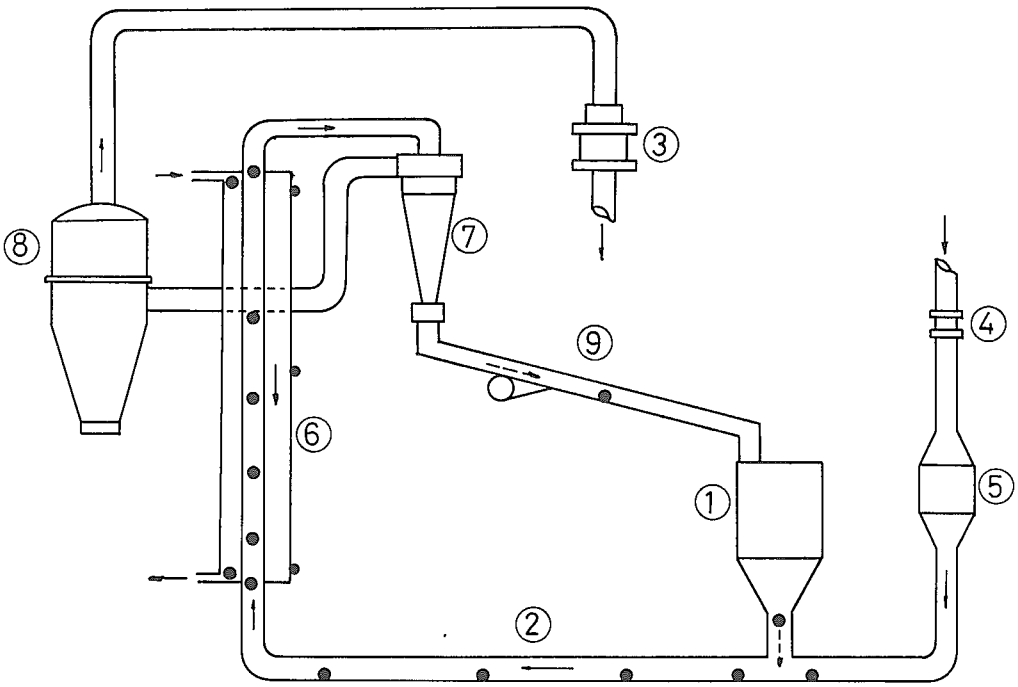
筆者はかかる現況を考慮して粉乳の冷却をその生産工程中に多く用いられている空気輸送行程中に実施する方式に注目した。本方式は空気輸送パイプの外側を冷却水によって冷却し粉乳を冷却するものである。本方式を流動層冷却方式と比較するとイニシャルコストが非常に安く，冷却水として地下水を利用することによってランニングコストも低減させることが可能となる。

本研究の目的は粉乳の空気輸送冷却装置の設計および適切な運転条件を確立するための基礎資料を得ることである。本報では試作した実験装置の測定精度を知り，ガラス粉および脱脂粉乳を供試材料とした実験の結果について述べる。

II. 実験装置および実験方法

1. 実験装置の概要

Fig. 1に実験装置の概要をまたFig. 2～Fig. 5に詳細を示す。供試材料は断熱措置を施したフィーダー(Fig. 1 ①, Fig. 2, 容量0.11 m^3) から材料加熱用通風管 (Fig. 1 ②, SUS 304, 外径6.14×10^{-2} m, 内径5.90×10^{-2} m) へ供給される。供給された材料は1.86 mの水平部分を移動中に熱風と混合されて加熱される。材料の輸送および加熱用空気は吸引ファン (Fig. 1 ③, 昭和電気製ターボファン，風量8 m^3/min—静圧305 mm Aqにおいて) によって吸入され途中風量測定用オリィフィス (Fig. 1 ④, Fig. 3 Ⓐ, オリィフィス開口部面積；1.02×10^{-3} m^2) を通過し加熱部 (Fig. 1 ⑤, Fig. 3 Ⓑ, 4.5 kWニクロム線ヒーター内蔵) によって規定の温度に昇温される。空気温度の調節は3台の変圧器を用いて行い，風量の調節は空気吸入側のバルブを用いて行った。材料加熱用通風管は垂直管冷却部(Fig. 1 ⑥, Fig. 4) に接続しており，



① Feeder ② Tube ③ Fan ④ Orifice meter ⑤ Electric heater ⑥ Heat exchanger
⑦ Cyclon separator ⑧ Bag separator ⑨ Return tube

Fig. 1. Experimental system.

