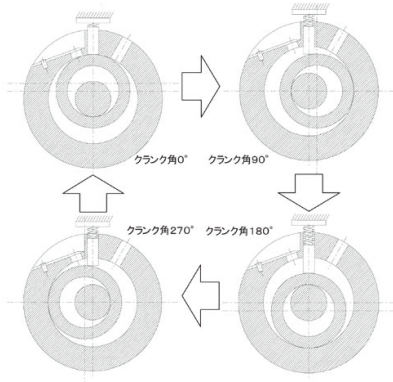
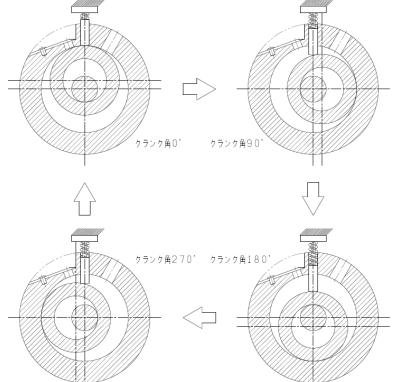
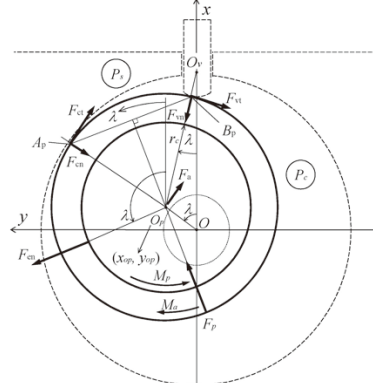
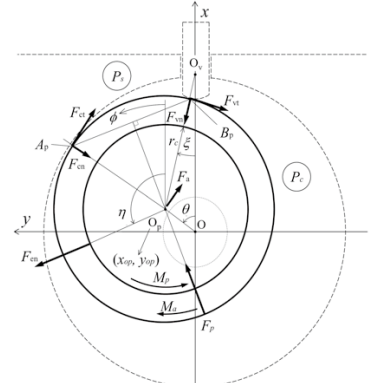


冷媒圧縮機 第1版 正誤表 (2023.11.30)

[修正のページ番号は第1刷を基準としており、第2刷以降では多少ずれている場合がある.]

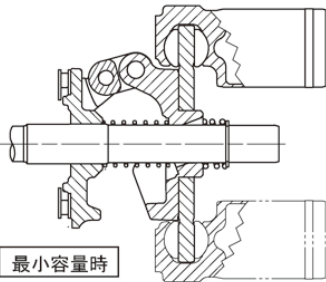
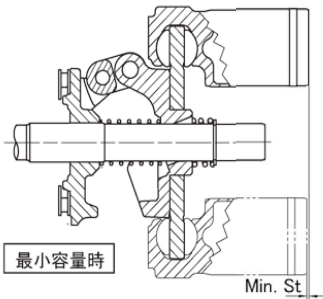
章 ページ	内 容	誤 (修正前)	正 (修正後)	修正		
				第2刷	英語版	第3刷
目次	表現修正 (「型」削除)	8.3.3 可変容量型圧縮機	8.3.3 可変容量圧縮機	×	—	○
目次	項番号修正	8.4.2 8.4.4 8.4.5 8.4.6	8.4.2 8.4.3 8.4.4 8.4.5	×	○	○
目次	追加		第13章 あとがき の次に以下の行を追加 索引 260	×	×	○
1章 P. 3	右欄： 脱字	1920 代	1920 年代	×	—	○
2章 P. 13	式(2.40)： 分子分母逆転	$\lambda = \text{Re}/64$	$\lambda = 64/\text{Re}$	○	○	○
2章 P. 15	右欄： 誤記	MacAdams	<u>McAdams</u>	×	○	○
2章 P. 15	式(2.70)： 分子分母逆転	$X^2 = \frac{(-dP_f/dz)_{g0}}{(-dP_f/dz)_{l0}}$	$X^2 = \frac{(-dP_f/dz)_{l0}}{(-dP_f/dz)_{g0}}$	○	○	○
2章 P. 17	左欄： 誤記	式(2.76)に代入すれば	式(2.78)に代入すれば	×	○	○
2章 P. 18	右欄： 誤記削除	<u>，λ は体積粘性係数を</u>	削除	×	○	○
2章 P. 19	左欄： 誤記削除	軸受に働く <u>単位面積当たりの粘性摩擦力は</u>	軸受に働く粘性摩擦力は	×	○	○
2章 P. 19	左欄～右欄： 図2.18に関わる説明及び式(2.91)，(2.92)の修正	粗い面同士の一般的な接触状態を図2.18に示しているように、上下面の突起高さの標準偏差を σ_1 、 σ_2 とすると、 σ は $\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}$ で与えられる。2面間の平均距離すなわち見掛けの油膜厚さ h に σ_1 と σ_2 を足したものが局所的な油膜厚さ $h_T (= h + \delta_1 + \delta_2)$ である。見掛けの油膜厚さ h と粗さの標準偏差 σ との比を $H_r (= h/\sigma)$ とすると、その大きさによって局所的な油膜厚さ h_T が次のように与えられる。 $h_T = h \quad \text{at } H_r \geq 3$ $h_T = \frac{3\sigma}{256} \{ 35 + Z(128 + Z(140 + Z^2(-70 + Z^2(28 - 5Z^2)))) \}$ $\quad \text{at } H_r < 3 \quad (2.91)$ ここで、 $Z = H_r/3$ である。	粗い面同士の一般的な接触状態を図2.18に示す。ここで図中の δ は2面間の平均距離すなわち見掛けの油膜厚さ h を基準とした局所的な表面粗さであり、2面間の平均距離 h に δ_1 と δ_2 を足したものが局所的な油膜厚さ $h_T (= h + \delta_1 + \delta_2)$ である。上下面の突起高さの標準偏差を σ_1 、 σ_2 とすると、 σ は $\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}$ で与えられる。見掛けの油膜厚さ h と粗さの標準偏差 σ との比を $H (= h/\sigma)$ とすると、その大きさによって局所的な油膜厚さ h_T の平均値 $\bar{h}_T$ が次のように与えられる。 $\bar{h}_T = h \quad \text{at } H \geq 3$	×	×	○

