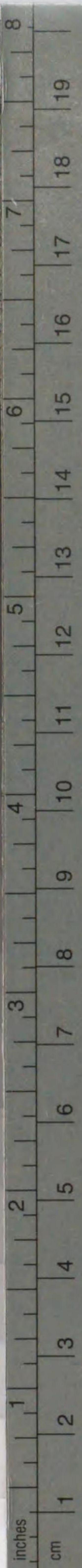


Kodak Gray Scale



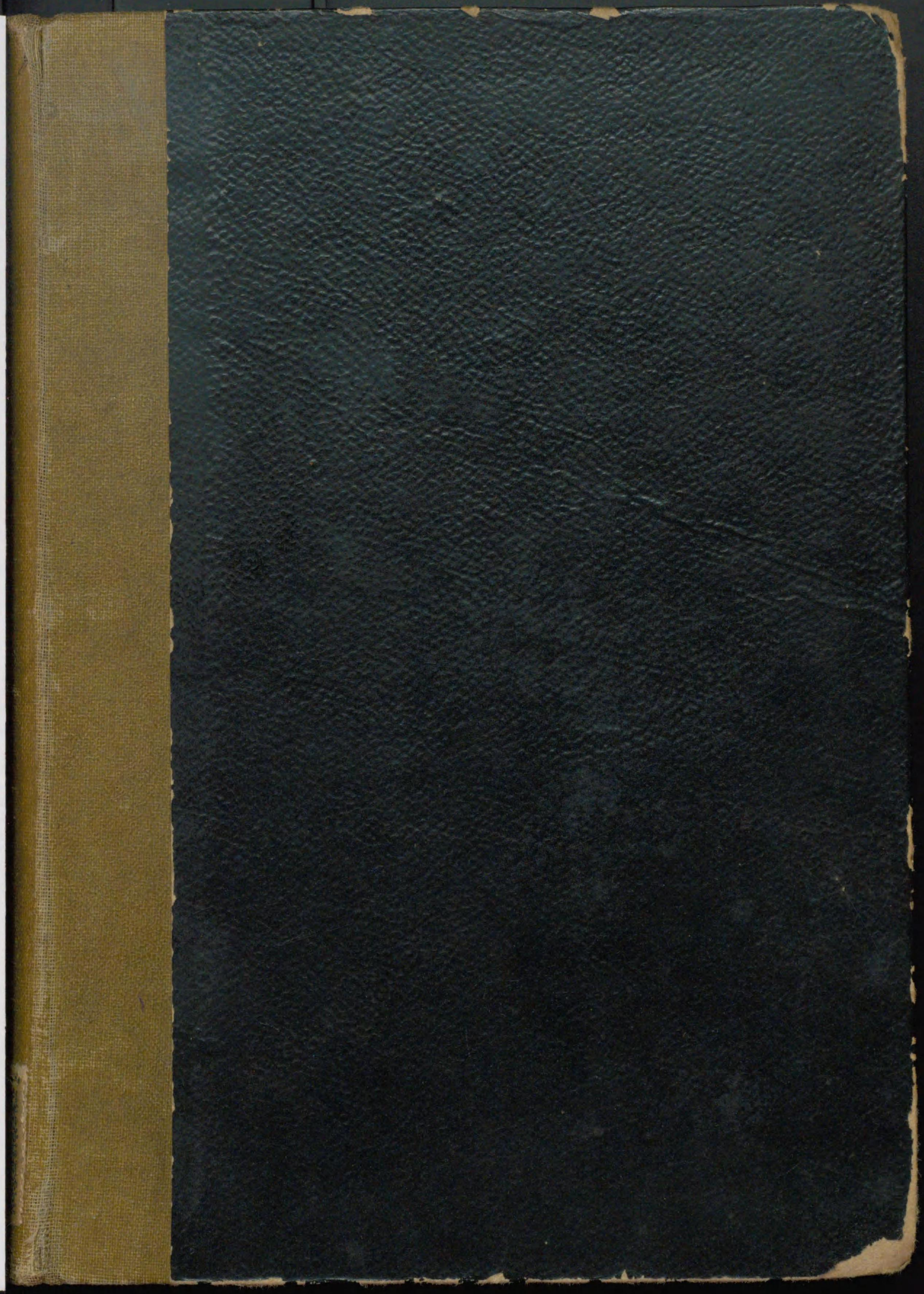
© Kodak, 2007 TM: Kodak

A 1 2 3 4 5 6 M 8 9 10 11 12 13 14 15 B 17 18 19



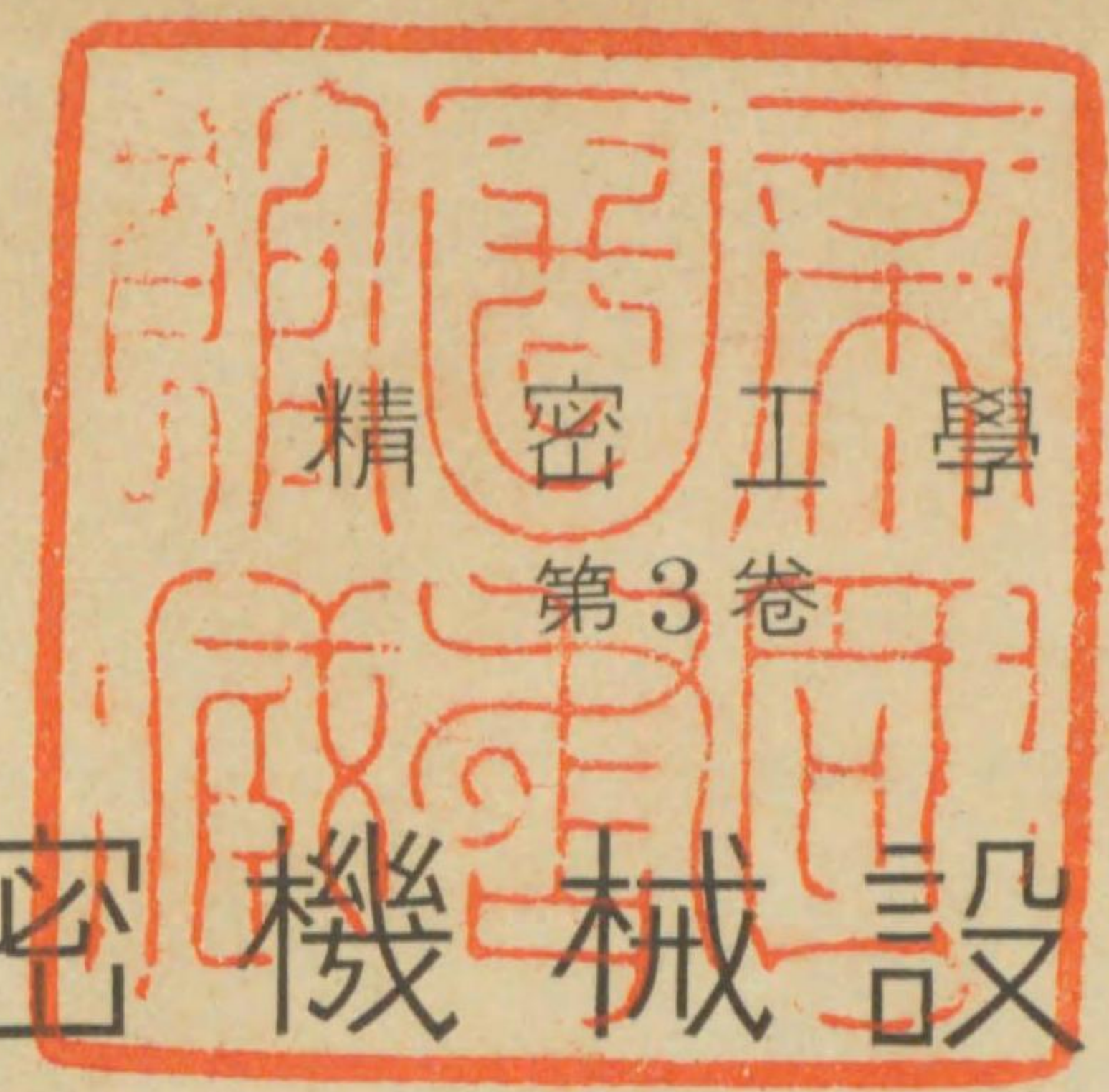
Kodak Color Control Patches

© Kodak, 2007 TM: Kodak



680
91

680
91



精密機械設計學

工學博士
青木保
著

東京
丸善株式會社



680
91

680
91

序

精密機械設計概論といふ小冊子を世に公にしてから、もう10年にもならう。あの時と今とでは此の方面に對する世人の認識に格段の相違がある。當時世人の中には、相當學識のある人でも、精密機械學は一般機械學の支店か小賣店位に考へてゐた人も多分にあつたと思ふ。あの小冊子を読んで、なるほど精密機械學といふものは、別箇の領域をもつものだと判つて、特に謝意を述べてくれた人も數多あつた。

其の後、此の方面の研究は益々進歩し、我國に於ける認識も大に改まつた。大學や多くの専門學校に精密工學の専門學科が設けられ、又研究所も出來た。

抑も設計學といふ學問は、考へれば考へるほどむづかしいものだ。設計學は、綜合の學であつて、工學の他の部門のやうに單純でない。殊に精密機械設計學に於て然りであると思ふ。