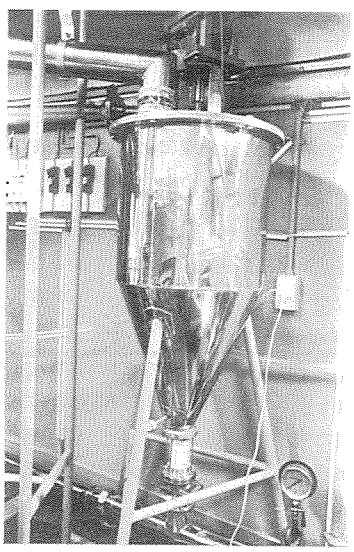


Fig. 2. Feeder. (Surface is covered with insulator)

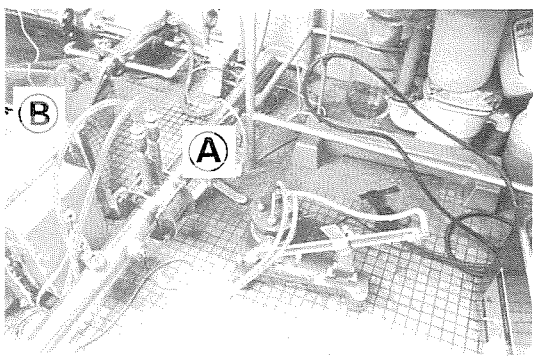


Fig. 3. Air flow measuring equipment and electric heater.
(Ⓐ Orifice meter, Ⓑ Electric heater)

冷却部の全長は 2.3 m である。冷却部は通風管の外側を内径 1.90×10^{-2} m の管 (SUS 304) で囲い，その間隙に冷却水を供給する形式を採用した。冷却水は地下水を用い水量の変動を減少させるために減圧弁をもうけ，水圧を 1.5 atg とし，その後水量調節バルブによって水量を変化させた。冷却部の外壁は断熱措置を施し，冷却方式は向流方式とした。

冷却部を通過した材料と空気との混合体はサイクロン (Fig. 1 ⑦, Fig. 5 Ⓐ) によって材料と空気とに分離され，サイクロンの排気中に含まれる微粒粉はバッグフィ

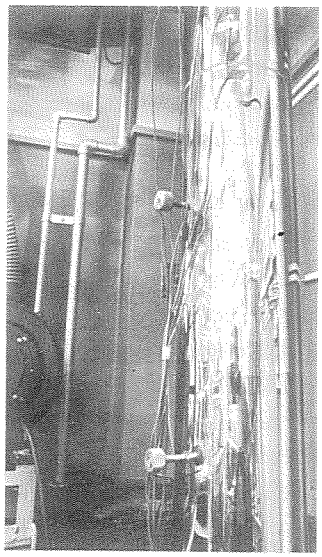


Fig. 4. Heat exchanger. (Surface is covered with insulator)

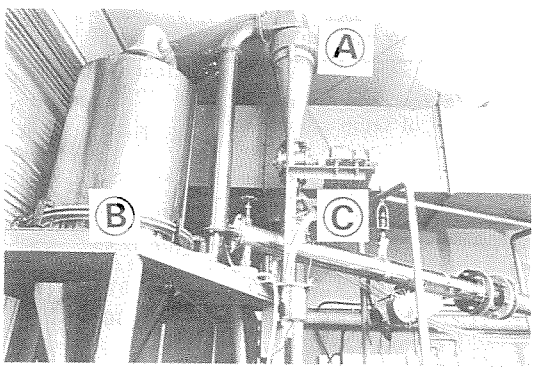


Fig. 5. Separator. (Ⓐ Cyclon separator, Ⓑ Bag separator, Ⓒ Return tube)

ルター (Fig. 1 ⑧, Fig. 5 Ⓑ) によって回収し清浄な空気を装置外に排出した。サイクロンによって分離された材料はバイブレーター付輸送管 (Fig. 1 ⑨, Fig. 5 Ⓒ) を通過してフィーダーへ還元される。

2. 各種測定法

フィーダーから加熱通風管へ供給される材料の温度，加熱通風管内および冷却管内の混合体温度，冷却水温度および冷却管外壁温度を Fig. 1 の●で示す位置で銅・コンスタンタン温度計を用いて測定した。測定値は打点式記録計およびペン書記録計に自記させた。

冷却水量および材料供給量は実験に先立ってバルブ開度と冷却水量および材料供給オーガーの回転数と材料供給量との関係を求めておき，実験に際してはバルブ開度とオーガー回転数を求め，較正線図から冷却水量と材料供給量を求めた。

