

油圧技術便覧

新 版

油圧技術便覧編集委員会編

日 刊 工 業 新 聞 社

序 文

わが国における油圧工業の発展は、この 10 年間まことに目ざましいものがある。とくにここ 5 年間は、独自の技術開発によるもの、あるいは外国一流技術との提携によって、標準的油圧機器の品質、性能は格段の進歩をとげている。さらに JIS 規格の整備も促進されて、油圧工業の態勢も国際的な実力を備えるにいたった。

ひるがえって 10 年前にわれわれが外国の技術資料を相手に手さぐり状態で、油圧機器の開発を行っていた時代を顧みると隔世の感がする。

ここでわが国の油圧工業が世界的立場で飛躍するためにはつぎのことが反省される。油圧工業の基礎となる研究部門がさらに充実されて油圧技術の基礎的な裏付けが必要である。また油圧技術の応用分野で新しい開発が行なわれてベースメーカーの出現が望まれることである。

とくに一般産業機械の性能向上、生産性向上のために油圧技術の応用がさらに深く浸透しなければならない。この意味で現在の油圧工業は青年期を終えているが、その基礎となる油圧技術はこれから青年期を迎えんとする時期にあるともいえよう。

今回新たに油圧技術便覧を改訂するにいたったのも以上のような工業の発展過程と、今後の油圧技術の使命を背景にしているわけである。本便覧の編集委員会はこの主旨にもとづいて、過去 2 年間にわたって詳細検討され、ほとんど旧版を全面的改訂する線で拡充、改良されており、その概要は下記のごとくである。

- (i) 基礎編は従来の一般理論の章をさらに充実するとともに、さらに計測の章を加えた。
- (ii) 旧版の部品編を拡充させるために要素編と機器編に分けた。
- (iii) 応用編ではさらに工場設備（生産設備）、農業機械、工業プロセス、原子力、宇宙開発、新開発技術の章を新たに追加した。
- (iv) 最終の資料編には規格寸法、国内規格、外国規格などの具体的設計資料を豊富に掲載する。
- (v) 各章には総論をのせて、問題点や今後の発展動向を明らかにし、極力ユーザ側に立ってその設計、保守上の取扱い方を明らかにした。

資料は国内外を問わず掲載するが、従来の外国技術資料の偏重を是正した。

執筆者には、それぞれの専門で第一線に活躍されている技術者、研究者 88 名の諸氏にお願ひし、多忙な時間をさいて、編集方針に沿った内容の執筆に御協力を願ったことはまことに感謝にたえぬ次第である。本便覧が、機械設計、製造、保守の技術者、さらには研究者諸兄に有効に生かされて、わが国油圧技術が、まことに独立独歩で世界市場に雄飛できることを念願する次第である。

最後に有益なる資料を提供された諸会社、日本油圧工業会、および忍耐つよく本便覧の刊行に努力された日刊工業新聞社に謝意を表するものである。

昭和 42 年 初冬

油圧技術便覧編集委員長

阿 武 芳 朗

凡 例

1. 東京工業大学の阿武芳朗教授を編集委員長とする油圧技術便覧編集委員会および関係者により、執筆編集したものである。
2. I～V編よりなり、中扉（色紙）で区別してある。章は 1, 2, 3, …, 節は 1・1, 1・2, …, 項は 1・1・1, 1・1・2, …, のポイントシステムをもってあらわし、それ以下は (1), (2), (3), …, (i), (ii), (iii), …, a), b), c), …, など任意の分類とした。
 - I. は基礎編
 - II. は要素編
 - III. は機器編
 - IV. は応用編
 - V. は資料編とおよその分類をしてある。
3. 目次は総目次を表紙の裏に、また各編の詳細目次を各編の初めに収録した。
4. 執筆者および執筆内容は各編の目次に明示してある。
5. 各項以下の内容はそれぞれ執筆者の見解に一任した。
6. 原則として新かなづかい、当用漢字を用い、術語は文部省学術用語機械工学編に準じた。
7. 採用した単位は原則としてメートル法に準拠したが、米英よりの引用文献、その他慣用のものにはかなりの例外を認めた。
8. 油圧回路図の記号は JIS に基づいて書いた。
9. 各章末の参考文献、引用文献の番号をそれぞれローマン体、イタリック体によって区別できるように明示してある。

〔編集委員〕

阿 武 芳 朗	(東京工業大学)
黒 田 長 治	(東洋サーモコントロール)
須 藤 孝 次	(日本航空)
田 中 武 雄	(油研工業)
田 中 年 男	(日本アスベスト)
松 波 直 秀	(日本油圧工業会)
久 田 丈 夫	(トキコ)
細 見 知 雄	(萱場工業)
松 生 武	(日本バルカー工業)