本書に收めてある諸材料は、精粗不同で、意に滿たないところは極めて多いが、概念的には大要を盡したつもりである。併し、光學機械のレンズ系の設計には少しも觸れなかつた。又實際設計上の參考となるべき資料も決して充分ではないが、これ等は他日版を追つて増加するつもりである。

本書には工作法のこと少しは觸れてある。それは工作の知識なしには設計は出來ないからである。

終りに本書の編著に當つて、西村博士、白濱工學士、都留助手、坂尻助手、から多大の助力を得た事を記して感謝の意を表す。

皇紀2600年 3月30日 造兵學科第51期卒業式當日

著者しるす

680
91

目 次

第 1 篇 緒 論

第 1 章 精密機械とその設計

| | |
|-------------------------|-----|
| § 111. 精密機械とは何ぞや | 101 |
| § 112. 要 求 | 102 |
| § 113. 設 計 | 103 |
| 1. 機能設計 | 103 |
| 2. 變形の考案 | 105 |
| 3. 製造設計 | 106 |
| § 114. 材 料 | 107 |
| § 115. 工 作 法 | 108 |
| 1. 製作費 | 109 |
| 2. 公差と工賃 | 109 |
| 3. 使用目的に應じて材料と加工法をかへるとこ | 110 |
| 4. 製作方式と材料費 | 110 |
| 5. 製作數量と製作費 | 110 |
| 6. 工作機械の選擇と製品價格 | 112 |