3. 実験条件

以下に述べる三種類の実験を実施した。

1) 測定値の精度を知る目的で実施した空気の冷却実験
2) ガラス粉を供試材料とした冷却実験
3) 脱脂粉乳を供試材料とした冷却実験

(1) 空気の冷却実験： 空気温度 (冷却部入口) を 40～80°C とし，空気量を 130～175 kgf/hr (20°C, 1.03 ata にて)，冷却水量を 310～1100 kgf/hr としこれら条件を適宜組み合わせて 19 個の実験区を設定した。

(2) ガラス粉の冷却実験： ソーダガラス粉を使用し，冷却部入口の混合体温度が 70°C になるように空気温度を調節した。ガラス粉の供給量を 84, 120 kgf/hr とし，空気量を 125～160 kgf/hr (20°C, 1.03 ata にて) とし，冷却水量を 600, 1380 kgf/hr としてこれら条件を適宜組み合わせて 12 個の実験区を設定した。

(3) 脱脂粉乳の冷却実験： 混合体温度を 60, 70°C とし，粉乳の供給量を 58, 68 kgf/hr とし，空気量を 150～170 kgf/hr (20°C, 1.03 ata にて) および冷却水量を 1,000 kgf/hr としこれら条件を組み合わせて 12 個の実験区を設定した。

4. 供試材料

ガラス粉は板ガラスを粉砕したもので成形加工は行っていない。Table 1 に物性値を示す。粒子径は顕微鏡写真から定方向径を求め，算術平均径，体面積平均径および重量平均径を算出した。脱脂粉乳は雪印乳業株式会社において製造され市販されているものを用いた。Table 2 に物性値を示す。

Table 1. Physical properties of glass powder

Arithmetic mean diameter	44.7 (μ)
Weight mean diameter	134.6 (μ)
Volume-surface mean diameter	107.6 (μ)
Specific heat (60°C)	0.183 (kcal/kgf°C)
Specific weight	2573 (kgf/m^3)
Thermal conductivity (60°C)	0.559 (kcal/m·hr·°C)

1 kcal/kgf°C = 4.187 KJ/kg·°C,
1 kcal/m·hr·°C = 1.163 W/m·K

Table 2. Physical properties of non-fat dry milk

Mean particle diameter		56 (μ)
Bulk density	Loose Tight	0.482 0.717 (gr/cm^3)
Void ratio	Loose Tight	0.642 0.467 (gr/cm^3)
Specific gravity		1.555 (gr/cm^3)
Air-cell ratio		0.134 (—)
Moisture content		4.21 (%)
Thermal conductivity (60°C)		0.270*(kcal/m・hr・°C)

* Bulk density 0.600 (gr/cm^3)

III. 実験結果と考察

1. 空気の冷却実験

Table 3 に空気量，冷却水量，空気および冷却水の授受熱量および周囲空気から冷却水への伝熱量を示す。空気から冷却水への伝熱量を計算すると，空気温度の低下値を基準にした値よりも冷却水温度の上昇値を基準にした値が 10～121 kcal/hr 大きくなっている。これは実験装置周囲空気（温度 22～28°C）から冷却水へ流入した熱量であり，正味伝熱量の 1.3～10.3% に相当している。

空気から冷却水への伝熱速度を総括伝熱係数で表わし，次式で求めることができる。

$$U = \frac{q}{A \cdot \Delta t} \qquad (1)$$

ここに　U＝総括伝熱係数 (kcal/m^2・hr・°C)

q＝空気が失なった熱量もしくわ冷却水が得た熱量 (kcal/hr)

A＝基準伝熱面積 (m^2)

Δt＝空気と冷却水の平均温度差 (°C)

なお，1 kcal＝4.187 KJ。

(1)式から U を求める場合，熱量および温度差を高い精度で測定する必要がある。Table 3 に示すように本実験の温度測定は 1/10°C が最小読み取り値であるので，比較的大きい誤差が含まれることが予想される。そこで空気側および冷却水側の境膜伝熱係数から次式を用いて総括伝熱係数を求めることにする。