〔執筆 者〕

赤 山 二 郎	住友精密工業株式会社	入 江 敏 光	株式会社豊田自動織機製作所
秋 山 忠 弘	トキコ株式会社	上 田 隆 三	日本原子力研究所
天 野 恕	日本原子力研究所	上 野 亮 一	萱場工業株式会社
阿 武 芳 朗	東京工業大学	大 島 康次郎	東京大学
生 田 清 弘	新明和工業株式会社・川西モータサービス寒川工場	大 田 道 男	東京工業大学
石 井 実	株式会社小糸製作所	岡 部 三 七	防衛庁
伊 沢 計 介	東京工業大学	香 西 孝	油研工業株式会社
石 井 幸 孝	日本国有鉄道	加 藤 孝	東芝機械株式会社
石 沢 應 彦	日本国有鉄道	加 登 康 夫	株式会社不二越
石 原 智 男	東京大学	門 泰 一	大陽鉄工株式会社
板 谷 松 樹	株式会社 武蔵野製作所	金 沢 磐 夫	上智大学
井 田 富 夫	神奈川大学	神 林 治 雄	日本オイルシール工業株式会社
市 川 常 雄	静岡大学	北 川 英 雄	精工工業株式会社
出 光 文 雄	日本オイルシール工業株式会社	倉 島 英 男	油研工業株式会社
糸 川 英 夫	組織工学研究所	黒 田 長 治	東洋サーモコントロール株式会社
井 上 威 恭	横浜国立大学	小 出 武 城	横浜ゴム株式会社

- | | | | |
|---------|-------------|---------|-----------------|
| 小 杉 毅 | 住友電気工業株式会社 | 野 島 貫四郎 | 出光興産株式会社 |
| 小 山 松 夫 | 油研工業株式会社 | 野 村 進 | 石川島播磨重工業株式会社 |
| 坂 本 政 明 | 壹場工業株式会社 | 服 部 弘 | 石川島播磨重工業株式会社 |
| 佐 藤 俊 雄 | 豊興工業株式会社 | 花 房 秀 郎 | 京都大学 |
| 塩 見 一 徳 | 川崎重工業株式会社 | 早 瀬 佑次郎 | 株式会社東京計器製造所 |
| 篠 田 米三郎 | 株式会社名機製作所 | 樋 口 忠 次 | 日本航空株式会社 |
| 杉 本 仙 市 | 壹場工業株式会社 | 久 田 丈 夫 | トキコ株式会社 |
| 鈴 木 勝 仁 | 防衛庁 | 樋 沼 淨 保 | 株式会社松田製作所 |
| 須 田 満 | 油研工業株式会社 | 広 沢 徳三郎 | 日本アスベスト株式会社 |
| 須 藤 孝 次 | 日本航空株式会社 | 福 田 昭 二 | 石川島播磨重工業株式会社 |
| 曾 我 温 方 | 株式会社東京計器製造所 | 二 俣 昌 之 | 株式会社小松製作所 |
| 高 品 浩 | 東京電力株式会社 | 古 橋 治 義 | 大同製鋼株式会社 |
| 高 橋 達 男 | 株式会社日立製作所 | 細 見 知 雄 | 壹場工業株式会社 |
| 高 橋 通 | 壹場工業株式会社 | 細 山 鋼 三 | 日本航空株式会社 |
| 竹 中 俊 夫 | 東京工業大学 | 堀 田 浩 | 東急車両製造株式会社 |
| 田 中 武 雄 | 油研工業株式会社 | 増 田 正 三 | 京都大学 |
| 田 中 年 男 | 日本アスベスト株式会社 | 杵 田 吉 郎 | 日本海事協会 |
| 玉 置 光 夫 | 日本国有鉄道 | 増 山 亮 | 株式会社交通機械設備設計事務所 |
| 近 森 徳 重 | 株式会社阪上製作所 | 松 生 武 | 日本バルカー工業株式会社 |
| 筒 井 為 雄 | 防衛庁 | 三 井 浩次郎 | 住友精密工業株式会社 |
| 筒 井 正 | 日本油圧工業会 | 村 岡 虎 雄 | 油研工業株式会社 |
| 寺 山 巖 | 日本国有鉄道 | 村 上 昌 俊 | 日本原子力研究所 |
| 中 城 忠 彦 | 防衛庁 | 山 下 和 三 | 日本海事協会 |
| 中 林 修 治 | 株式会社神戸製鋼所 | 吉 沢 重 之 | 東京電力株式会社 |
| 中 村 孝 | 株式会社電元社製作所 | 吉 田 耕 | 日本航空株式会社 |
| 永 井 雅 夫 | 炭研精工株式会社 | 鷲 尾 英 夫 | 東芝機械株式会社 |
| 並 木 浩 | 株式会社日立製作所 | 渡 部 富 治 | 株式会社日立製作所 |
| 根 本 衛 | トキコ株式会社 | | |

