

自然対流式冷水ショーケースの性能

Performance of Natural Convection Type Water Showcase

小林 延行*
Nobuyuki Kobayashi

西塚 毅*
Tuyoshi Nishizuka

宮崎 勝視*
Katsumi Miyazaki

要 旨

本文は冷凍機によって冷却された冷水中にビールなどの飲物または豆腐などを入れて急速に冷却する冷水ショーケースの性能改良に関するものである。

本研究の特色とするところは蒸発器構造にあり、ステンレス製の蛇(だ)行状蒸発器を使用することにより、水槽(そう)内温度分布を均一化し、一般に使用されている平板式蒸発器の場合よりも、冷却速度において1.5倍、運転率において約1/2とすることができた。

1. 緒 言

冷水ショーケースは、水の熱伝導率が空気の2, 3倍程度であることを利用し、びん入の飲料・豆腐などの食品を急速に冷却するもので、外観および構造は図1~3に示すとおりである。

冷水ショーケースには、自然対流式と強制対流式とがあるが、自然対流式は構造が簡単で、取り扱いが便利であるという利点を有するが、一方、強制対流式の冷水ショーケースのように水槽内の水が攪拌(かくはん)されないため、冷水の温度分布が不均一になりやすい欠陥があるというのが一般の概念であった。

本研究は、蒸発器として特殊な形状を有する蛇行状蒸発器を用いることにより、水槽内の温度分布が非常に改善されることを見出し、性能のすぐれた日立 RC-607B 形自然対流式の冷水ショーケースを開発した。