Table 3. Heat from air to water at the air cooling test

No.	Air temperature Inlet (°C)	Air temperature Outlet (°C)	Difference of temp. (°C)	Air flow rate (kgf/hr)	Heat from air to water (Air base) (A) (kcal/hr)	Cooling water Temp. Inlet (°C)	Cooling water Temp. outlut (°C)	Difference of temp. (°C)	Water flow rate (kgf/hr)	Heat from air to water (Water base) (B) (kcal/hr)	(B−A) (kcal/hr)	(B−A/A×100) (%)
1	60.5	35.1	25.4	131.0	930	10.6	11.6	1.0	1010	1010	80	7.9
2	61.0	34.1	26.9	131.0	985	10.5	11.5	1.0	1040	1040	55	5.3
3	60.5	33.9	26.6	130.0	970	10.5	11.4	0.9	1094	985	15	1.5
4	60.0	33.7	26.3	130.5	960	10.2	11.2	1.0	1068	1068	108	10.1
5	60.3	34.0	26.3	130.7	953	10.4	11.3	0.9	1100	990	37	3.7
6	60.1	33.7	26.4	130.0	959	10.4	11.4	1.0	1050	1050	91	8.7
7	59.8	34.9	24.9	150.5	1050	10.4	11.7	1.3	901	1171	121	10.3
8	60.2	32.7	27.5	142.9	1150	10.1	11.8	1.7	731	1248	93	7.5
9	60.0	34.5	25.5	150.3	1075	9.5	11.7	2.2	504	1159	84	7.3
10	59.7	36.1	23.6	150.1	990	10.0	13.4	3.4	310	1054	64	6.1
11	60.2	34.0	26.2	150.2	1100	10.3	11.4	1.1	1067	1174	74	6.3
12	60.3	33.3	27.0	165.2	1250	10.2	11.5	1.3	1013	1317	67	5.1
13	60.0	32.8	27.2	170.4	1300	10.2	11.6	1.4	1011	1415	115	8.1
14	59.6	32.2	27.4	175.0	1345	10.2	11.6	1.4	1010	1414	69	4.9
15	40.2	19.6	20.6	130.0	750	10.3	11.0	0.7	1085	760	10	1.3
16	50.1	26.6	23.5	130.0	856	10.3	11.1	0.8	1095	876	20	2.3
17	70.0	39.4	30.6	131.1	1123	10.3	11.4	1.1	1060	1166	43	3.7
18	74.7	41.7	33.0	130.6	1206	10.2	11.4	1.2	1091	1309	103	7.9
19	80.2	45.2	35.0	130.0	1273	10.2	11.5	1.3	1053	1369	96	7.0

$$U=\frac{1}{\frac{1}{h_1d_1}+\frac{1}{2\lambda}\ln\frac{d_2}{d_1}+\frac{1}{h_2d_2}} \qquad (2)$$

ここに　U=総括伝熱係数 (kcal/m²・hr・°C)

h_1=空気側管壁の境膜伝熱係数 (kcal/m²・hr・°C)

d_1=管の内径 (m)

λ=管の熱伝導率 (kcal/m・hr・°C)

d_2=管の外径 (m)

h_2=冷却水側管壁の境膜係数 (kcal/m²・hr・°C)

(2)式の h_1, h_2 は実測が困難であるので実験式から求めた。実験式は h を含むヌセルト数 (Nu) で表示されており，流体が乱流の場合は次式で示される。

$$Nu=0.023Re_e^{0.8}P_r^{0.4} \qquad (3)$$

ここに　Nu=ヌセルト数 (−)$=\frac{hD}{\lambda_f}$

D=管の代表径 (m)

λ_f=流体の熱伝導率 (kcal/m・hr・°C)

Re=レイノルズ数 (−)

Pr=プラントル数 (−)

なお，流体が層流の場合は次式で示される。

$$Nu=2.02G_z^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \qquad (4)$$

ここに　Gz=グレイツ数 (−)

μ=流体本体の粘度 (kgf/m・hr)

μ_w=管壁温度における流体の粘度 (kgf/m・hr)

Table 4 に空気および冷却水のレイノルズ数 (Re) を示す。空気の Re は 3.34～4.73×10⁴ で乱流状態で，一方冷却水の Re は 258～923 であり層流状態で流動している。したがって(3)式で空気の Nu を，(4)式で冷却水の Nu を求めこれから通風管（冷却部）の内，外壁面における境膜伝熱係数を求めた。さらに(2)式を用いて冷却部の総括伝熱係数 U を算出した。これらの値を一括して Table 5 に示す。Fig. 6 に空気の Re と総括伝熱係数との関係を空気温度および冷却水の Re 別に示す。本図より総括伝熱係数は空気の Re および冷却水の Re が増大し，空気温度が高くなるにともなって増大することを