総 目 次

I. 基 礎 編

- | | |
|---------------|---------------|
| 1. 一般理論.....1 | 2. 計 測.....22 |
|---------------|---------------|

II. 要 素 編

- | | |
|-----------------|------------------|
| 1. 作 動 油.....35 | 4. バ イ プ.....169 |
| 2. シ ー ル.....78 | 5. ホ ー ス.....186 |
| 3. 継 手.....147 | |

III. 機 器 編

- | | |
|--------------------|-------------------------|
| 1. ポ ン プ.....199 | 5. アキュムレータ.....407 |
| 2. アクチュエータ.....274 | 6. 油圧ユニット.....422 |
| 3. 制 御 弁.....322 | 7. パワートランスミッション.....451 |
| 4. サ ー ボ 弁.....384 | 8. そ の 他.....459 |

IV. 応 用 編

- | | |
|-----------------------|--------------------|
| 1. 工作機械.....489 | 11. 発電設備.....762 |
| 2. 鍛圧機械.....545 | 12. 工業プロセス.....782 |
| 3. ダイカストマシン.....573 | 13. 鉄 道.....798 |
| 4. プラスチック成形機械.....588 | 14. 船 舶.....821 |
| 5. 工場設備.....628 | 15. 航 空 機.....838 |
| 6. 荷役運搬機.....649 | 16. 兵 器.....892 |
| 7. 建設機械.....682 | 17. 原 子 力.....913 |
| 8. 農業機械.....701 | 18. 宇宙開発.....925 |
| 9. 自 動 車.....714 | 19. 新開発技術.....934 |
| 10. 鉱山機械.....747 | |

V. 資 料 編

- | | |
|-------------------------------|------------------------|
| 1. 油圧基本記号.....945 | 5. 参考油圧路回.....1004 |
| 2. 油圧機器関係規格一覧表.....956 | 6. 単位記号, 換算表.....1015 |
| 3. 設計資料.....962 | 7. 油圧機器関係業者一覧.....1022 |
| 4. JIC 工業装置用油圧標準規格・抜萃.....995 | |

I. 基礎編

板谷 松 樹 (武蔵野製作所) 1・1~1・3

竹 中 俊 夫 (東京工業大学) 1・4, 2・1~2・2

目 次

1. 一般理論.....1	1.3.1 乱流における管摩擦..... 9
1.1 流体運動の基礎理論.....1	1.3.2 管摩擦外の管路の諸損失.....10
1.1.1 重力による液体の圧力.....1	1.4 気泡とキャビテーション.....16
1.1.2 静止液体の圧力の特質.....1	1.4.1 油中の気泡.....16
1.1.3 連続の式.....1	1.4.2 混入と溶解.....17
1.1.4 運動量理論.....2	1.4.3 キャビテーション.....19
1.1.5 流体摩擦による エネルギー損失.....4	1.4.4 ポンプのキャビテーション.....20
1.1.6 ベルヌーイの式.....5	2. 計 測.....22
1.2 粘性流体の層流.....5	2.1 工業計測.....22
1.2.1 円管内の層流.....5	2.1.1 流量測定法.....22
1.2.2 平行すきま内の流れ.....5	2.1.2 圧力計測法.....28
1.2.3 環状すきま内の流れ.....7	2.1.3 粘度計測法.....30
1.2.4 すきまが変化する場合の 2面間の流れ.....7	2.2 実験計測法.....32
1.3 乱流における管路の諸損失.....9	2.2.1 非定常流れの計測.....32
	2.2.2 油圧シリンダの 速度の計測.....32

1. 一般理論

1.1 流体運動の基礎理論

気泡などを含まない連続した液体の運動の説明には、次に述べる基礎式および基礎概念が必要である。

1.1.1 重力による液体の圧力

重力の作用下に静止して液体中の深さ z なる点には、次式であらわされる圧力 p (kg/cm^2) が生じる。

$$p = p_0 + \gamma z \quad (1)$$

ただし、 γ は液体の単位体積の重量 (kg/cm^3)、 p_0 (kg/cm^2) は液体表面の圧力である。

1.1.2 静止液体の圧力の特徴

静止液体の圧力は、次のような特質をもっている。

- (i) 圧力は面に直角に作用する。
- (ii) 静止液体中の圧力は、あらゆる方向に等しい。
- (iii) 密閉容器内の液体の一部を加圧し、圧力を Δp だけ高めると、容器内のあらゆる点は、一様に Δp だけ高まる。すなわち圧力はすべての点に一様に伝わる。これをパスカルの原理という。