		粗さを考慮した場合の平均せん断応力も次式で計算できる. $\bar{\tau}_x = \frac{\eta(u_2 - u_1)}{h_r} (\phi_f \pm \phi_{fs}) \pm \phi_{fp} \frac{h_r}{2} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x}$ $\bar{\tau}_y = \frac{\eta(v_2 - v_1)}{h_r} (\phi_f \pm \phi_{fs}) \pm \phi_{fp} \frac{h_r}{2} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y}$ (2.92)	$\bar{h}_r = \frac{3\sigma}{256} \left\{ 35 + Z \left(128 + Z \left(140 + Z^2 \left(-70 + Z^2 (28 - 5Z^2) \right) \right) \right) \right\}$ at $H < 3$ (2.91) ここで, $Z = H/3$ である. 粗さを考慮した場合の平均せん断応力も次式で計算できる. $\bar{\tau}_x = \frac{\eta(u_2 - u_1)}{h} (\phi_f \pm \phi_{fs}) \pm \phi_{fp} \frac{h}{2} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x}$ $\bar{\tau}_y = \frac{\eta(v_2 - v_1)}{h} (\phi_f \pm \phi_{fs}) \pm \phi_{fp} \frac{h}{2} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y}$ (2.92)			
2 章 P. 27	左欄： 誤記(添え字)	L_s	L_s	×	○	○
2 章 P. 27	右欄： 内容の変更 (間違いではないが、より正確に記述)	また、モータ効率を含まない効率として、実流量に対する理想動力と軸入力 L_a の比 $(G \Delta h_{ad} / L_a)$ をとり、これを全断熱効率と呼ぶこともある。	また、実流量に対する理想動力とガス圧縮動力 L の比 $(G \Delta h_{ad} / L = \eta_v \cdot \eta_{ind})$ を断熱効率 η_c として、実流量に対する理想動力と軸入力 L_a の比 $(G \Delta h_{ad} / L_a = \eta_c \cdot \eta_m = \eta_v \cdot \eta_{ind} \cdot \eta_m)$ を全断熱効率 η_{ad} と呼ぶことがある。	一部修正済み △	△	○
2 章 P. 30	表 2.2： R125 の分子構造式	CHF ₂ CH ₃	CHF ₂ CF ₃ (数字は添え字)	○	○	○
2 章 P. 32	文献 8)： 脱字	8) W. H. McAdams, W. K. Woods, R. L. Bryan: "Vaporization inside horizontal tubes -ii- benzene-oil mixtures", <u>Trans. ASME</u> , 64, pp.193-200 (1942).	8) W. H. McAdams, W. K. Woods, R. L. Bryan: "Vaporization inside horizontal tubes -ii- benzene-oil mixtures", <u>Trans. ASME</u> , 64, pp.193-200 (1942).	○	○	○
2 章 P. 32	文献 13) 漢字修正	狭い間隙をもつ偏平流路内気液二相流 (液体物性値の影響)	狭いかんげきをもつ偏平流路内の気液二相流 (液体物性値の影響)	△	○	○