Table 4. Reynolds number of air and water

No.	Air flow rate (kgf/hr)	Average temp. in heat exchanger (°C)	Air velocity (m/sec)	Reynolds number ×10⁴ (−)	Water flow rate (kgf/hr)	Average temp. of cooling water (°C)	Water velocity ×10³ (m/sec)	Reynolds number (−)
1	131.0	47.8	11.26	3.56	1010	11.0	5.48	843
2	131.0	47.6	11.25	3.56	1040	10.9	5.64	868
3	130.0	47.2	11.15	3.53	1097	11.1	6.00	923
4	130.5	46.9	11.19	3.54	1068	10.8	5.79	891
5	130.7	47.2	11.21	3.55	1100	10.9	6.00	923
6	130.0	46.9	11.41	3.52	1050	11.0	5.70	877
7	150.0	47.4	12.91	4.08	901	11.0	4.89	752
8	149.2	46.5	12.77	4.04	731	10.9	3.97	611
9	150.3	47.3	12.89	4.08	504	10.5	2.73	420
10	150.1	47.9	12.90	4.08	310	9.9	1.68	258
11	150.2	47.1	12.87	4.07	1067	10.8	5.79	891
12	165.1	46.8	14.14	4.47	1013	10.8	5.50	846
13	170.4	46.4	14.58	4.61	1011	10.7	5.48	843
14	175.0	45.9	14.95	4.73	1010	10.6	5.48	843
15	130.0	29.9	10.55	3.34	1085	11.0	5.89	906
16	130.0	38.4	10.87	3.43	1095	11.0	5.94	914
17	131.1	54.7	11.51	3.64	6060	10.8	5.75	885
18	130.6	58.2	11.58	3.66	1091	10.8	5.92	911
19	130.0	62.7	11.68	3.70	1053	10.7	5.71	878

Table 5. Results of air cooling

No.	Air		Cooling water		Overall coefficient of heat transfer (U) (kcal/m²hr°C)
	Nusslet number (−)	Film coefficient of heat transfer (kcal/m²hr°C)	Nusselt number (−)	Film coefficient of heat transfer (kcal/m²hr°C)	
1	88.28	42.19	19.14	74.63	26.88
2	88.27	42.19	19.60	75.36	26.95
3	87.68	41.91	19.95	76.71	27.03
4	87.87	42.00	19.77	76.01	26.95
5	88.07	42.09	19.97	76.78	27.10
6	87.48	41.81	19.66	75.59	26.88
7	98.44	47.05	18.68	71.82	28.33
8	97.67	47.68	17.43	67.02	27.47
9	98.44	47.05	15.40	59.21	26.11
10	98.44	47.05	13.09	50.33	24.11
11	98.25	46.96	19.77	76.01	28.90
12	105.90	50.62	19.42	74.67	30.03
13	108.55	51.88	19.42	74.67	30.49
14	110.80	52.96	19.41	74.63	30.86
15	83.88	38.67	19.88	76.44	25.58
16	85.68	40.37	19.94	76.67	26.39
17	89.85	43.71	19.72	75.82	27.62
18	90.25	44.36	19.91	76.55	28.01
19	91.04	45.06	19.68	76.67	28.17

知った。

次に空気温度（冷却部入口の空気温度）を60°C，空気量を130 kgf/hr，冷却水量を1050 kgf/hrにそれぞれ設定して6回反復測定を実施（Table 3 の実験番号1～6）した時の測定値の精度について検討する。空気温度の実測値は設定値に対して最大1°C，空気量は1 kgf/hr，および冷却水量は±50 kgf/hr の偏差を示している。これに対し Table 5 に示すように総括伝熱係数は，26.88～27.10 kcal/m²・hr・°C の範囲内を変動している。標準偏差は0.086 kcal/m²・hr・°C であるので今，危険率を5%とすると信頼区間は26.71～27.23 kcal/m²・hr・°C となり，6回の実験の測定値はすべてこの信頼区間内に入っており，高い精度で測定が行われていることを示している。本装置において測定値の精度をさらに高めるには冷却水量の調節をさらに精度良く行うとともに，冷却水の出入口の温度差が小さいので温度測定の精度を高めるとともに，冷却部への周囲空気からの熱の流入を防止するために断熱処置をさらに完全にすることが考えられる。

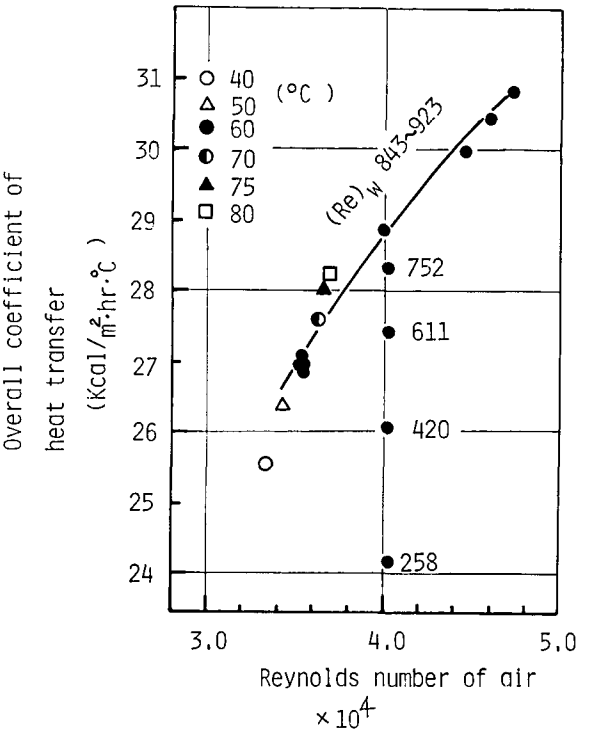


Fig. 6. Relationship overall coefficient heat transfer and Reynolds number of air.