第 2 章 公差と嵌合方式

| | |
|----------------|-----|
| § 121. 緒 | 113 |
| 第 1 節 JES | 113 |
| § 122. JES の公差 | 113 |
| § 123. 嵌 合 | 114 |

680
91

- 1. 孔基準式と軸基準式.....114
- 2. JES の記號.....114
- 3. 隙間.....115
- 4. 縮代.....115
- 5. 嵌合の等級.....116
- 6. 總括.....116
- a. 孔基準式 (116) b. 軸基準式 (117) c. 隙間單位 (117)

第 2 節 ISA117

- § 124. 緒117
- § 125. ISA の公差118
- § 126. ISA の嵌合方式119
 - 1. 記號119
 - 2. 嵌合の種類119
- § 127. ISA 嵌合方式の總覽.....122

第 3 章 測定方式

- § 131. 緒123
- § 132. 眼による觀測精度124
- § 133. 音による測定精度126
- § 134. 觸覺による測定精度126

第 4 章 計測機器に必要な諸性質

- § 141. 精 度127
- § 142. 感 度129
- § 143. 示 差130
 - 1. 定義130
 - 2. 示差の種類131
 - a. 背隙 b. 不規則示差 c. 偏倚 d. 振動の影響
 - e. 示差と感度及目盛

- § 144. 堅 牢.....134
- § 145. 使用便利と安全裝置134
- § 146. 耐 久 性.....135
- § 147. 衰 減.....136
- § 148. 不良設計, 製作技巧136
- § 149. 簡單と廉價.....137

第 5 章 設計の美化

- § 151. 緒138
- § 152. 黄金斷面.....138
- § 153. 支 柱.....140
 - 1. 圓錐角140
 - 2. 高さ直徑の比141

第 6 章 エネルギーの變換

- § 161. 緒142
- § 162. 熱を電氣に變換する方法.....142
- § 163. 光を電氣に變ずる方法.....143
- § 164. 機械力を電力に變ずる手段145
- § 165. 磁力を機械歪に變ずる手段146

第 2 篇 運動學的設計

第 1 章 機素と運動學的設計

- § 211. 機素とリンク201
- § 212. 維持力と復原力201
- § 213. 機素と計器誤差202

680
91

- 1. 不正機素と規則正しき誤差202
- 2. 攪亂機素と短期誤差202
- 3. 不完全機素と不定誤差203
- § 214. 自由度と拘束203
- § 215. 點拘束205
- § 216. 運動學的設計と工作機械的設計205
- § 217. 運動學的設計の利益206
- § 218. 准運動學的機素207

第 2 章 運動學的設計の例

- § 221. 幾何學的設計209
- § 222. 幾何學的測定臺211
- § 223. 垂直滑臺212
- § 224. 鏡の支持212
- § 225. マロック式振動記録器213
- § 226. ヒューズ・マッケー式變幅對稱細隙214

第 3 章 計 算

- § 231. 一般機械設計と精密機械設計に於ける計算の相異216
- § 232. 曲面間の力と歪み216
 - 1. ヘルツ算式の假定217
 - 2. 平面に對し球面を壓迫する場合217
 - 3. 2 個の球面を互に壓着する場合218
 - 4. 各異の曲率半徑をもつ曲面と曲面とを壓着する場合218
 - 5. 任意曲率半徑を有する物體の壓着する場合219
 - 6. 圓嚙體と平面の接觸する場合220
 - 7. 互に平行なる 2 つの圓嚙體が互に壓着する場合220
 - 8. 各種材料の彈性率221

第 3 篇 接 合 機 構

第 1 章 固 定 接 合

- § 311. 熔 接 法301
- § 312. 鐵 着303
- § 313. 接 着 法303
- § 314. 埋 込305
- § 315. 鋸 締307
- § 316. 壓入と鍛緊307
- § 317. 押擴げ固定結合法309
- § 318. 締 付309
- § 319. 綴310

第 2 章 可 脫 接 合

- § 321. ピ ン311
- § 322. ねぢ接合312
 - 1. 總説312
 - 2. ねぢ込の深さ312
 - 3. 補強314
- § 323. 銃劍接合315

第 3 章 可 動 接 合

- § 331. 案 内 路316
- § 332. 滑 り 路317
- § 333. 案内の摩擦317
- § 334. 圓嚙面滑り路319

680
91

§ 335. 平面滑り路 320

1. 閉鎖形平面滑り路 321
2. 開放型平面滑り路 321

§ 336. 轉り案内 322

1. 圓嚙面上のローラ案内路 322
2. 平面上のローラ案内路 323

§ 337. 球入案内路 323

§ 338. 球の滑路及球の相手となる部分の寸法 324

1. 球の嵌装 325
2. 球軸受の滑動路 325
3. 溝形球受 325
4. 圓錐窩 326
5. 圓錐縁球受 326
6. 計算公式 326
7. 點拘束の許容荷重 326
8. 球軸受滑路, 溝形滑路, 圓錐窩及圓孔縁の標準寸法 327
9. 球拘束の腐蝕とその防止 327

第 4 章 廻轉運動に對する案内一軸受

§ 341. 緒 329

第 1 節 圓嚙形滑り軸受 330

§ 342. 圓嚙形軸受 330

1. 固定軸軸受 330
2. 廻轉軸軸受 330
3. 寶石軸受 331

第 2 節 圓錐形滑り軸受 332

§ 343. 圓錐形滑り軸受 332

1. 片側圓錐軸受 332
2. 兩側圓錐軸受 323

第 3 節 球面をもつ滑り軸受 334

§ 344. 球面軸受 334

§ 345. 尖 軸 334

§ 346. 尖軸の偏心 335

§ 347. ストットの尖軸に關する研究 337

1. 靜的荷重に對する尖軸の變形 337
2. 尖軸の硬度 337
3. 尖軸の曲率半徑 338
4. 尖軸と嵌石間の摩擦抵抗能 339
5. 潤滑と摩耗との關係 340
6. 摩擦能の測定法 341