2 章 P. 32	文献 14) 誤字	Estimation of Steady State Steam <u>Viod</u> Fraction by means of the Principle of Minimum Entropy Production	Estimation of Steady State Steam <u>Void</u> Fraction by means of the Principle of Minimum Entropy Production	○	○	○
2 章 P. 32	文献 15) タイトル挿入	D. Chisholm: Int. J. Heat Mass Transfer, 16(2), pp.347-358 (1973).	D. Chisholm: " <u>Pressure gradients due to friction during the flow of evaporating two-phase mixtures in smooth tubes and channels</u> ", Int. J. Heat Mass Transfer, 16(2), pp.347-358 (1973).	○	○	○
3 章 P. 36	式(3.2)： カッコ記号[] 追加	$V(\theta) = \frac{\pi}{4} D^2 R + L - \{ \sqrt{(L^2 - R^2 \sin^2 \theta)} + R \cos \theta \} + V_{top}$	$V(\theta) = \frac{\pi}{4} D^2 [R + L - \{ \sqrt{(L^2 - R^2 \sin^2 \theta)} + R \cos \theta \}] + V_{top}$	×	○	○

3 章 P. 39	左欄： 誤記	ベーン型は <u>偏心</u> 回転するロータの中に	ベーン型は <u>回転</u> するロータの中に	×	○	○
3 章 P. 39	左欄： 誤記	<u>冷媒中を</u> 循環する油ミスト	<u>冷媒と共に冷凍サイクルを</u> 循環する油ミスト	×	△	○
3 章 P. 39	左欄： 誤記	<u>冷媒中を</u> 循環する油量	<u>冷凍サイクルを</u> 循環する油量	×	△	○
3 章 P. 39	左欄： 字句追加	そのため圧縮機出口側の・・・構造を付加している．	そのため <u>に</u> ，圧縮機出口側の・・・構造を付加している <u>圧縮機もある</u> ．	×	×	○
3 章 P. 42	左欄： 誤記	<u>漏れ経路</u> がリング外周から内周側で	<u>漏れが</u> リング外周 <u>側から</u> 内周側に	×	○	○
3 章 P. 47	左欄： 誤記削除	x 軸と y 軸の 2 方向に <u>同じ大きさ</u> の <u>不</u> つり合い加振力が	x 軸と y 軸の 2 方向に不つり合い加振力が	×	○	○
3 章 P. 47	右欄： 脱字	ただし $[X]$ は振動変位行列 $[M]$ は質量	ただし $[X]$ は振動変位行列， <u>$[M]$</u> は質量	×	○	○
4 章 P. 52	図 4.3： クランク角 0° の図で，シャフト中心線(水平方向)の位置ズレを修正			×	×	○
4 章 P. 53	図 4.5： 縦軸誤記	V_{st}	V_{th}	×	○	○
4 章 P. 58	右欄： 誤記	式(11)によって決定される	式(4.11)によって決定される	×	○	○
4 章 P. 59	左欄： 誤記	冷媒ガスの <u>せん断</u> によるローリングピストン中心方向押付け力	冷媒ガスの <u>圧力</u> によるローリングピストン中心方向押付け力	×	○	○
4 章 P. 59	左欄： 式(4.17)の下に追記		ここで， I_p はローリングピストンの中心軸周りの慣性モーメントである．	×	×	○
4 章 P. 59	図 4.11： 記号の誤記	図中の角度記号(すべての λ) 	(θ, ϕ, η, ξ に変更) 	×	○	○

4 章 P. 60	右欄： 誤記	図 3.4.3 に示したバランサ	第 3 章の 3.4.3 項に示したバランサ	×	○	○