日立 RC-607B 形冷水ショーケースの仕様は表1に示すとおりである。

以下今回開発した蛇行状蒸発器の計算法ならびに日立 RC-607B 形冷水ショーケースの性能について述べる。

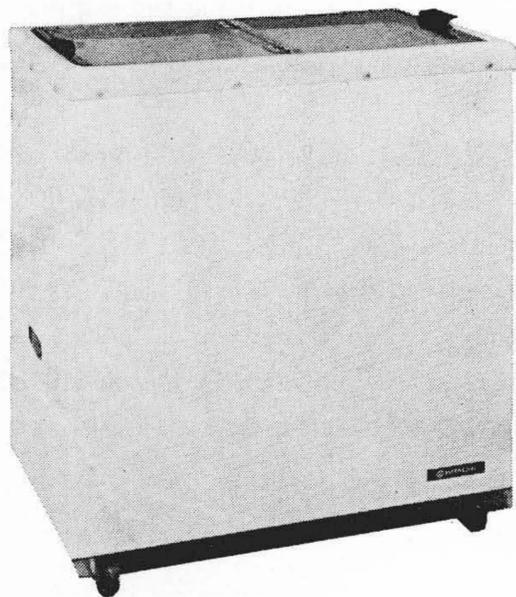


図1 日立 RC-607B 形冷水ショーケース

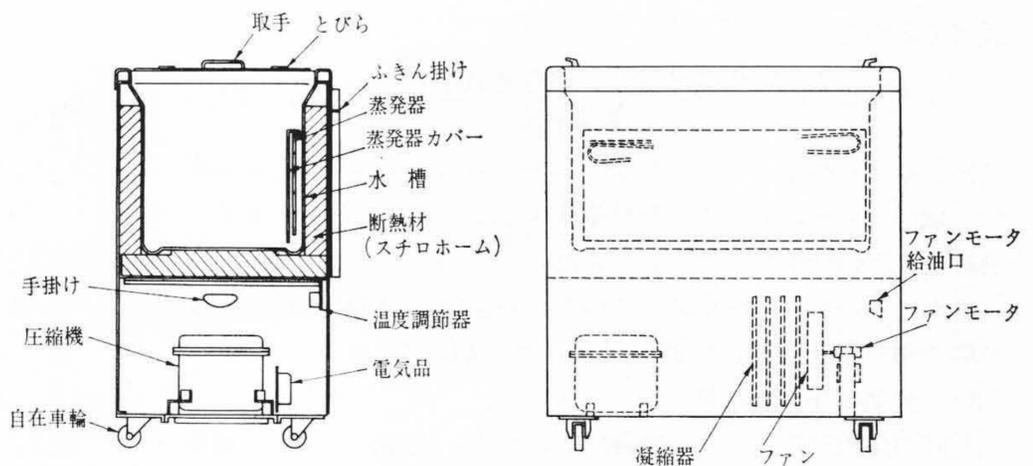
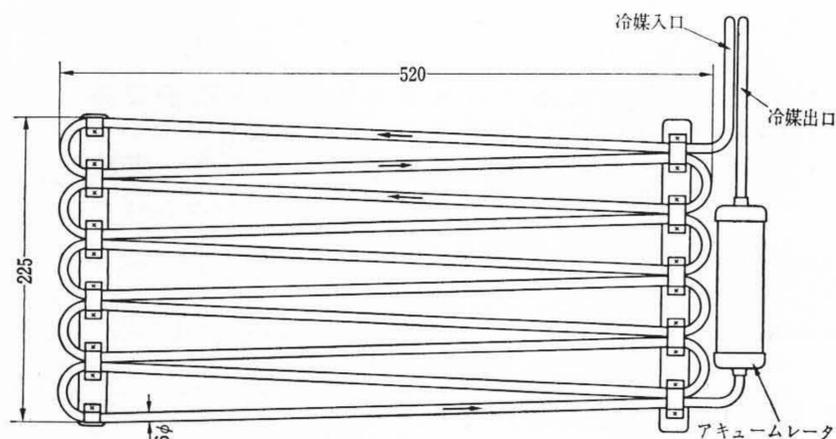


図2 冷水ショーケースの構造概要

表1 冷水ショーケースの仕様

冷凍サイクル	圧縮機	全密閉形 (75 W)
	凝縮器	強制通風式ワイヤチューブ形
	冷却用ファン	プロペラファン, 電動機直結方式 (4 W)
	冷媒	R-12 (CCl ₂ F ₂) 180 gr
	減圧方式	キャピラリチューブ
	温度調節器	自動温度作動形 (5°C±1)
貯蔵庫	過負荷保護装置	自動復帰熱線バイメタル式
	電源	100 V 50/60 Hz 共用
	キャビネット	高級仕上鋼板 アクリル樹脂塗料焼付け仕上げ
	内箱水槽	合成樹脂製
貯蔵量	総内容積	60 リットル
	断熱材	発泡(ぼう)スチロール (50 mm 厚)
冷却方式	とびら	透明プラスチック製 (取りはずし可能)
	貯蔵量	ステンレス蛇行式蒸発器による自然対流方式
その他	貯蔵量	ビール大びん 28 本, 豆腐 80 丁
	貯蔵量	かんビール 56 本, コーラ 40 本
製品重量	その他	オーバーフローパイプ, ゴムせん, 給水ホース止め 排水パイプ, 接続継手
	製品重量	35 kg



管外径 6.0 mm 管内径 4.0 mm 外表面積 0.11 m²
アキュムレータ内容積 85 cc 材質 SUS 27

図3 蛇行状蒸発器の構造

* 日立製作所栃木工場

2. 冷凍理論

2.1 冷凍能力

冷水ショーケースの冷凍能力は、蒸発器側より(1)式で、圧縮機側より(2)式⁽¹⁾で計算される。

$$Q_e = \frac{\pi d_0 l_e (t_w - t_R)}{\frac{1}{\alpha_R} \left(\frac{d_0}{d_i} \right) + \frac{1}{\alpha_W} + \frac{d_0}{2\lambda_e} \log_e \left(\frac{d_0}{d_i} \right)} \dots\dots\dots (1)$$

$$Q_e = G_R (i_2 - i_1) = \frac{60 V_p N}{V_s} (1 - \eta_s) \left\{ 0.92 - (0.034 + 0.058 P_s) \frac{P_d}{P_s} \right\} \times (i_2 - i_1) \dots\dots\dots (2)$$