第 5 節 轉がり軸受 342

§ 348. コロ軸受 342

§ 349. 針 軸 受 342

1. 總說 342
2. 針軸受の種類と負荷能力 343
3. 組立を容易くした針軸受 345

§ 3410. 球 軸 受 346—357

1. 總說 346
2. ラヂアル型球軸受 347
3. 傾斜型球軸受 348
4. ミニアチュア球軸受 348
5. スラスト型球軸受 349
6. 球軸受の取附 350
7. 特殊構造の球軸受 350
8. 高速球軸受 351

- a. 形式 (351) b. 軸の嵌め方 (352) c. 負荷能力 (352)
- d. 設計の實例 (353) e. 潤滑油と潤滑 (356) f. 驅動法 (356)

§ 3411. 支 へ 刃 357

1. 總說 357
2. 刃の型式と材料 357
3. 座の型式 359

680
91

4. 双と座の摩擦と耐久試験360
 5. 防擦板362
 6. 可動座362
 7. 双の取付362
 8. 双と座の變形363

第5章 ばね 關節

§ 351. 摩擦なき軸受366
 § 352. ばね關節をもつ計器の數例366
 § 353. 垂直の緊張帶をもつ計器367
 § 354. 微量天秤369
 § 355. 曲げ應力の働くばね關節370
 § 356. 直線運動を廻轉運動に變へる機構372
 § 357. 直線運動案内372
 § 358. 材料と計算373
 § 359. 張り方375

第4篇 動力と駆動

第1章 動力

§ 411. 精密機械の動力401
 § 412. ばねの一般的性狀402
 § 413. ばねの計算403
 § 414. ばねの應用404
 § 415. ばねの材料405
 § 416. ばねの分類406
 § 417. 眞直な曲げばね407

1. 一端固定の場合406
 2. 中央に荷の加へられた場合407
 3. 兩端固定の場合407
 § 418. 渦卷ばね408
 § 419. 扭りばね410
 1. 蔓卷扭りばね410
 2. 捲かれた扭りばね410
 3. 眞直な扭りばね410
 § 4110. ばねの用法411
 1. 張力を凡そ一定ならしめたばね411
 2. 複動ばね412
 3. C形ばね413

第2章 摩擦 駆動

§ 421. 緒414
 § 422. 平行軸の變速駆動415
 § 423. 直交軸の摩擦駆動417
 1. 不變駆動比の場合417
 2. 可變駆動比の場合と逆轉の場合417
 § 424. 送り出し装置418

第3章 力の傳達機構

§ 431. 軸419
 § 432. 繼手419
 1. 固定繼手419
 2. 可動繼手420
 a. 縦てに動き得る繼手(420) b. 軸と直角に動き得る繼手(420)
 c. 角的に動く繼手(421)
 3. クラッチ421
 a. 手働クラッチ(421) b. 滑りクラッチ(422)

680
91

c. 遠心クラッチ (424)