4 章 P. 62	左欄： 誤記	理想的な断熱圧縮動力（有効圧縮仕事）	理想的な断熱圧縮動力（有効圧縮動力）	×	○	○
4 章 P. 62	右欄： 誤記	吐出ポート部等の <u>圧縮</u> 出来ない容積	吐出ポート部等の <u>吐出することの</u> 出来ない容積	×	○	○
4 章 P. 69	右欄： 誤記	圧縮室内の圧力上昇や機械損失により入力は <u>増加し</u> ，	圧縮室内の圧力上昇や機械損失により入力は <u>能力セーブ相応には減少せず</u> ，	×	○	○
4 章 P. 73	左欄： 語句修正	r_0 ：クランク軸給油孔径 r_c ：クランク軸給油孔入口径	r_0 ：クランク軸給油孔部の外半径 r_c ：クランク軸下端部の開口半径	×	○	○
4 章 P. 73	右欄： 誤記	クランク軸には図 4.44 に示すように	クランク軸には図 4.42 に示すように	×	○	○
4 章 P. 78	右欄： 説明追記	曲げ R を大きくしたり球面化して	曲げ R を <u>大きくして平面部を減らしたり</u> ，球面化したりして	×	×	○
5 章 P. 83	左欄： 文献番号追記	欧米で数多くの特許が出願されている ¹⁾ 。	欧米で数多くの特許が出願されている ¹⁻²⁾ 。	×	○	○
5 章 P. 83	左欄： 文献番号修正	わが国で最初に実用化された ²⁻⁸⁾ 。	わが国で最初に実用化された ³⁻⁸⁾ 。	×	○	○
5 章 P. 85	式(5.4)： h を追記	$= 2a^2 \left\{ \frac{1}{2} \int_{\lambda_{p(i-1)}}^{\lambda_{pi}} (\lambda_p + \alpha)^2 d\lambda_p - \frac{1}{2} \int_{\lambda_{p(i-1)}}^{\lambda_{pi}} \lambda_p^2 d\lambda_p \right\}$	$= 2a^2 h \left\{ \frac{1}{2} \int_{\lambda_{p(i-1)}}^{\lambda_{pi}} (\lambda_p + \alpha)^2 d\lambda_p - \frac{1}{2} \int_{\lambda_{p(i-1)}}^{\lambda_{pi}} \lambda_p^2 d\lambda_p \right\}$	×	○	○
5 章 P. 85	図 5.6： 縦軸誤記	V_{pi}/V_{th}	V_i/V_{th}	×	○	○
5 章 P. 86	左欄： 誤記	図 5.6 に、 <u>クランクシャフトの回転角に対する</u>	図 5.6 に、 <u>横軸に接点の伸開角を取り</u> ，	×	×	○
5 章 P. 87	左欄： 誤記	スクロールの歯先と <u>根本</u>	スクロールの歯先と <u>歯底</u>	×	×	○
5 章 P. 87	右欄： 誤字	オルダムリング機構は、互いに <u>直</u> 行するキー状の	オルダムリング機構は、互いに <u>直</u> 交するキー状の	○	—	○
5 章 P. 88	式(5.8)： 修正(添え字)	$p_i = P_s \left\{ \frac{2(1 + \frac{t}{\varepsilon})(\lambda_{pmi} - \pi) + \pi}{2(1 + \frac{t}{\varepsilon})(\lambda_{pms} + \pi) + \pi} \right\}^\kappa$	$p_i = P_s \left\{ \frac{2(1 + \frac{t}{\varepsilon})(\lambda_{mo} - \pi) + \pi}{2(1 + \frac{t}{\varepsilon})(\lambda_{pi} + \pi) + \pi} \right\}^\kappa$	○	○	○
5 章 P. 89	右欄： 誤字	背圧室の圧力は自動的に吸込み圧力と吐出圧力の中間の圧力に <u>保時</u> される。	背圧室の圧力は自動的に吸込み圧力と吐出圧力の中間の圧力に <u>保持</u> される。	○	—	○