2. ガラス粉の冷却実験

Table 6 に各種測定値および総括伝熱係数(U)の値を示す。U の値を算出するに際して空気とガラス粉の混合体側のヌセルト数，$(Nu)_m$ を(3)式より求めることができないため(1)式を用いて求めた。U 値の算出の基準として冷却水の受熱量を採用すると冷却水の入口および出口の温度差が小さく U 値に大きな誤差が生ずる原因となるので，ここでは混合体の授熱量を基準とした。なお，混合体の授熱量 Q_m は次式から求めた。

$$Q_m = (G_a C_a + G_p C_p)(t_{mi} - t_{mo}) \qquad (5)$$

ここに　Q_m＝混合体の授熱量 (kcal/hr)
G_a＝空気の質量速度 (kgf/hr)
C_a＝空気の比熱 (kcal/kgf・°C)
G_p＝ガラス粉の質量速度 (kgf/hr)
C_p＝ガラス粉の比熱 (kcal/kgf・°C)
t_{mi}＝混合体の冷却部入口温度 (°C)
t_{mo}＝混合体の冷却部出口温度 (°C)

U 値はガラス粉の混合比が大きく，冷却水量が多い場合に高い値を示すことを知った。なお，空気のみの冷却の場合と同様に冷却水量の多少が U 値の変化に大きな影響を与えることを確認した。

3. 脱脂粉浮の冷却装置

Table 7 に設定条件，各所の温度測定結果および総括伝熱係数と空気・脱脂粉乳混合体側のヌセルト数の計算結果を一括して示す。総括伝熱係数の算出方法は既述したガラス粉の場合と同様である。ヌセルト数の算出法について述べる。混合体側のヌセル数は次式で示される。

Table 6. Results of air-glasspowder mixture cooling

No.	Air flow rate (kgf/hr)	Powder flow rate (kgf/hr)	Cooling water flow rate (kgf/hr)	Loading rate (−)	Reynolds number (mixture) (−)×10⁴	Mixture temp. Inlet (°C)	Mixture temp. Outlet (°C)	Cooling water temperature Inlet (°C)	Cooling water temperature Outlet (°C)	Heat from mixture to water (kcal/hr)	U (kcal/m²hr°C)
1	125.0			0.672	3.63	71.3	55.6	11.0	12.4	790.8	36.08
2	146.0	84		0.575	4.29	69.8	56.9	11.2	12.7	715.9	33.08
3	159.0		600	0.527	4.70	70.3	57.7	11.1	14.2	744.8	34.12
4	125.3			0.958	3.63	70.6	52.6	10.9	11.7	1014.7	47.79
5	145.5	120		0.825	4.27	70.3	53.7	10.8	11.5	1027.8	47.81
6	160.1			0.750	4.73	70.3	54.9	10.8	11.5	1015.2	46.60
7	124.7			0.674	3.62	69.7	52.9	11.0	11.6	833.5	39.45
8	145.0	84		0.579	4.25	68.8	54.1	11.0	11.5	811.3	38.17
9	160.0		1380	0.525	4.73	69.8	55.1	11.1	11.8	871.8	40.35
10	125.2			0.958	3.63	70.2	49.7	10.8	11.7	1155.1	56.40
11	145.0	120		0.828	4.25	69.5	50.3	10.9	11.8	1186.1	58.00
12	160.0			0.749	4.75	68.9	51.7	10.8	11.7	1136.2	54.84