§ 433. 逆轉自在連結器424

§ 434. 撓材による傳達425

1. 張力による傳達425

2. ベルトによる傳達427

3. 鏈による傳達428

第 4 章 齒 車

§ 441. 緒429

§ 442. 齒車の種類429

§ 443. 平齒車の動作430

§ 444. 一般的觀察432

§ 445. 平齒車の構造原理434

§ 446. 疎いピッチ ($M > 1$) をもつ組齒車の標準齒形436

§ 447. 軸間距離を遠ざけて側隙を與へること438

§ 448. 20° インボルースト標準齒形440

§ 449. 小ピッチの特殊齒車440

§ 4410. 大きな側隙をもつ 15° インボルースト型高齒443

§ 4411. 無隙精密齒車用インボルースト修正齒形444

§ 4412. ハスバ平齒車447

§ 4413. 傘齒車451

§ 4414. ウォーム齒車454

§ 4415. 直交軸をもつハスバ齒車458

第 5 章 ね ぢ

§ 451. ねぢの性質461

§ 452. ねぢの種類と工作462

1. ねぢの工作463

2. ねぢの精度465

§ 453. ねぢのピッチ誤差の補正465

1. 廻轉角を以て送りを補正する方法465

2. 誤差のまま送らせて置いて、副尺の位置を修正して、讀みを正しくする法467

§ 454. ナットの背隙を除く手段468

§ 455. 摩滅の少ないナット469

第 5 篇 精密機械機素

第 1 章 目盛尺と讀取

§ 511. 目盛線501

1. 目盛線の幅501

2. 目盛線の長短502

§ 512. 數 字503

§ 513. 讀 取 標504

§ 514. 目盛と指針505

1. 反射鏡目盛505

2. 特殊指針506

§ 515. 目盛の小數を精讀する手段507

1. 副尺507

2. 顯微鏡によつて讀取る場合の讀取標509

3. 讀取顯微鏡510

4. ハイデの精密讀取顯微鏡511

§ 516. 特殊目盛513

1. 對角線盛目513

2. 白濱式目盛513

3. 渦狀目盛514

680
91

第2章 度盛盤

§ 521. 緒516

§ 522. 度盛盤の材料と製作法516

§ 523. 度盛の讀取誤差517

§ 524. 度盛盤の廻轉軸517

 1. 圓錐軸518

 2. 圓錐軸518

第3章 記録法

§ 531. 緒519

§ 532. 機械的記録法519

 1. 煤紙又はその代用品を用ふる法519

 2. ンキで描かせる法520

 3. 引掻法522

§ 533. 寫真記録法525

 1. 可視光線を用ふる寫真記録525

 2. 陰極線による寫真記録525

§ 534. 電氣記録法525

第4章 減衰機構

§ 541. 總 說526

§ 542. 制 動 器530

 1. 空氣制動器530

 2. 液體制動器531

 3. 渦流制動器533

第5章 酒精水準器

§ 551. 圓形酒精水準器535

§ 552. 管形酒精水準器536

§ 553. 目盛の檢定538

§ 554. 氣泡の感度と泡管の精度539

§ 555. 溫度變化の影響542

§ 556. 泡管の取附545

§ 557. 氣泡を觀る方法546

§ 558. 航空用水準器546

第6篇 擴大と縮少

第1章 擴大裝置

§ 611. 緒601

§ 612. 挺601

 1. ハース・ミニメータ601

 2. クルップ・マイクロタスト602

 3. ベーの挺602

§ 613. 光 挺603

 1. 緒603

 2. ジョーンズの光挺604

 3. フィンス・フックスの光挺605

 4. ダイの光挺606

 5. ローラと平面による擴大法607

 6. 短光路を用ひ得る光挺608

 7. 反射鏡の連續反射610

§ 614. 二量の同時變化を測るに利用したる光挺610

 1. ダルビー式荷重延伸記録器610

 2. サラヅィン式二重電流計612

§ 615. 齒車による擴大612

 1. ダイアル・インヂケータ613

680
91

2. オルソテスト613

§ 616. 撓性材を用ふる擴大614

1. エデンの平行薄片614

2. バーローの平行薄片614

3. 扭り薄片を用ふる擴大615

§ 617. たるみ針金による擴大615

§ 618. 流體を用ふる擴大617

1. 液體を用ふる擴大617

2. 空氣を用ふる擴大618

第2章 縮少装置

§ 621. 緒620

§ 622. 差働ねぢ620

§ 623. 齒車による縮少621

1. 遊星輪列621

2. 遊星輪列の應用622

a. 時計 (622) b. コンデンサの調整機構 (622)

c. 小さい廻轉角を示させるための遊星輪列 (623)