5 章 P. 91	右欄： 誤記(添え字)	摩擦力 f_{m1} ， f_{m2} が旋回半径に直角な旋回に抗する方向に作用する。	摩擦力 f_{b1} ， f_{b2} が旋回半径に直角な旋回に抗する方向に作用する。	×	○	○
5 章 P. 91	右欄： 誤記	M_{bm} は旋回 <u>軸受け</u> 部の相対すべりによる摩擦トルクである。	M_{bm} は旋回 <u>軸受</u> 部の相対すべりによる摩擦トルクである。	×	×	○
5 章 P. 92	右欄： 誤記	スラスト <u>軸受け</u> 面での接触状態が	スラスト <u>軸受</u> 面での接触状態が	×	×	○

5 章 P. 92	右欄： 誤記	<u>Y</u> 軸方向と回転モーメントのつり合い式は，	<u>Y</u> 軸方向の力および回転モーメントのつり合い式は，	×	○	○
5 章 P. 93	式(5.23)： 第 1 式の修正	$F_{olf1} - F_{olf2} + f_{olm1} + f_{olm2} = 0$	$F_{olf1} - F_{olf2} - f_{olm1} - f_{olm2} = 0$	×	○	○
5 章 P. 93	右欄： 削除修正	慣性項とばね項の積分は定常運転時には 0 になるので，	慣性項の積分は定常運転時には 0 になるので，	×	○	○
5 章 P. 97	文献 1)： 修正	1) <u>L. Creux : “Rotary Engine”, U.S. Patent No. 801182 (1905).</u>	1) <u>G. Pelizzola : “Apparecchio Rotatorio a Spirali (Spiral Rotary Machine)”, Italian Patent No. 383(1886).</u>	○	○	○
5 章 P. 97	文献 2)： 修正	2) <u>荒井信勝，小谷純久，内山直志，寺田浩清：「スクロール圧縮機とそのパッケージ形空調機への応用」，日立評論，Vol.65，No.6，pp31-36，(1983).</u>	2) <u>L. Creux : “Rotary Engine”, U.S. Patent No. 801182 (1905).</u>	×	○	○
6 章 P. 100	左欄： 誤記	両ロータの <u>歯溝</u> とケーシングによって囲まれる空間	両ロータの <u>歯面</u> とケーシングによって囲まれる空間	×	×	○
6 章 P. 101	右欄： 誤記	両ロータの <u>歯溝</u> と共に圧縮室を構成し，	両ロータの <u>歯面</u> と共に圧縮室を構成し，	×	×	○
6 章 P. 107	右欄： 誤記(添え字)	また L/D_m および心間距離	また L/D_e および心間距離	×	○	○
6 章 P. 126	右欄： 追記	図に示されているように蒸発温度が低下するほど	図に示されているように <u>横軸</u> の蒸発温度 T_e が低下するほど	×	○	○
6 章 P. 127	図 6.46 及び 図 6.48： 横軸誤記	T_c	T_e	×	○	○
6 章 P. 138	右欄： 文献 13)誤記	日本 <u>機</u> 会学会	日本 <u>機械</u> 学会	×	×	○
7 章 P. 140	左欄： 脱字	日本の三井精機（株）が	日本の三井精機 <u>工業</u> （株）が	×	○	○
7 章 P. 149	左欄： 誤記(添え字)	$SL_1 \sim SL_7$ は	$SL_1 \sim SL_7$ は	×	○	○
8 章 P. 160	左欄： 誤字	斜板部を中心にほぼ左右 <u>対象</u> 構造で	斜板部を中心にほぼ左右 <u>対称</u> 構造で	×	—	○
8 章 P. 163	右欄： 表現修正 （「型」削除）	8.3.3 可変容量型圧縮機 (3 行下にも同表現あり) 可変容量型圧縮機	8.3.3 可変容量圧縮機 可変容量圧縮機	×	○	○
8 章 P. 164	図 8.17： タイトル修正	シャフトロータと斜板の <u>契合</u>	シャフトロータと斜板の <u>連結</u>	×	○	○
8 章 P. 164	右欄： 誤字	このためピストンはシリンダ間の <u>勘合</u> 長さを	このためピストンはシリンダ間の <u>嵌合</u> 長さを	×	○	○