1.1.3 連続の式

質量不減の法則を液体の流れに適用した式で、1本の流路の途中に気泡などが存在せず液体が連続して流れる場合、任意の断面 1, 2, ……における流路の断面積を $A_1, A_2, \dots$ (cm^2)、流れの平均流速を $w_1, w_2, \dots$ (cm/s)、流量を Q (m^3/s) とすれば

$$A_1 w_1 = A_2 w_2 = \dots = Q \quad (2)$$

よって

$$w_1 = w_2 (A_2 / A_1) \quad (3)$$

たとえば図 1.1 のとき面積 A_1 なるすきまから噴出する流れの収縮係数を c 、流量を Q とすれば、図について $A_2 = c A_1$ であるから、すきまからの最大流速 w_2 は (2) 式により

$$w_2 = Q / A_2 = Q / c A_1 \quad (4)$$

であることがわかる。

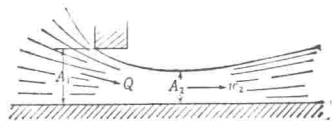


図 1.1 絞りを通る流れ

1.1.4 運動量理論

力学における運動量の法則 $\frac{d}{dt}(\Sigma mw) = \Sigma f$ (ただし m : 質量 $\text{kg} \cdot \text{s}^2/\text{cm}$, w : 速度 cm/s , t : 時間 sec , f : 外力 kg) を流動する流体に適用すると次式が得られる。

$$\frac{d}{dt} \int w \, dm = F_p + F_\rho + F_t \quad (5)$$

ただし F_p は圧力による力, F_ρ は質量力, F_t は流体が受けるそれ以外の力である。

いま図 1.2 のような体積 V の容器に流体が流入, 流出する場合, 断面 1, 2 における流れの断面積, 圧力, 流速, 密度を A_1, A_2 (cm^2), p_1, p_2 (kg/cm^2), w_1, w_2 (cm/s), ρ_1, ρ_2 ($\text{kg} \cdot \text{s}^2/\text{cm}^4$) とし, 流れの方向が x, y, z 軸方向となす角を $\alpha_1, \alpha_2, \beta_1, \beta_2, \gamma_1, \gamma_2$ とすると, 単位時間に断面 1, 2 を通る流体の質量はそれぞれ $\rho_1 A_1 w_1, \rho_2 A_2 w_2$ ($\text{kg} \cdot \text{s}^2/\text{cm}$)/s) であるから, 断面 1, 2 間の流体の運動量の時間の変化は x, y, z 軸方向に対して

$$\begin{aligned} & \rho_2 A_2 w_2 \cdot w_2 \cos \alpha_2 - \rho_1 A_1 w_1 \cdot w_1 \cos \alpha_1, \\ & \rho_2 A_2 w_2 \cdot w_2 \cos \beta_2 - \rho_1 A_1 w_1 \cdot w_1 \cos \beta_1, \\ & \rho_2 A_2 w_2 \cdot w_2 \cos \gamma_2 - \rho_1 A_1 w_1 \cdot w_1 \cos \gamma_1 \end{aligned}$$

である。

次に断面 1, 2 に作用する流体の圧力による力の差の x, y, z 軸方向の分力は, それぞれ x, y, z の正の方向に向かう力を正にとれば

$$A_1 p_1 \cos \alpha_1 - A_2 p_2 \cos \alpha_2, \quad A_1 p_1 \cos \beta_1 - A_2 p_2 \cos \beta_2, \quad A_1 p_1 \cos \gamma_1 - A_2 p_2 \cos \gamma_2$$

であり, 流体の単位質量に働く力の分力を X, Y, Z (kg) とすれば, 体積 V の流体に働く質量力は

$$\int_V \rho X \, dV, \quad \int_V \rho Y \, dV, \quad \int_V \rho Z \, dV$$

したがって逆に容器が流体から受ける力 $F = -F_t$ の分力 F_x, F_y, F_z は (5) 式により

$$\left. \begin{aligned} F_x &= (A_1 p_1 \cos \alpha_1 - A_2 p_2 \cos \alpha_2) + (\rho_1 A_1 w_1^2 \cos \alpha_1 - \rho_2 A_2 w_2^2 \cos \alpha_2) + \int_V \rho X \, dV \\ F_y &= (A_1 p_1 \cos \beta_1 - A_2 p_2 \cos \beta_2) + (\rho_1 A_1 w_1^2 \cos \beta_1 - \rho_2 A_2 w_2^2 \cos \beta_2) + \int_V \rho Y \, dV \\ F_z &= (A_1 p_1 \cos \gamma_1 - A_2 p_2 \cos \gamma_2) + (\rho_1 A_1 w_1^2 \cos \gamma_1 - \rho_2 A_2 w_2^2 \cos \gamma_2) + \int_V \rho Z \, dV \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