Table 7. Results of nonfat powder milk cooling

No.	Instituted value: Mixture inlet temperature (°C)	Instituted value: Particle flow rate (kgf/hr)	Instituted value: Air flow rate (kgf/hr)	Measured value: Reynolds number of air ×10⁴ (−)	Measured value: Loading rate (−)	Measured value: Mixture temp. Inlet (°C)	Measured value: Mixture temp. Outlet (°C)	Cooling water temperature Inlet (°C)	Cooling water temperature Outlet (°C)	Nusselt number $(Nu)_m$ (−)	U (kcal/m²hr°C)
1			150	4.06	0.387	60.6	52.5	10.9	11.5	27.13	18.51
2		58	160	4.32	0.363	60.3	53.3	10.8	11.4	28.63	19.14
3	60		170	4.55	0.341	60.4	53.5	11.0	11.5	30.14	20.55
4			150	4.06	0.453	60.5	51.9	11.0	11.7	50.46	38.65
5		68	160	4.32	0.425	60.2	51.8	10.9	11.6	51.39	40.33
6			170	4.55	0.400	60.0	51.7	11.0	11.6	52.47	41.56
7			150	4.06	0.387	69.8	60.9	11.0	11.7	29.16	19.64
8		58	160	4.32	0.363	70.1	61.3	10.9	11.6	31.30	19.70
9	70		170	4.55	0.341	70.2	61.4	10.8	11.5	32.06	21.63
10			150	4.06	0.453	70.3	62.8	10.9	11.7	52.18	42.32
11		68	160	4.32	0.425	70.0	62.4	11.0	11.8	54.51	44.03
12			170	4.55	0.400	70.0	61.3	11.1	11.9	55.73	45.58

$$(Nu)_m = \frac{h_m \cdot D}{\lambda_m} \qquad (6)$$

ここに　$(Nu)_m$＝混合体側のヌセルト数 (−)
h_m＝混合体側の境膜伝熱係数 (kcal/m²・hr・°C)
D＝管の内径 (m)
λ_m＝混合体の見かけの熱伝導率 (kcal/m・hr・°C)

(6)式中の h_m は直接求めることができないので Heldman らが提示している[1),4)] 次式によって $(Nu)_m$ を算出した。

$$(Nu)_m = 0.17(Re)_a^{0.61}\left(1+\frac{G_pC_p}{G_aC_a}\right)^{0.73} \qquad (7)$$

ここに　$(Nu)_m$＝混合体側のヌセルト数 (−)
$(Re)_a$＝空気のみのレイノルズ数 (−)
G_p＝脱脂粉乳の質量速度 (kgf/hr)
C_p＝脱脂粉乳の比熱 (kcal/kgf・°C)
G_a＝空気の質量速度 (kgf/hr)
C_a＝空気の比熱 (kcal/kgf・°C)

総括伝熱係数は混合体温度，粉乳の供給速度によって18.51～45.58 kcal/m²・hr・°C の範囲内で変化し，混合体温度が高く，粉乳の供給速度が大きいほど，さらに同一混合比においては空気量が多いほど増加することを知った。総括伝熱係数を増加させて冷却速度を高めるには混合体温度が同一温度の場合は粉乳の供給速度を増加させる方法が効果的である。これは粉乳の粒子が冷却管内壁へ接触する頻度が増加することに起因している。一方，粉乳の供給量が少ない場合は粉乳粒子の冷却が主に通風空気を介して行われるために冷却速度が低下するものと考えられる。しかし，粉乳の供給量を増大させる方法には限度があり過剰に供給した場合，パイプ内の材料が閉塞状態になるので実用上は十分考慮して供給量を定める必要がある。

IV.　脱脂粉乳冷却装置の設計

本研究で得た資料を用いて脱脂粉乳の冷却装置の冷却部の設計を試みる。

1.　設定条件：　噴霧乾燥機によって乾燥された70°Cの脱脂粉乳を毎時2トン冷却装置に供給してこれを35°Cまで冷却するものとする。冷却水の温度は15°Cとする。脱脂粉乳の冷却部における平均温度(52.5°C)における物性値は，粒子比重量：1550 kgf/m³，比熱：0.22 kcal/kgf・°C，熱伝導率：0.260 kcal/m・hr・°C とする。空気—脱脂粉乳の混合比を04.とした。したがって必要空気量は毎時3000 kgf (39 Nm³/min) となる。冷却管を1本とすると流速が早すぎて冷却後の空気と材料との分離が困難であり，また材料粒子の破壊などが生ずるためここでは冷却管を6本使用することにした。したがって冷却管1本について毎時333 kgf の脱脂粉乳と毎時500 kgf の空気を送ることになる。

2.　計算手順：　冷却管の内管にサニタリーステンレスパイプ4″を使用する。管内の流速(空塔速度)は14.4 m/sec となる。

冷却管1本当り材料から取りさるべき熱量を q とすると

$$q = 333 \times 0.22(70-35) = 2{,}564 \text{ kcal/hr}$$

となる。本実験で求めた総括伝熱係数として49.00 kcal/m²・hr・°C を採用する。冷却部の所要伝熱面積は次式から求めることができる。

$$\text{所要伝熱面積} = \frac{\text{伝熱量}}{\text{総括伝熱係数} \times \text{温度差}} \qquad (8)$$