8 章 P. 165	図 8.21 : 最小容量時の 図に Min. St の記載もれ			×	×	○
8 章 P. 166	右欄 : 説明字句追加	斜板の傾斜角変化を可能とするため、斜板板厚は薄くなり M_{sv} が小さい。	<u>ピストンとのクリアランスを確保しつつ</u> 斜板の傾斜角変化を可能とするため、斜板板厚は <u>薄くする必要があります</u> 、 <u>M_{sv} が小さくなる。</u>	×	×	○
8 章 P. 167	左欄 : 誤記	d)斜板バランス重り M_b	d)斜板バランス重りによる <u>モーメント M_b</u>	×	×	○
8 章 P. 168	右欄 : 誤記	また弁体は、スプリング k_2 を介して	また弁体には、スプリング k_2 を介して	×	○	○
8 章 P. 169	右欄 : 削除	<u>その開弁圧を 0.05MPa 程度に設定すると共に、</u>	削除	×	×	○
8 章 P. 169	右欄 : 誤記	<u>外部制御型可変容量圧縮機に用いられる外部制御弁</u>	<u>Off-Mode を持つ外部制御弁</u>	×	×	○
8 章 P. 171	左欄 : 誤記削除	<u>まれに発生する膨張弁での冷媒流動音</u>	膨張弁での冷媒流動音	×	×	○
8 章 P. 171	右欄 : 追記	振動騒音は、車体を伝播し、	振動騒音は、車体や空気中を伝播し、	×	×	○
8 章 P. 171	右欄 : 記述追加	直接接触を避けて取り付けられる。	直接接触を避けて取り付けられる場合が多い。	×	×	○
8 章 P. 171	右欄 : 記載もれ	車両側で振動し易い部位がある場合は、	車両側で振動し易い部位がある場合、 <u>緩衝材が適切に使用されていない場合などは、</u>	×	×	○
8 章 P. 171	右欄 : 誤記修正	<u>周波数帯がエンジン音から離れている場合には、</u>	<u>遮音性能が十分でない場合、</u>	×	×	○
8 章 P. 172	右欄 : 誤記	弁振動に伴う圧力変動を重畳させる。	弁振動に伴う圧力変動が重畳される。	×	○	○
8 章 P. 173	右欄 : 削除	軸振れ量も少なくなるため、	軸振れ量も少なく、	×	○	○
8 章 P. 174	左欄 : 追記	旋回軌道のくぼみの中を転がる軸受	旋回軌道のくぼみの中を <u>ボールが</u> 転がる軸受	×	○	○
8 章 P. 174	右欄 : 誤記	中心部の圧縮室容積が <u>完全に 0</u> となることであり、	中心部の圧縮室容積が <u>理論上 0</u> になることであり、	×	△	○
8 章 P. 175 ～177	項番号の修正	8.4.4 スラスト軸受構造 8.4.5 容量制御機構 8.4.6 トルク変動とベルト寿命	8.4.3 スラスト軸受構造 8.4.4 容量制御機構 8.4.5 トルク変動とベルト寿命	×	○	○

8 章 P. 175	左欄： 表現修正	ボールのスラスト荷重を支持する リング、 <u>軸受鋼で作られる。</u>	ボールのスラスト荷重を支持する リング <u>であり、</u> 軸受鋼で作られて <u>いる。</u>	×	○	○
8 章 P. 178	左欄： 誤記	理論容積 V は、 <u>図 8.49</u> に示す斜線 部の	理論容積 V は、 <u>図 8.48</u> に示す斜線 部の	×	○	○
8 章 P. 178	右欄： 誤記(添え字)	ここで、 a_l : ロータ中心	ここで、 a_l : ロータ中心	×	×	○
8 章 P. 179	右欄： 誤記	<u>圧縮途中の圧縮室</u> からロータ隙間 部への漏れ圧力を	<u>圧縮室</u> からロータ隙間部への漏れ 圧力を	×	○	○
8 章 P. 181	右欄： 分かり易いよ うに修正	ロータが回転した時のベーンの回 転角 ϕ は、直線 $\overline{O_c O_b}$ が垂直線(y 軸) に対してなす角度の差分と定義す る。そして、ロータ回転角 θ が 0 の場合のベーン回転角を ϕ_0 とする と、	ロータの回転角 θ に対応したベ ーンの回転角 ϕ は、 <u>図 8.56 のように</u> 直線 $\overline{O_c O_b}$ の $\theta=0$ におけるその位置 からの角度増分と定義する。な お、 $\theta=0$ の時に直線 $\overline{O_c O_b}$ が y 軸と なす角度を ϕ_0 とすると、	×	△	○