と書くことができる。

以上を運動量の理論という。運動量理論は流体内部の流れの状態が不明でも境界面の状態のみによって計算でき、かつ粘性や圧縮性のある流体にも適用できて便利である。

次に運動量理論の二、三の適用例を示す。

(1) 曲がり管の受ける力

図 1.3 のような曲がり管においては (6) 式の $\alpha_1=0$, $\beta_1=90^\circ$, $A_1w_1=A_2w_2=Q$ (cm³/s) であるから γ (kg/cm³) を単位体積の重量とすれば、次のようになる。

$$F_x = p_1A_1 - p_2A_2 \cos \alpha + \frac{\gamma}{g} Q (w_1 - w_2 \cos \alpha)$$

$$F_y = p_2A_2 \sin \alpha + \frac{\gamma}{g} Q w_2 \sin \alpha$$

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$$

(2) ゼットの力

図 1.4 のような板に当たる x 方向の力は (6) 式の $\alpha_1=0$, $\alpha_2=90^\circ$ とすれば、 p_1 , p_2 は大気圧に等しいから、次式を得る。

$$F_x = -\frac{\gamma}{g} Q w = -\frac{\gamma}{g} a w^2$$

(3) スプール弁

図 1.5 のような 4 ウエイ・スプール弁において噴流がスプールにおよぼす力を運動量理論によって求めると以下のようになる。

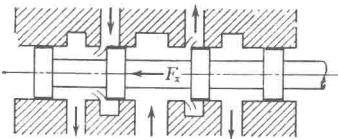


図 1.5 スプール弁

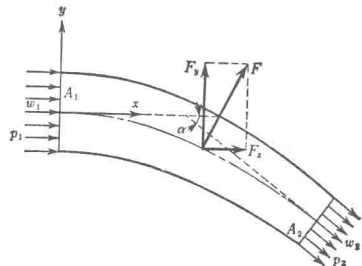


図 1.3 曲管が受ける力

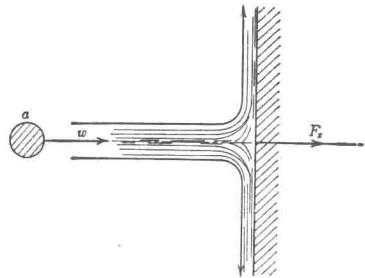


図 1.4 平板に当たるゼット

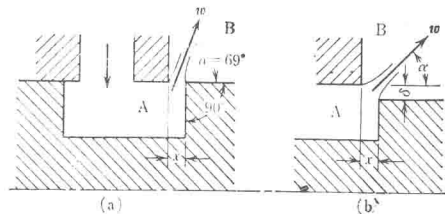


図 1.6 スプール弁の流れ

図 1.5 および図 1.6 に示す噴流による力のうち半径方向の成分は容易にバランスがとれるから、問題は軸方向の力 F_x (kg) だけとなる。この力は Q (cm³/s) を噴出流量、 w (cm/s) を噴出速度とすれば、

$$F_x = \frac{\gamma}{g} Q w \cos \alpha$$

であるから、 Δp (kg/cm²) を室 A, B の圧力差とし、 $w \propto \sqrt{\Delta p}$, k =定数とすれば、上式はまた次のように変形される。

$$F_x = k \sqrt{\Delta p} Q \cos \alpha$$

実際の 4 ウェイ弁では二つの同じすきまがあるから、スプールに働く力はこれの 2 倍になる。図 1・6 (a) のようにガタがなく、スプールの角が鋭く直角になっている場合は実験によると噴流の方向は $\alpha = \cos^{-1} 0.36 = 69^\circ$ となる。しかし同図 (b) のようにスプールと弁体の内径との間に片側で δ のガタがあるときは、角 α は x/δ の比によって変わる。 $x < \delta$ の範囲では α は $0^\circ \sim 45^\circ$ で、 $x > \delta$ になると α は 69° まで大きくなる。ガタ δ の外にスプールのかどの丸味も流出方向に影響する。このような軸方向の力 F_x をなくするには図 1・7 のようにすればよい。

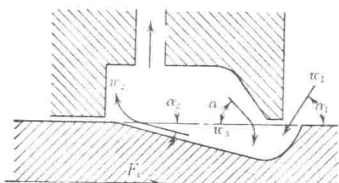


図 1・7 スプール弁の軸力補償

すなわちスプールの断面はちょうどペルトン水タービンのバケットのような形をしており、噴流はスプールの室へ流速 $-w_1$ 、角 α_1 ではいり、 w_2 、 α_2 で去るからスプールに働く力は

$$F_x = \frac{\gamma}{g} Q [(-w_1) \cos \alpha_1 - w_2 \cos \alpha_2]$$

となるが、スプールを去ってからの流れが弁体の凹みにはいり、図のように時計方向に向きを変えて $-w_3$ 、 α_3 で流入し、図の右方向への力を増すことになる。よってこれらの力と前の力が等しくなるように設計すれば、軸方向の力は打ち消されることになる。図 1・8 の実線は図 1・9 の構造で直径 6 mm のスプール弁に対する軸方向の力を示し、点線は図 1・5 のような弁軸方向の力をあらわす。