- ここに、 Q_e : 冷凍能力 (kcal/h)
 d_0 : 蒸発器管外径 (m)
 d_i : 蒸発器管内径 (m)
 l_e : 蒸発器管全長 (m)
 t_w : 水 温 (°C)
 t_R : 冷媒沸騰温度 (°C)
 α_W : 水側熱伝達率 (kcal/m²h°C)
 α_R : 冷媒側熱伝達率 (kcal/m²h°C)
 λ_e : 管材熱伝導率 (kcal/mh°C)
 G_R : 冷媒循環流量 (kg/h)
 i_1 : 蒸発器入口エンタルピ (kcal/kg)
 i_2 : 蒸発器出口エンタルピ (kcal/kg)
 V_p : 圧縮機シリンダー容積 (m³)
 N : 圧縮機回転数 (rpm)
 V_s : 吸込ガス比体積 (m³/kg)
 η_s : モーターすべり率
 P_s : 吸込圧力 (kg/cm² abs)
 P_d : 吐出圧力 (kg/cm² abs)

ここで(1)式中の水側熱伝達率 α_W は、(3)式より計算される。

$$\alpha_W = 0.54 \frac{\lambda_W \cdot \cos \varphi}{d_0} \left\{ \frac{g \cdot \beta (t_w - t_e) (d_0 / \cos \varphi)^3}{\nu \cdot a} \right\}^{0.25} F + 0.652 \frac{\lambda_W}{l_e'} \left\{ \frac{a^2}{1.1 + (\nu_W / a)} \cdot \frac{g \cdot \beta (t_w - t_e) l_e'^3}{\nu^4} \right\}^{0.25} \times (1 - F) \dots\dots\dots (3)$$

- ここに、 λ_W : 水の熱伝導率 (kcal/mh°C)
 φ : 直管部傾斜角度
 g : 重力加速度 (m/h²)
 β : 水の体積膨張率 (1/°C)
 t_e : 蒸発器表面温度 (°C)
 ν : 水の動粘性係数 (m²/h)
 a : 水の温度伝導率 (m²/h)
 F : 直管部比率
 l_e' : 垂直管相当長 (m)

水側の熱伝達率 α_W を上げる手段としては管径を細くすることが特に重要で、後述する冷媒側の圧力損失を考慮して管径を 6.0 mm に選定した。

(1)式中の冷媒側の沸騰熱伝達率 α_R は、従来類似の研究がなく計算不可能であるため、新たに実験を行ない R-12 用の水平管内平均熱伝達率の実験式を求めた。これが(4)式である。