8 章 P. 182	左欄： 誤記(添え字)	ここで、 $\overline{O_{ch} O_b}$ は式(8.65)で表され るので、	ここで、 $\overline{O_{rh} O_b}$ は式(8.65)で表され るので、	×	○	○
8 章 P. 182	左欄： 誤記	ϕ とロータ回転角 θ とを関連付ける 式(8.17)を得る。	ϕ とロータ回転角 θ とを関連付ける 式(8.67)を得る。	×	○	○
9 章 P. 192	式(9.1) ϕ を ϕ に修正	$P_2 = P_0^2 X_2 \exp(V_2 \phi_1^2 (\delta_1 - \delta_2)^2 / RT)$	$P_2 = P_0^2 X_2 \exp\{V_2 \phi_1^2 (\delta_1 - \delta_2)^2 / RT\}$	×	○	○
10 章 P. 207	左欄： 誤記	磁力が強いため、小型・薄型化が 可能 <u>な</u> ため、	磁力が強いため、小型・薄型化が 可能 <u>で</u> あり、	×	○	○
10 章 P. 212	右欄： 誤記	三相交流を d_q 軸の直交座標系に変 換した直流成分	三相交流を $d-q$ 軸の直交座標系に 変換した直流成分	×	○	○
10 章 P. 212	右欄： 誤記(添え字)	永久磁石による磁束 Ψ_d	永久磁石による磁束 Ψ_d	×	○	○
10 章 P. 212	右欄： 誤記(斜体)	q 軸インダクタンス	q 軸インダクタンス	×	○	○
10 章 P. 212	図 10.20 : 誤記(添え字)	各記号の 2 文字目	各記号の 2 文字目を添え字にする	×	○	○
10 章 P. 213	右欄： 誤記	n は回転数、 f は <u>回転</u> 周波数、	n は回転数、 f は <u>電源</u> 周波数、	×	○	○
10 章 P. 214	式(10.3) : 誤記	$T = \frac{P}{2\pi f}$	$T = \frac{P}{2\pi n}$	×	○	○
10 章 P. 215	式(10.5) : 誤記	$T = \sqrt{3} I \frac{V \eta \rho}{2\pi f}$	$T = \sqrt{3} I \frac{V \eta \rho}{2\pi n}$	×	○	○
10 章 P. 215	左欄： 誤記	$V \eta \rho / (2\pi f)$ は効率、	$V \eta \rho / (2\pi n)$ は効率、	×	○	○
10 章 P. 218	左欄： 誤記	<u>セルローズ系</u> とプラスチック系材 料	<u>セルローズ系</u> とプラスチック系材 料	×	○	○

10 章 P. 223	図 10.31 : 脱字 [2カ所]	積(cm ²)	表面積(cm ²) <u>、</u>	×	○	○
10 章 P. 234	右欄 : 誤記削除	出力電圧の分析結果と騒音特性分析結果である。	騒音特性分析結果である。	×	○	○
10 章 P. 235	図 10.54 : 縦軸誤記	電圧 [dBA]	電圧 [dB]	×	×	○
10 章 P. 235	図 10.55 : 縦軸誤記	音圧 [dBA]	騒音レベル [dBA]	×	×	○
10 章 P. 237	文献 11) : 誤字	杉本康之,	杉井康之,	×	○	○
11 章 P. 238	左欄 : 誤記削除	冷媒ガスとの比エンタルピー差を, 試験で求められた圧縮機の単位時間当たりの冷媒質量流量を乗じて	冷媒ガスとの比エンタルピー差に, 試験で求められた圧縮機の冷媒質量流量を乗じて	×	○	○
11 章 P. 238	右欄 : 2021 年の JIS 改正に伴う修正	JIS B 8606-4.3.2	JIS B 8606-5.3.a)	×	×	○