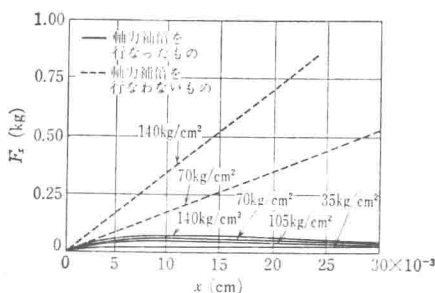


図 1・8 スプールの変位と軸力

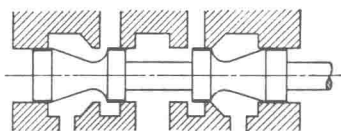


図 1・9 軸力補償したスプール弁

以上の現象はすべての弁に共通で、弁に生じる力が図 1・8 の点線のごとき場合は、弁は不安定となり振動を起こしやすい。管系中に圧縮可能な空気のみや逃し弁などがある場合は、上記の弁の振動は管系全体の振動を誘発することがある。

1・1・5 流体摩擦によるエネルギー損失

壁の表面または流体内部に速度こう配がある場合に、粘性のため生じる壁表面または隣接流体間に生じるせん断応力 τ (kg/cm^2)、およびこれによって失なう流体単位体積ごとの単位時間当りのエネルギー損失 e ($\text{kg} \cdot \text{cm}/\text{cm}^3 \cdot \text{s}$) は、 μ ($\text{kg} \cdot \text{s}/\text{cm}$) を流体の粘性係数、 du/dy (sec^{-1}) を流れと直角方向の速度こう配とすれば、

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (7)$$

$$e = \mu \left(\frac{du}{dy} \right)^2 \quad (8)$$

である。このエネルギーは熱となり、その一部は流体の温度を上昇させることになる。

管路の中を流体が流れる場合には、流体摩擦および管路断面の変化によりエネルギー（主として圧力エネルギー）が失われ、これらのエネルギー損失はすべて熱になる。

1.1.6 ヘルムホルツの式

1本の流路上の2点1, 2における圧力、平均流速、基準面からの高さ、点1, 2間のエネルギー損失、エネルギー発生源から与えられるエネルギーをそれぞれ p_1, p_2 (kg/cm²), w_1, w_2 (cm/s), z_1, z_2 (cm), e (kg・cm/kg), E (kg・cm/kg) とすれば、非圧縮性流体の定常流に対して次のヘルムホルツの式が成り立つ。

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{w_1^2}{2g} + z_1 + E = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{w_2^2}{2g} + z_2 + e \quad (9)$$

p/γ (cm) を圧力ヘッド、 $w^2/2g$ (cm) を速度ヘッド、 z (cm) を位置ヘッドと呼ぶ。

1.2 粘性流体の層流

1.2.1 円管内の層流

半径 R (cm) の円管内を、層流をなして定常的に流れる粘性流体の管中心から半径 r (cm) の点の流速 u 、管中央の最大流速 U (cm/s)、流量 Q (cm³/s)、平均流速 w (cm/s) は次の式であらわされ、速度分布は放物線分布をなす (図 1.10)。

$$\left. \begin{aligned} u &= \frac{p_1 - p_2}{4\mu l} (R^2 - r^2) \\ U &= \frac{p_1 - p_2}{4\mu l} R^2 \\ Q &= \frac{\pi R^4}{8\mu} \frac{p_1 - p_2}{l} \\ w &= \frac{1}{2} U = \frac{p_1 - p_2}{8\mu l} R^2 \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

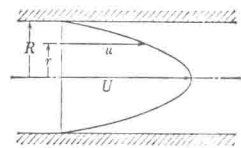


図 1.10 円管内の層流の速度分布

ただし $p_1 - p_2$ (kg/cm²) は長さ l (cm) をへだてた2点1, 2間の圧力差、 μ (kg・s/cm²) は流体の粘性係数である。これにより流量 Q (cm³/s) は $(p_1 - p_2)/l$ が一定のとき、半径の4乗に比例することがわかる。以上をハーゲン・ポアズイユの法則という。なお管摩擦損失圧力 $p_1 - p_2$ を次のダルシー・ワイスバッハの式であらわした場合の (d は管内径 $= 2R$)

$$h = \frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \lambda \frac{l}{d} \frac{w^2}{2g} \quad (11)$$

管摩擦係数 λ は層流の場合

$$\lambda = 64/\text{Re},$$

$$\text{Re} = \text{レイノルズ数} = wd/\nu \quad (12)$$

である。ただし ν : 流体の動粘度 $= \mu/\rho$ (cm^2/s), ρ : 流体の密度 ($\text{kg}\cdot\text{s}^2/\text{cm}^4$) である。