$$\alpha_R = 3.2 q^{0.586} \cdot G_r^{0.30} \dots\dots\dots (4)$$

- ここに、 q : 冷媒側熱密度 (kcal/m²h)
 ここで冷媒側熱伝達率は、水側熱伝達率を増加して熱密度を大きくし、これによって増大させることができる。

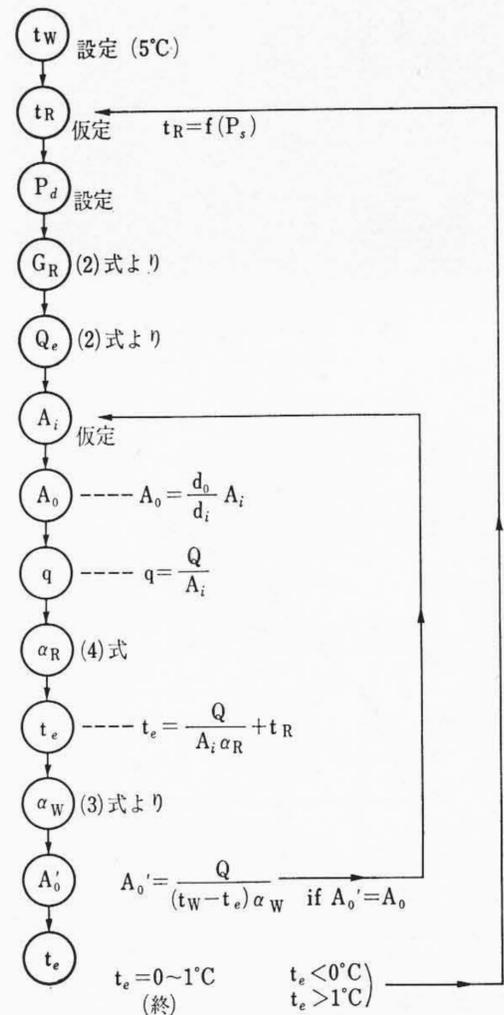


図4 計算手順

2.2 必要伝熱面積の計算

以上の理論に基づき常に全面沸騰を行なわせ、熱伝達率が大きくかつ到達最終温度で着氷をさせないためには、蒸発器表面の最低温度を 0~1°C となるよう冷凍サイクルのバランスをとる必要がある。この計算は図4に示すような手順で行なえば、冷水ショーケースとして最適な伝熱面積が求められる。

2.3 蒸発器管内圧力損失

蒸発器内外面の熱伝達率の効果を上げるため、蒸発器管径を細径化するに従い、蒸発器冷媒側の出入口部の圧力差が生じ、これに伴って圧縮機の負荷が増大する。このため圧力損失の限界を計算し管径の決定を行なった。

この計算は(5)式⁽²⁾により行なわれる。

$$\Delta P = \frac{0.316}{\left(\frac{M_s}{\nu_g} \cdot \frac{d_i}{g} \right)^{0.25}} \cdot \frac{M_s^2 \cdot l_s}{2 d_i \rho_g} \phi_R + \frac{M_s^2}{\rho_0} \left(1 - \frac{1}{R} \right) + \rho_F \cdot g \cdot H \phi_s \dots\dots\dots (5)$$

- ここに、 Δp : 全圧力損失 (N/m²)
 M_s : 混相流の熱密度 (kg/m²h)
 ν_g : ガスの動粘性係数 (m²/h)
 ρ_g : ガスの密度 (kg/m³)
 l_s : 全相当管長 (m)
 ϕ_R : 摩擦係数
 ρ_0 : 気液二相の密度 (kg/m³)
 R : 蒸発器の曲率半径 (m)
 ρ_F : 液の密度 (kg/m³)
 H : 位置の水頭 (kg/cm²)
 ϕ_s : 静圧係数

(5)式において、第一項は摩擦圧力損失を、第二項は加速圧力損失を、第三項は静圧損失を表わすものである。

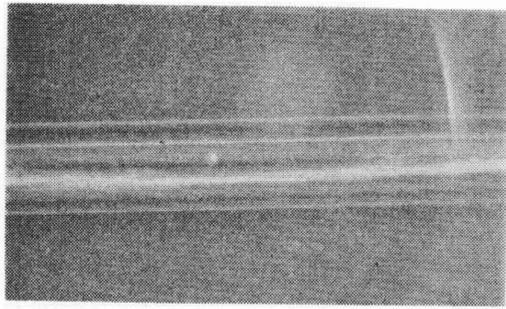


図5 冷媒流動の状況

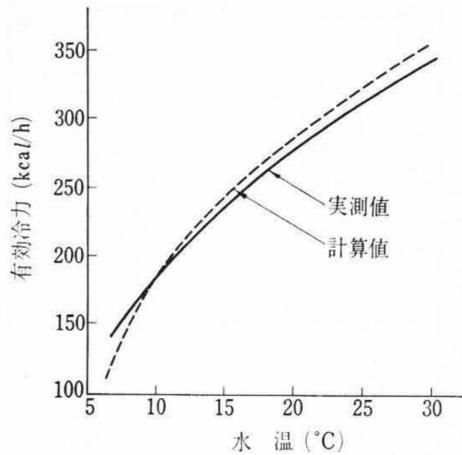


図6 冷力の変化

2.4 冷却速度

負荷および冷却水がともに同温でかつ高温の場合(電源投入時のような初期運転)は、次の(6)~(10)式を連立させて解き、これによって、時間と冷却温度の関係を求めることができる。

$$-Q_e = C_1 \frac{dt}{dx} + \alpha_w (t_e - t_w) A_0 \dots\dots\dots (6)$$

$$\alpha_w \cdot (t_e - t_w) A_0 = C_2 \frac{dt}{dx} + K_B (t_a - t_w) A_B \dots\dots\dots (7)$$