11 章 P. 238	表 11.1 : 2021 年の JIS 改正に伴う修正	附属書 A <u>計器の修正及び不確かさ</u> 附属書 B <u>不確かさの解析</u> 附属書 C <u>量記号</u> 附属書 D <u>油循環量・・・</u> 附属書 E <u>附属の油・・・</u> 附属書 F <u>参考文献</u>	附属書 A <u>油循環量の測定</u> 附属書 B <u>附属の油分離器による油循環量の測定方法</u> 附属書 C から F までの行を削除	×	×	○
11 章 P. 239	左欄 : 2021 年の JIS 改正に伴う修正	また試験は、JIS B 8606-4.2 で規定されているように、可能な限り二つの異なる方法で同時に行わなければならない。ただし一方の試験の正確さが確認されている場合には、他方の試験を省略することができる。	また試験は、JIS B 8606-5 で規定されており、9 種類の試験法から 1 つ以上の方法を選択する。	×	×	○
11 章 P. 239	左欄 : 2021 年の JIS 改正に伴う修正	JIS B 8606-8~15	JIS B 8606-6	×	×	○
11 章 P. 239	右欄 : 2021 年の JIS 改正に伴う修正	JIS B 8606-8	JIS B 8606-6.1	×	×	○
11 章 P. 239	表 11.2 : 区分 I の「過冷却冷媒液の温度」誤記	<u>33.2</u>	<u>32.2</u>	○	○	○

11 章 P. 240	左欄： 2021 年の JIS 改正に伴う修正	JIS B 8606- <u>17.1</u>	JIS B 8606- <u>7.2</u>	×	×	○
11 章 P. 240	右欄： 2021 年の JIS 改正に伴う修正	この場合 <u>平均入力</u> は、 <u>平均トルク</u> を用いて <u>±2.5%以下の正確さで算定されなければならない。</u>	この場合、 <u>平均入力には平均トルクを用いる。</u>	×	×	○
11 章 P. 240	右欄： 誤記	(3) <u>油循環率</u> の測定	(3) <u>油循環量</u> の測定	×	○	○
11 章 P. 240	右欄： 2021 年の JIS 改正に伴う修正	付属書 <u>D</u> あるいは <u>E</u> に示す測定方法	付属書 <u>A</u> あるいは <u>B</u> に示す測定方法	×	×	○
11 章 P. 240	右欄： 2021 年の JIS 改正に伴う修正	<u>また測定結果から算定した値の推定誤差解析方法について、JIS B 8606 付属書 B に規定されている。</u>	削除	×	×	○
11 章 P. 240	図 11.1： タイトル誤記	二次冷媒 <u>流量</u> 計法の	二次冷媒 <u>熱量</u> 計法の	×	○	○
11 章 P. 245	表 11.8： 修正	冷凍保安規則関係基準 [<u>施設基準</u>] <u>冷凍装置の施設基準</u> (KHK-S-0401)	冷凍保安規則関係 <u>例示</u> 基準 [<u>溶接基準</u>] <u>冷凍用圧力容器の溶接基準(KHK S 0301)</u> [旧 KHK-S- 0401]	×	×	○
11 章 P. 246	左欄： 2021 年の JIS 改正に伴う追記		参考文献の前に以下の注記段落を挿入追記する。 [注記:地球温暖化を考慮した使用冷媒の変化, また用途拡大等の市場変化から, JIS B 8600 及び JIS B 8606 は 2021 年に改正がなされたため, 本第 1 版第 3 刷では上記 JIS の改正内容を反映した.]	×	×	○
12 章 P. 253	左欄： 誤記	ジャーナル <u>軸受け</u> の油膜圧力	ジャーナル <u>軸受</u> の油膜圧力	×	—	○
12 章 P. 253	右欄： 誤記	文献 3)-5), 7)- <u>15</u>)などが見られる。	文献 3)-5), 7)- <u>13</u>)などが見られる。	×	○	○
12 章 P. 256	文献 4)： 誤記	鈴木 <u>進一</u>	鈴木 <u>新一</u>	○	—	○
13 章 P. 258	左欄： 誤字	圧縮機テキストを <u>改定</u> 用意することとは	圧縮機テキストを <u>改訂</u> 用意することとは	×	—	○