1.2.2 平行すきま内の流れ

平行すきま内の流れにおいては、流速 u (cm/s) は、すきまの厚さ δ (cm), 壁からの距離 z (cm) の関数となる。

(1) 両平面固定の場合 (図 1.11)

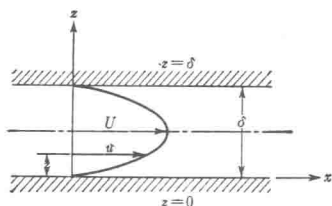


図 1.11 平行すきま内の層流 (両平面固定の場合)

速度分布は、

$$u = \frac{p_1 - p_2}{2\mu l} z(\delta - z) \quad (13)$$

である。最大流速 U (cm/s) は、 $z = \delta/2$ (cm) の点に生じ、その値は次のようになる。

$$U = \frac{p_1 - p_2}{8\mu l} \delta^2 \quad (13a)$$

また単位幅当りの流量 q ($(\text{cm}^3/\text{s})/\text{cm}$), 平均流速 w (cm/s) は、それぞれ次のごとくになる。

$$q = \frac{p_1 - p_2}{12\mu l} \delta^3 \quad (13b)$$

$$w = \frac{p_1 - p_2}{12\mu l} \delta^2 = \frac{2}{3} U \quad (13c)$$

(2) 平面 $z=0$ が固定、平面 $z=\delta$ (cm) が x 方向に $\pm U_0$ (cm/s) の速度で動いている場合 (図 1.12)

流速分布は、

$$u = \frac{p_1 - p_2}{2\mu l} z(\delta - z) \pm U_0 \frac{z}{\delta} \quad (14)$$

であって圧力こう配のない場合 ($p_1 = p_2$ の場合) は

$$u = \pm U_0 \frac{z}{\delta} \quad (14a)$$

となる (図 1.12 の点線)。

次に単位幅当りの流量 q ($(\text{cm}^3/\text{s})/\text{cm}$), 平均流速 w (cm/s) は、それぞれ次のごとくになる。

$$q = \frac{p_1 - p_2}{12\mu l} \delta^3 \pm \frac{U_0 \delta}{2} \quad (14b)$$

$$w = \frac{p_1 - p_2}{12\mu l} \delta^2 \pm \frac{U_0}{2} \quad (14c)$$

また最大流速 U (cm/s) は

$$z = \frac{\delta}{2} \pm \frac{U_0}{\delta} \frac{\mu l}{p_1 - p_2} \quad (14d)$$

の場所が生じ、その大きさは

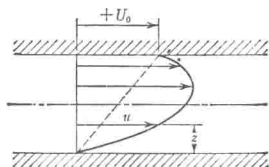


図 1.12 平行すきま内の層流 (一平面が動いている場合)

$$U = \frac{p_1 - p_2}{8\mu l} \delta^2 \pm \frac{1}{2} \frac{\mu l}{p_1 - p_2} \frac{U_0^2}{\delta^2} \quad (14e)$$

である。

壁を U_0 (cm/s) なる速さで動かす場合のすきまの単位幅当りの損失エネルギー E ((kg·cm/s)/cm) は、漏れによる損失 $E_1 = q(p_1 - p_2)$ と摩擦による損失 $E_2 = lU_0\{-\mu(du/dz)_{z=\delta}\}$ の和であるから、(14) および (14b) 式から

$$E = E_1 + E_2 = \frac{(p_1 - p_2)^2}{12\mu l} \delta^3 + \mu l \frac{U_0^2}{\delta} \quad (15)$$

となり、 U_0 の方向には無関係で、すきま δ (cm) を

$$\delta = \left(\frac{2\mu l U_0}{p_1 - p_2} \right)^{1/2} \quad (16)$$

にとったとき、エネルギー損失は最小となる。

1-2-3 環状すきま内の流れ

図 1-13 に示すような狭い環状のすきま (たとえばプランジヤとシリンダのすきま) の場合は、すきまの横幅を πd (cm) とおけば、流量は、

$$Q = \frac{\pi d (p_1 - p_2)}{12\mu l} \delta^3 \quad (17)$$

となる ($\delta \ll d$ の場合にかぎる)。

次に図 1-14 に示すように、内部の円筒が偏心している場合には、内外円の半径を r (cm), R (cm) とし、二つの円が e (cm) だけ偏心しているとする、任意の角 θ ($^\circ$) の方向のすきまの大きさ y は、

$$y = R - (r + e \cos \theta)$$

であるから、円周方向の微小幅 $R d\theta$ の部分を軸方向に流れる流量は、

$$dQ = \frac{(p_1 - p_2)}{12\mu l} y^3 R d\theta = \frac{(p_1 - p_2)}{12\mu l} (R - r - e \cos \theta)^3 R d\theta$$