§ 624. 差働齒車625

1. 差働棘車装置625

2. 差働齒車626

§ 625. 遲動臂627

第3章 電氣増幅

§ 631. 緒—電子管628

§ 632. 氣子628

§ 633. 陰極629

1. フィラメント陰極629

2. 傍熱陰極630

§ 634. 二極真空管630

§ 635. 三極真空管632

§ 636. 四極真空管633

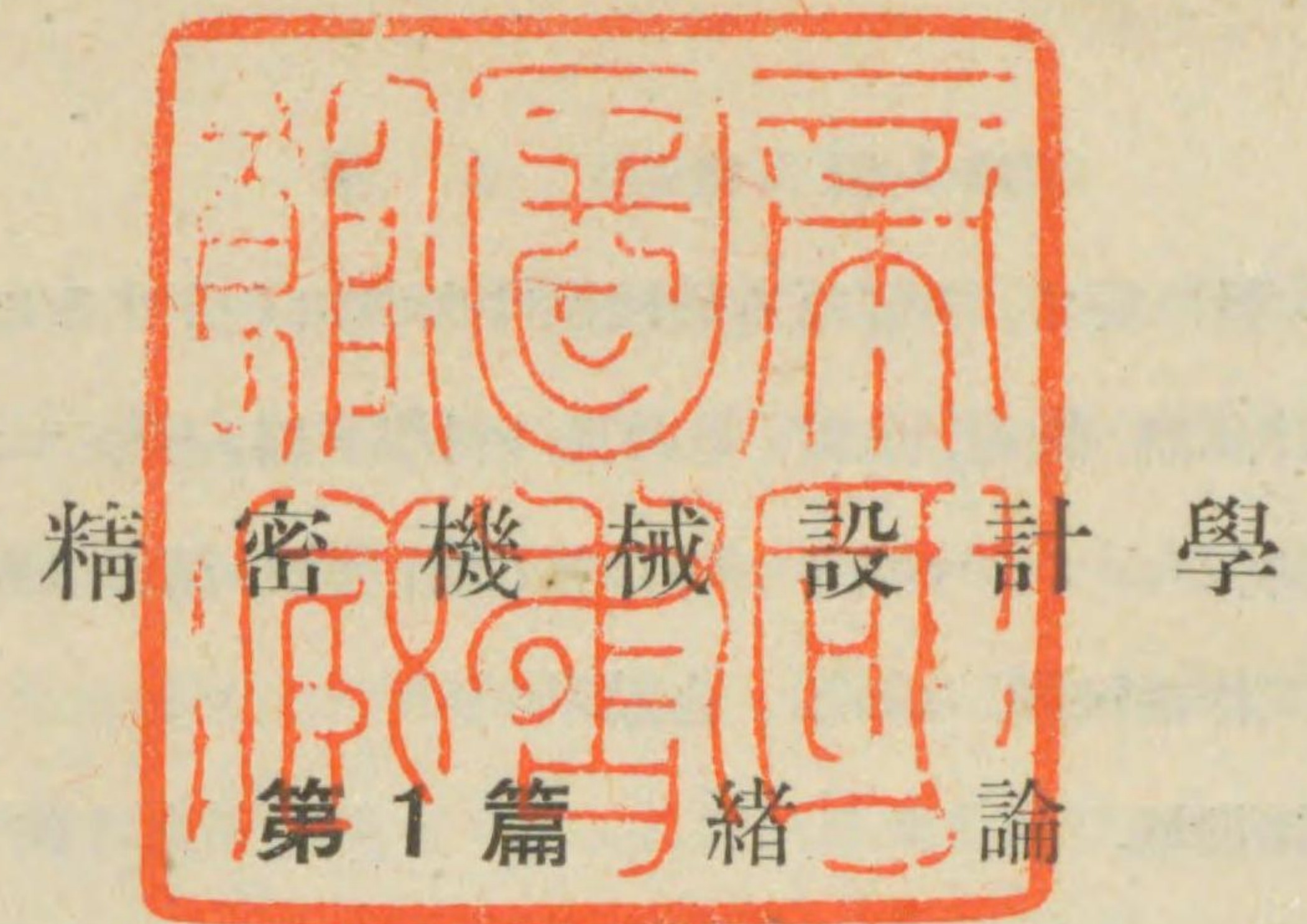
§ 637. 真空管の應用—増幅634

§ 638. A級増幅635

1. A級電壓増幅635

2. A級動力増幅636

680
91



第 1 章 精密機械とその設計

§ 111. 精密機械とは何ぞや

機械とは何ぞやといふ問に對してさへ、未だ明快にして充分な、定義が與へられてゐないのであるから、精密機械に對して定義を與へることは不可能であるといつても差支はないが、併し吾々は長い間の經驗や習慣によつて、どんなものが機械であるかの概念は、おぼろげながら知つてゐると同様に、精密機械についても、大體どんなものであるかの、概念は與へられないことはない。

機械の構成部品は、與へられた一定寸法には、工業上、詳言すれば經濟と兩立し得る技術を以てしては、作り得られないもので、必ず若干の誤差が許されねばならぬ。その許された誤差即ち公差⁽¹⁾が小さいと製作上困難が多い。

製作の難易は、單に公差ばかりで定まるのではない。例へば、正しい幾何學的形狀、極めて小さい孔と軸、さほど細くなくとも、長さが直徑の十數倍又はそれ以上もある眞直な孔、幾何學的に複雑なる部品、寸法又は重量の著しく大きい部品、狹隘なる空積に多くの部品を包藏する機械、例へば、時計類、有線無線通信器の或種類などの加工、組立の如きは多くの困難を與へるものである。此の種ものは精細、精巧⁽²⁾といふ感じのするものが多い。

今製作上最も困難を感じるものを 1 級品とし、以下難易に従つて 2 級、3 級

(1) 第 1 編第 2 章參照。

(2) ドイツ語の Feinmechanik といふのがよく此の氣持を表はしてゐる。

680
91

- 4 級とすると、大體に於て、主要なる機械類は次の如く分けることが出来る。
- 1 級品 各種計測器、銃砲、魚雷、その他の科學兵器、航空エンジン及その附屬品(燃料ポンプ；マグネト等)高級工作機械、轉がり軸受類。
 - 2 級品 一般工作機械類、ミシン、自動車。
 - 3 級品 一般諸機械。
 - 4 級品 農業機械、雜機械。

此等の内 1 級品に屬する機器を精密機械類とするのも 1 つの考へ方である。

併し公差は何程、又は工數何程を界として、1 級と 2 級との限界とするかについて、確然たる指示を與へることは出来にくい。一方工作法は日に月に改まり、更に精度に對する望蜀の欲求は盡きるところがないから、公差や工作の難易を數字的に示すことは到底不可能であると思はれる。併し公差だけで云へば、現在のところ、後述 JES の 1 級程度と考へても宜しからう。

更に他の一面に於て、精密加工を施すと、機械の壽命を著しく延ばすことが出来るから、工作法の進歩と共に現在の 2 級品も他日は 1 級品と變ずることもあり得られるのである。

精密機械は之を他の方面から考へると、所謂精度の高いものであり、精度は、問題の機器が所定の目的に利用される場合、理論値に近い動作をするほど、高いのであるから、理論に最も近く動作する機械が精密機械である、と定義しては如何か、と提案した人⁽¹⁾がある。

之は専門家には判り易く、大體無難なものと思はれるが、併し數量的でないことと、精巧、精細といふ氣持が含まれない缺點がある。

§ 112. 要 求

設計の出發は、問題の機械がドンな場所で、ドンな目的に使はれるかなどの要求を明確に知ることである。以下假りに計器について論じてみることにする。

(1) 杉豊, 精密機械について, 精密機械第 1 卷第 15 號.