$$Q_e = f(t_w) \dots\dots\dots (8)$$

$$K_B = \frac{C_1 + C_2}{x} \log_e \left(\frac{t_a - t_{w1}}{t_a - t_{w2}} \right) \dots\dots\dots (9)$$

$$C_2 = C_w + \frac{1}{2} \sum C_B \cdot G_B \dots\dots\dots (10)$$

- ここに、 C_1 : 蒸発器熱容量 (kcal/°C)
- C_2 : 水槽および冷却水熱容量 (kcal/°C)
- C_B : 水槽構成部品比熱 (kcal/kg°C)
- x : 経過時間 (h)
- A_0 : 蒸発器表面積 (m²)
- A_B : 水槽表面積 (m²)
- K_B : 水槽熱貫流率 (kcal/m²h°C)
- t_a : 室温 (°C)
- t_{w1} : 初期水温 (°C)
- t_{w2} : x 時間後の水温 (°C)
- G_B : 水槽構成部品の重量 (kg)

(8)式は、水温の関数として計算する冷凍能力で前述の図4の計算方法により求めることができる。

低温に冷却された水および負荷の中に、高温の負荷を投入した場合、この高温負荷の冷却速度は次の(11)~(13)式および前述した(6)、(8)~(10)式を連立させて解けば求められる。

$$\alpha_w \cdot (t_e - t_w) A_0 = C_2 \frac{dt}{dx} + K_B (t_a - t_w) A_B + \alpha_{f1} (t_{f1} - t_w) A_{f1} + \alpha_{f2} (t_{f2} - t_w) A_{f2} \dots\dots\dots (11)$$

$$t_{f1} = t_w + \frac{C_3'}{\alpha_{f1} \cdot A_{f1}} \frac{dt}{dx} \dots\dots\dots (12)$$

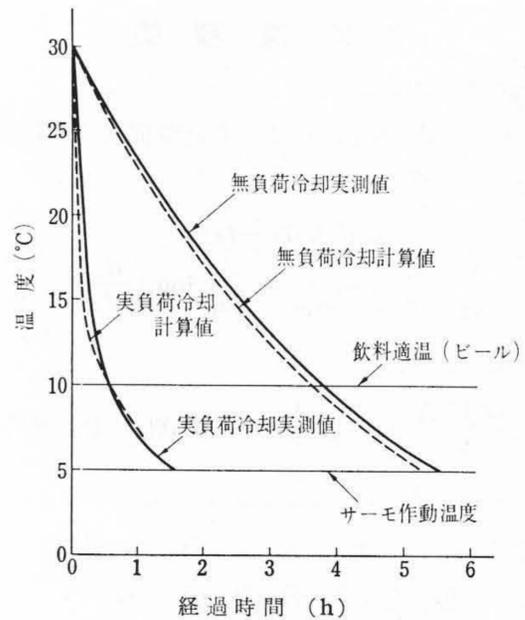


図7 冷却速度

$$t_{f2} = t_w + \frac{C_3''}{\alpha_{f2} \cdot A_{f2}} \frac{dt}{dx} \dots\dots\dots (13)$$

- ここに、 α_{f1} : 低温負荷熱伝達率 (kcal/m²h°C)
- α_{f2} : 高温負荷熱伝達率 (kcal/m²h°C)
- t_{f1} : 低温負荷温度 (°C)
- t_{f2} : 高温負荷温度 (°C)
- A_{f1} : 低温負荷表面積 (m²)
- A_{f2} : 高温負荷表面積 (m²)
- C_3' : 低温負荷熱容量 (kcal/°C)
- C_3'' : 高温負荷熱容量 (kcal/°C)

2.5 冷媒の流動状況

水槽内温度分布を均一にするためには、蒸発器への冷媒流入口は上部に設置されねばならない。このようにすると冷媒の自重によって、液状冷媒が蒸発下部に落下し、液状冷媒が蒸発しないまま圧縮機に吸入される恐れがあるため、図3に示すように蒸発器の直管部が冷媒の流れに対し上方に傾斜するような構造の特殊蛇行式蒸発器を採用している。