である。よって $R - r = \delta_0$ (平均すきま), $e/\delta_0 = \varepsilon$ とおけば、

$$\begin{aligned} Q &= \frac{(p_1 - p_2) R}{12\mu l} \int_0^{2\pi} (\delta_0 - e \cos \theta)^3 d\theta \\ &= \frac{(p_1 - p_2) R \delta_0^3}{12\mu l} \int_0^{2\pi} (1 - \varepsilon \cos \theta)^3 d\theta \\ &= \frac{\pi (p_1 - p_2) R \delta_0^3}{6\mu l} (1 + 1.5 \varepsilon^2) \end{aligned} \quad (18)$$

となる。これを (17) 式と比較すると、最大限に偏心して $\varepsilon = 1$ となった場合の流量は、まったく偏心しないときの流量の 2.5 倍となる。

1-2-4 すきまが変化する場合の 2 面間の流れ

図 1-15 に示すように、流れの方向に一方の平面が傾き、他の面が U_0 なる速度で $+x$ の

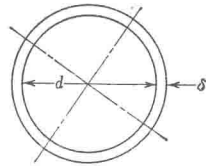


図 1-13 環状すきま (同心の場合)

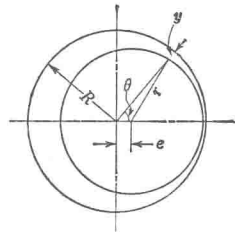


図 1-14 環状すきま (偏心の場合)

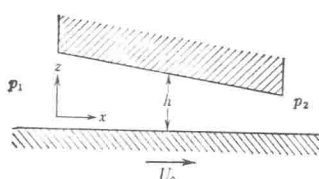


図1-15 傾斜した2面の相対運動

方向に動く場合には、各断面における動く壁から z の点の流速 u (cm/s), 単位幅当りの流量 q ((cm³/s)/cm) および圧力こう配は、 $p_1 < p_2$ として、

$$u = -\frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} (h-z)z + \frac{U_0}{h} (h-z) \quad (19)$$

$$q = \int_0^h u dz = \frac{U_0 h}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \frac{dp}{dx} \quad (19a)$$

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu U_0 \left(\frac{1}{h^2} - \frac{2q}{U_0 h^3} \right) \quad (19b)$$

となる.

次に図 1-16 に示すごとく, $h_1/h_2 = s$, $x/L = l$, $2q/U_0 = k_1$

$h = h_1 - \frac{x}{L} (h_1 - h_2) = h_2 (s - sl + l)$ において (19b) 式を積分すると、任意の点 $l = x/L$ の圧力 p に対して、次式が得られる.

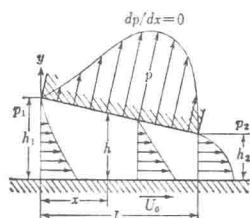


図 1-16 傾斜2面間の速度分布と圧力分布

$$\left. \begin{aligned} p - p_1 &= \frac{\mu U_0 L}{h_2^2} \alpha \\ \alpha &= \frac{6(s-1)(1-l)}{(s+1)(s-sl+l)} \end{aligned} \right\} \quad (19c)$$

α は油膜内の無次元横座標 l と入口、出口のすきま比 s の無次元関数で、これを圧力関数という (図 1-17).

圧力が最大 $p_{\max}$ になる位置は、 $dp/dl = 0$ において

$$\left. \begin{aligned} l_{p\max} &= \frac{s}{1+s} \\ p_{\max} - p_1 &= \frac{\mu U_0 L}{h_2^2} \left\{ \frac{1.5(s-1)}{s(s+1)} \right\} \end{aligned} \right\} \quad (19d)$$

となる (図 1-16).

次に油膜が平面に及ぼす全圧 F は平面の単位幅当り

$$\left. \begin{aligned} F &= \int_0^L p dx = L \int_0^1 p dl = \frac{\mu U_0 L^2}{h_2^2} C_p \\ C_p &= \frac{6}{(s-1)^2} \left\{ \ln s - \frac{2(s-1)}{(s+1)} \right\} \end{aligned} \right\} \quad (19e)$$

C_p は s によってきまる無次元量で、これを荷重係数という (図 1-18).

すべり軸受 (図 1-19), ミッCHEル推力軸受などには以上の理論によって説明できるが、その他油圧機器において互いに傾斜した2平面間に相対運動があるときには、常にこのような圧力が生じる.

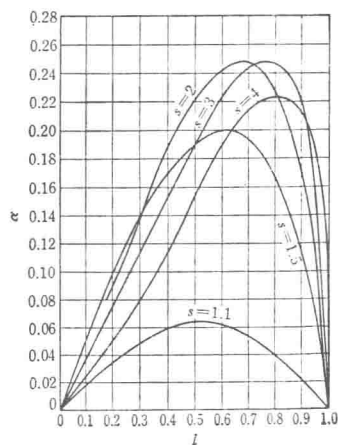


図 1-17 圧力関数