計器の設計にあつて、第 1 に知らねばならぬことは、要求された精度と、測定範圍とである。第 2 には、それを使用する場所、例へば室内か、屋外か、屋外ならば、その運搬方法如何、第 3 には、それを使用する人の熟練の程度である。

特に此の第 3 は考案上大切な點である。實驗に慣れた人は、丁寧に計器を使ひ、又比較的粗雜な装置を使つても、正しい結果を掴むことが出来る。

第 4 には、許された空積及重量、第 5 には、使用上に必要なる動力の性質、第 6 には價額、第 7 には該機の需要數量の多寡である。之は設計上特に必要な點で、數量によつて使用材料、製作方式等が異なるべきであるから、設計も亦自然異なるべきである。

§ 113. 設 計

精密機械の設計は、之を (a) 機能設計 (functional design) と (b) 製造設計 (manufacturing design) の 2 つに分けて進めらるべきである。以下その要領を説明する。

1. 機能設計

機能設計は、要求を満足するために、如何なる原理に基礎を置いて、計器を實現するか考案から出發する。例へば、溫度計を設計するに當り、輻射熱を用ふるか、又は傳導熱に頼るかを定めるが如きである。その何れによるべきかは、要求から自然定まることもあるが、必ずしも何れによらねばならぬと限られてゐない場合があるから、精度や使用の便否等を考慮して定めねばならぬ。

斯くして、要求された計器は、斯の如き原理に従つて實現するといふ大體の方針が定まる。

然るに、多くの計器は、單一なる物理現象の利用でなくして、多くの物理現象の連鎖によつて完成されるのである。

今 1 例として、工場用高溫度計の設計を考へてみる。而して熱電對を使用するものとする。

680
91

熱電對は、2種金屬の接觸點が、異なる溫度に暴されるとき、生ずる起電力が溫度の函數であることを利用するのであるが、今之を用ひて工場用計器を設計しようとする場合には、電位計法 (potentiometer method) の様な複雑な方法は用ひ難いから、先づ起電力を電流に變へ、此の電流量を、電流計で、電磁力にかへて、その力を發條で測定する。而して溫度は、目盛上を動く指針で示させるのである。依つて、此の計器は 5 段の物理現象を利用することになる。即ち

- (1) 溫度を起電力(e. m. f.)にかへる、
- (2) e. m. f. を電流にかへる、
- (3) 電流を電磁力にかへる、
- (4) 電磁力を發條の力で平衡させる、
- (5) 發條の扭りを起す力を、目盛尺上で動く指針で測定する。

與へられた目的の計器を作上げるに利用する物理現象の連鎖は、簡単なほど、有利であるから、如何なる原理によつて、計器の完成を圖るかは、實に大切な點で、慎重に考慮すべきである。

工場用計器では、多くの場合、指示計器であるから、主として偏向測定法 (deflectional method) であるが、物理計器では、高き精度を得るために、復原法 (null method) による場合がある。此の場合には、この零位にあることを正確に知るために、僅かな長さを擴大して指示させる必要がある。

何程注意深く設計考案しても、測定値に誤差のない譯には行かない。先づ第 1 に使用條件の變化による誤差がある。併し、此の誤差は、凡そ計算によつて豫知することが出来る。併し、示差⁽¹⁾の量は、唯第 1 のモデルによつて、實驗的に正しく確め得られる。けれども嵌合公差による示差や、部品の彈性變形による示差の如き簡単な原因による示差は、計算が出来る。而して此の第 1 モデルの設計の間には、此等の研究を行ひ、作動面の大きさを定めねばならぬ。そ

⁽¹⁾ 第 1 篇第 4 章参照。

れには先づ使用材料を何にするかを定めなければならぬ。

此の設計に於て、各機素の平衡狀況を、それが動作中に占有すべき各位置について、研究せねばならぬ。此の研究中に、機素の設計に運動學的設計⁽¹⁾ (kinematical design) の原理を採入れることを忘れてはならない。それには剛體の 3 元的靜力學平衡を考へに入れねばならぬ。

運動學的設計原理を用ふると、軟弱 (sloppiness) に陥るといふ人もあるが、此の語は往々安定を缺ぐといふ意味に用ひられるのであるが、その意味ならば、機素に働く力を省略した爲に來た結果である。

そこで、此の研究には、3 元的に働く力の平衡を求める必要があるが、3 元的な力は一般に任意の點に働く力と、偶力とによつて置換へることが出来る。而して、力の位置、方向及量は、各の場合に知られてゐるから、そのリンクを平衡に置くために與へねばならぬ力と偶力とは自然に定まり、又彈性變形も容易に定めることが出来る。従つて接觸面の大きさを定めることが出来る。

2. 變形の考案

計器類に須要な機能は、物理現象の連鎖で満足されるのであることは、前に述べた通りであるが、それにも幾通りかの方法があるから、その内、最も適切なものを選出することが必要なることも既に述べた通りである。

又各部の機構的設計に對しても、變形を考案しなければならぬ。

上手な設計者は、最初の設計と全然異つた考で、しかも、それよりも、ずつと良いものを考へ出すことが出来る。夫れ故、變形を考案することは、甚だ必要である。多くの變形を考へた後、その内最良のものを採り、他は捨てねばならない。考案は屢々繰返へすほど、最後の結果が良くなる。

最初の設計は、完全なものの如く、思はれるが、その實際的の價値は、他の變形と比較研究の上、判斷すべきものである。要するに設計考案には、忍耐が大

⁽¹⁾ 第 2 篇参照。

680
91

切で、各種の設計案を作つて後、それ等が恰も他人の設計であるかの如き、冷静な態度を以て、比較研究を行はねばならぬ。而して各局部について變形を考案せねばならないから、結局多數の變形が出来上ることになる。

例へば、電流計には、可動線輪型と可動鐵片型と、丸で反對のものが考へられるし、又時計仕掛圓筒では、時計自體を圓筒と一緒に廻る様にする事も出来るし、又反對に、時計仕掛を固定することも出来るといつた具合で、變形は實に無限に出来る譯である。