冷媒の流動状況を観察するためガラス管の模型蒸発器を製作し、その状況を高速度カメラで観測した。

図5は、熱密度 4,000 kcal/m²h、湿り度 0.6 の流動状況を示した写真で間欠的な波動流となっていることが確認できた。

3. 実測性能

以下の各特性の実測は、すべて室温 30°C、電源 100V、50 Hz で行なわれたものである。

3.1 冷却能力

日立 RC-607B 形冷水ショーケースの水温変化に伴う有効冷力の特性は、図6に示すとおりである。10°C 以下の低温時においても極端な冷力の減少はない。

3.2 冷却速度

高温時より冷却する場合の無負荷またはビール実負荷(ビールの場合は、無負荷とまったく同性能を示す)の冷却速度は、図7に示すように、3.5時間で飲料適温 10°C に到達する。

また 28本のビールがはいった水槽内が 5°C に冷却されている場合、このうちの半数のビール 14本を 30°C に加熱して再投入すると、このときの高温ビールは約 30分ですべて 10°C の飲料適温にすることができた。この冷却特性は、同じく図7に示されている。

3.3 温度分布

水槽内の温度分布は、時間の経過に従って図8のように変化する。これからわかるようにこの冷水ショーケースは、冷却途上の場合に

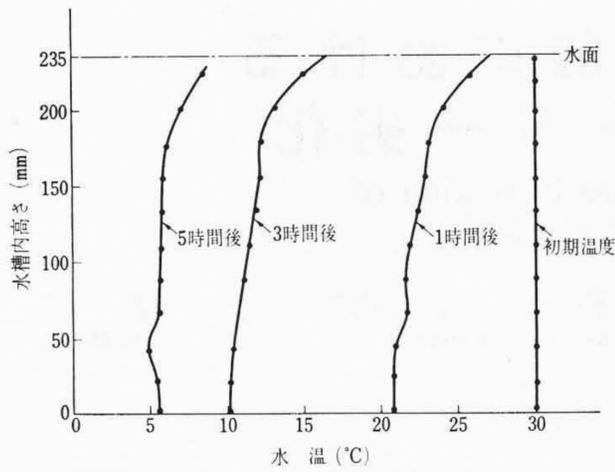


図8 水槽内温度分布

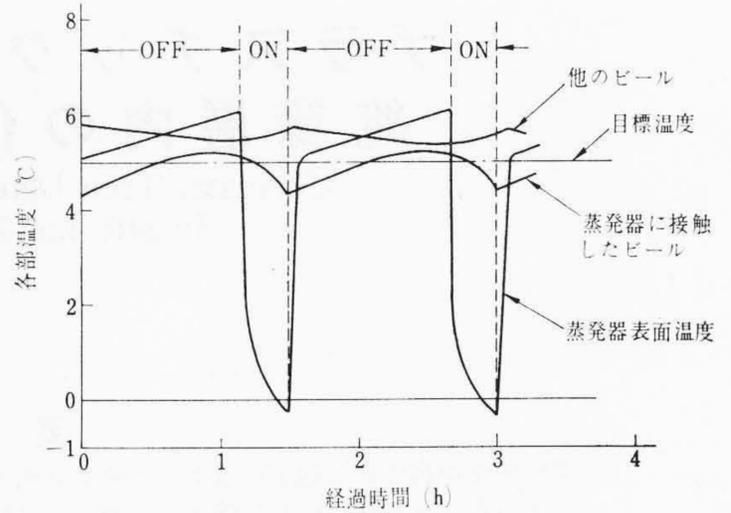


図9 断続運転の性能

においても最大5度程度の温度差で、実際の使用範囲である水温5～10°Cの所においては、ほぼ均一な温度分布とすることができる。

さらにビールの負荷28本を投入した場合には、ビール間に三角形の間げきが生じ、無負荷の場合とまったく同様な均一な効果的性能を示している。

負荷を40丁の豆腐とした場合、流水間げきがなくなり、ビールに比較してやや温度分布は不利となるが、最低温度5.5°C、最高温度9.0°Cであり、実用上はなんら問題ないものとする事ができた。