いま，冷却水量を冷却管1本当り22 kgf/min とすると冷却管出口の水温は入口温度より1.94°C上昇して16.94°C となる。(8)式における温度差(空気—粉乳混合体と冷却水との温度差)として対数平均温度差を採用するとその値は33.87°C となる。したがって所要伝熱面積を(8)式から求めると1.54 m² となり，1本の冷却管の管長は4.97 m となる。

V.　摘　　要

本研究は粉乳を空気輸送中に冷却させる場合の合理的な方法を確立することを目的としている。実験は空気—材料の混合比，混合体温度および冷却水量が，冷却部における総括伝熱係数値におよぼす影響について究明を行った。

実験装置は材料の輸送管，水冷方式の冷却部，分離部，ヒーターおよびファンなどからなっている。

実験結果を要約すると以下のとおりである。

1.　空気のみの冷却では空気量および冷却水量を増加させ，空気温度を高めると総括伝熱係数が増加した。空気温度を60°Cとし，空気量を毎時130 kgf，冷却水量を毎時1050 kgf として6回の実験を行なった結果，総括伝熱係数の値は最小で26.88 kcal/m²・hr・°C，最大で27.10 kcal/m²・hr・°C を示した。これらの値はいずれも95% 信頼区間内に入っており，試作した実験装置によって高い精度を有する測定値を得ることが可能であることを知った。

2.　空気—ガラス粉の混合体を用いた実験において総

括伝熱係数は混合比を高め，冷却水量を増加させると増加することを知った。

3. 空気—脱脂粉乳の混合体を用いた実験において混合比を高め，混合体の温度を高めると総括伝熱係数が増加することを知った。

4. 本研究で得た結果を利用して粉乳の冷却装置の設計を試みた。いま，70°C の脱脂粉乳を毎時 2 トンの流量で冷却部へ供給し 35°C まで冷却するものとする。この場合，冷却管内の材料の流速などを考慮すると内径 105 mm (4 インチパイプ) のサニタリパイプを 6 本用い，1 本の管長をほぼ 5 m とすることが必要であることを知った。この場合の必要冷却水量は冷却管 1 本当り毎分 22 kgf となり，冷却水の初期水温を 15°C とすると冷却水の出口温度は 17°C 程度になる。

謝　辞

本研究の実施に際し供試材料の提供を快諾いただいた雪印乳業株式会社技術研究所札幌研究室に対し謝意を表わすとともに，本研究の一部を卒業論文とした卒業生の諸君に感謝するしだいです。

引 用 文 献

1. CHEN, A. C. and HELDMAN, D. R.: An analysis of the thermal properties of organic powder in a packed bed., *A.S.A.E. Annual Meeting Paper* N.O. 69-385. 1969
2. 林　弘通： 乳業技術綜典，酪農技術普及学会，1979
3. 伊藤和彦： 粉乳の熱伝導率，北大農邦文紀要，13: 109-117. 1982
4. WANG, P. Y. and HELDMAN, D. R.: Influence of wall temperature on cooling rates of spray-dried foods during pneumatic transport., *A.S.A.E. Winter Meeting Paper* N.O. 70-873

Summary

This study was conducted to determine reasonable method of powder-milk during pneumatic transportation. The experimented work concerned with the influence of air-material loading ratio, temperature and cooling water flow rate on the overall coefficient of heat transfer at heat exchanger.

The experimental apparatus consisted of transportation tube, heat exchanger with water cooling, separator, electric heater and fan.

The following results were obtained.

1. The overall coefficient of heat transfer of air increased with the increasing of air and cooling water flow rate and air temperature. The overall coefficient of heat transfer was 26.88 to 27.10 (kcal/m^2hr °C) for air temperature 60°C, air flow rate 130 kgf/hr, and cooling water flow rate 1050 kgf/hr. The experiment data included 95% confidence limit.

2. The overall coefficient of heat transfer air-glass powder mixture increased as increase of loading ratio and cooling water flow rate.

3. The overall of heat transfer air-nonfat powder milk mixture increased as increase of loading ratio and mixture temperature.

4. The author intended to apply the results that were obtaind in this study to design of cooling equipment. As cool the nonfat powder milk from 70 to 35°C for the powder milk flow rate 2 ton/hr, it is necessitate that 5 tubes of 5 m length and 4 inch in diameter. The required cooling water flow rate was 22 kgf/min per a tube as inlet temperature is 15°C. The temperature of outlet cooling water rise to 17°C.