また無負荷・有負荷にかかわらず蒸発器上への着氷はほとんどなく、食品に対する凍結・破損・水槽内デッドスペースの増大などの悪影響はまったく見られなかった。

3.4 断続特性

負荷のビール28本を投入し、サーモスタットで制御し断続運転を行なわせた場合、断続運転の特性は、図9に示すとおりであった。

この結果、蒸発器に接触した一列のみは、わずかに2度ほど断続運転に従って変動するが、ほかの負荷はまったく変動がなく均一な温度5°Cが保持された。このときの運転率は22%で熱漏えい量は微小であった。

4. 結 言

昭和45年度に発売した日立RC-607B形冷水ショーケースは、特殊な蛇行状蒸発器を設置することによって、食品の冷却および冷蔵

のあらゆる条件に対し理想的な性能を発揮するものとなった。

この蛇行状蒸発器は、工作性が簡単でかつ0.11 m²と小さい伝熱面積にもかかわらず、一般の平板式蒸発器を使用する冷水ショーケースと比較して冷却性能がよく、下記のような効果を得ることができた。

- (1) 5°Cに冷却されたビール28本のうち半数の14本を30°Cのものに入れ変えた場合、30分で10°Cに冷却できた。
- (2) 水槽内温度分布がまったく均一化され食品を投入しても常に一定温度を保持し、腐敗・凍結などの現象はまったく起らなかった。
- (3) 最低到達温度は低下し、5°Cまで着氷・リキッドバックなどの影響はまったくない。
- (4) 冷却水温度5°Cにおける断続時の運転率は、22%と小さく熱漏えい量も微小であった。

以上のように、日立RC-607B形自然対流式の冷水ショーケースは、強制対流式冷水ショーケースに比較しても遜色(そんしょく)ない性能を有し、商品価値の高いものとなった。

参 考 文 献

- (1) 細田, 阿部: 冷凍, 38, 428, p.464~470
- (2) J.M. Clawla: Kältetechnik 19, 10, p.306~309



特 許 の 紹 介



特許第518153号(特公昭42-21369号)

桑江和夫

モノレールカーの側輪バネ系

跨座式モノレールカーは、軌道両側面に沿って走行する案内輪および安定輪よりなる側輪で車両を案内する関係上、この側輪バネ系の選定によって車両の左右振動、ローリング特性および走行抵抗が左右される。また左右動により側輪が軌道面より離れたり接触したりすると、側輪の摩耗が非常に大きくなるので側輪が軌道面より離れないように側輪に初期荷重を与えておく必要がある。

この発明は、側輪の初期荷重をできるだけ小さくするために、モノレールカー側輪のバネ系に、中立状態からバネが伸張する範囲は柔軟に収縮する範囲はかたくなるような非線形のバネ特性を与えることにより、側輪の初期押付力を小さくしたものである。すなわち、このバネ系の合成バネ常数を k_0 とし、図1のような直線形のバネ系ではなく図2のような非線形のバネ特性を採用し、変曲点C近くの力を初期押付力 P_0' とすると、これにより直線形のバネ系の場合よりも初期押付力を数分の一に小さくできるので、振動性能、安定感を害することなく走行抵抗を小さくすることができ、側輪の摩耗および疲労を少なくすることができる。(武居)

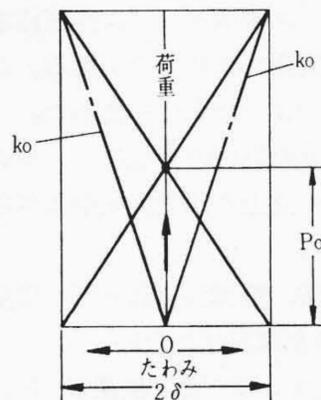


図1

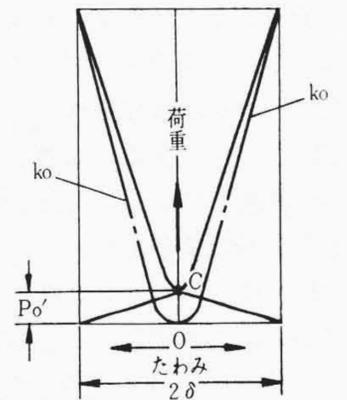


図2