一般に最初に考案したものを、最良の如く考へるのが、吾人の癖である。先入主は古往今來、その軌を一にしてゐる事柄である。捕はれてはならない。

一般に、設計の第1案は、必ず複雑してゐる。而して多くの變形を考案する間に、次第に簡單化され、しかも精度にも能率にも、影響なしに簡單なもので、目的を達することが出来る。

繰返へしていふ、考案には忍耐が最も大切であることを。

3. 製造設計

機能設計を終れば、次は、製造設計を行はねばならぬ。

製造設計に必要なことは、問題の計器の製造量である。即ち少量か、又は互換製造 (interchangeable manufacture) によるほど大量であるかである。

此の場合、特に感ずることは、運動學的原理による設計は製造を甚しく容易ならしめることである。此のことは、互換製造の場合に於て特に然りである。而して互換製造の成否は殆んど、全面的に、**限界ゲージ** (limit gauge) **機能ゲージ** (functional gauge) の強化と保存とによつて定まるのである。

加之、運動學的設計は、機素の關係位置の微小な調節を容易に行ふことを可能ならしめ、且つ遺憾なく所期の目的を達することが出来る。斯様な調節は、高級な研究を行ふ研究者に、特に必要なことであるが、**工作機械的設計**⁽¹⁾ (machine

(1) 第2篇参照。

tool design) による計器では、斯様な調節は不可能である。若し工作機械的設計で同一の目的を達せんとすると、計器の價格が著しく嵩み、尙ほ使用中調節が破れると、容易に直すことの出来ない結果を招來するのである。

§ 114. 材 料

他の工業に於けると同様に、精密工業に於ても、材料は甚だ大切なる要素である。昔精密機械が計機類だけに限られ、しかも夫等が主として実験室内のみの要具であつた時代には、使用する度数が少なかつたから、所期の精度さへあれば、**耐久性** (durability) はさほど問題でなかつた。ところが、現在では、實驗室よりも工場又は野外の工具としての計器、又は其の他の精密機械が、主體となつて來たし、殊に近時の精密機械は、前にも述べたやうに、其の大部分が、兵器である關係から、精にして且頑強なることを要求されるものが、甚だ多くなつた爲に、耐久性が重大な問題となつて來た。單に耐久性ばかりでなく、所期の精度を得る上にも、材料の嚴選は誠に必要である。

材料は僅かの内力をもつてゐても、その爲に、變形して精度を不良ならしめることが多々ある。例へば、ブロック・ゲージの如きに於て特に然りである。

所謂工作機械的設計、即ち一般機械設計では、材料の強度 (strength) が第1に重要視されるが、精密機械に於ては、強度よりも**剛性** (stiffness) を重要視する場合が多い。

又材質としては、**加工性** (machinability) を最も重要視する場合が多い、殊に大量的に製作される種類の精密機械に於ては、打貫、壓出等の加工法によつて作る部品が多いから、此等の加工によつて作られた品物の表面の仕上り状態は重大性をもつのである。

多くの精密機械に於ては、材料費と使用動力費とは、極めて少額であつて、大部分は加工費であるから、加工の難易は重大なのである。

材料の加工性は硬度とは關係がない。而して一般に之を試験する方法がない

680
91

から、實用試験によらねばならないことは甚だ不便である。

精密機械に利用する材料は、各種金属を始めとして、絶縁用可塑性材料、ガラス、寶石、ゴム等に到るまで、殆んど利用しないものはないといつても過言ではない。又時として、此の材料あるが故に、此の機械ありといふ實に死活を制する程の重要材料もある。又他の2級以下の工業に於ける如く、材料費が、製品価格の幾割にも相當するが如きことなく、普通は僅かに數%、時としては1%以下のこともあるから、斯様な場合には、單價は少し位高くても問題にならない。従つて普通用ひられない様な材料の性質をも知つてゐないと、斬新な機械の設計は出来ないのである。

斯くの如くであるから、精密機械の設計者は、材料の知識を充分にもち、又常にその方面の新知識を求めるところを怠つてはならない。

§ 115. 工作法

工作法は機械工業の根幹をなすものであるから、之に關する知識は、一般機械類の設計者にも必要であることは勿論であるが、精密機械の設計者には特に必要である。

各種製造方式を知ると同時に、各種工作機械や、中にも自己の工場内にある機械類の性能、精度について充分の調査研究をする必要がある。設計上即ち紙上精度と製品精度とが合致しないのは、此の知識の缺けてゐることから來る場合が多い。

單に精度のみでなく、工作法と工作機械の容量能力などを知らないがために、設計圖が工場に廻つてから、設計の不良を發見され、變更を餘儀なくされる場合も決して少なくない。

茲に於て設計室と現場とは、充分に融合同調して、製品の向上を企畫しなければならぬ。假りにも両者が反目するが如きことがあれば、それは製作所の破滅を招來するものである。

品物によつては、許多の可能な構造中、そのときの事情によつて、唯1つの方式より利用し得ないことさへあるから、設計者は製作者と緊密なる協力をなすことが必要なのである。妥協の結果、得られる精度は必ずしも最高のものではないかも知れぬ。又他方に於て、最も低廉なる製作法が、必ずしも最適のものでないかも知れない。併しそれは止むを得ないのである。

1. 製作費

精密工業に於て、設計者が常に考慮すべき製作費⁽¹⁾に關して次の如き法則がある。但し、各項とも例外のあることは忘れてはならぬ。

(1) 切削によつて形を與へ

ることは、押抜による工作よりも高價である。

(2) 1つの品物を多數の部

品から組立てることは、押型による仕上、又は鑄造法によるよりも工賃は高い。

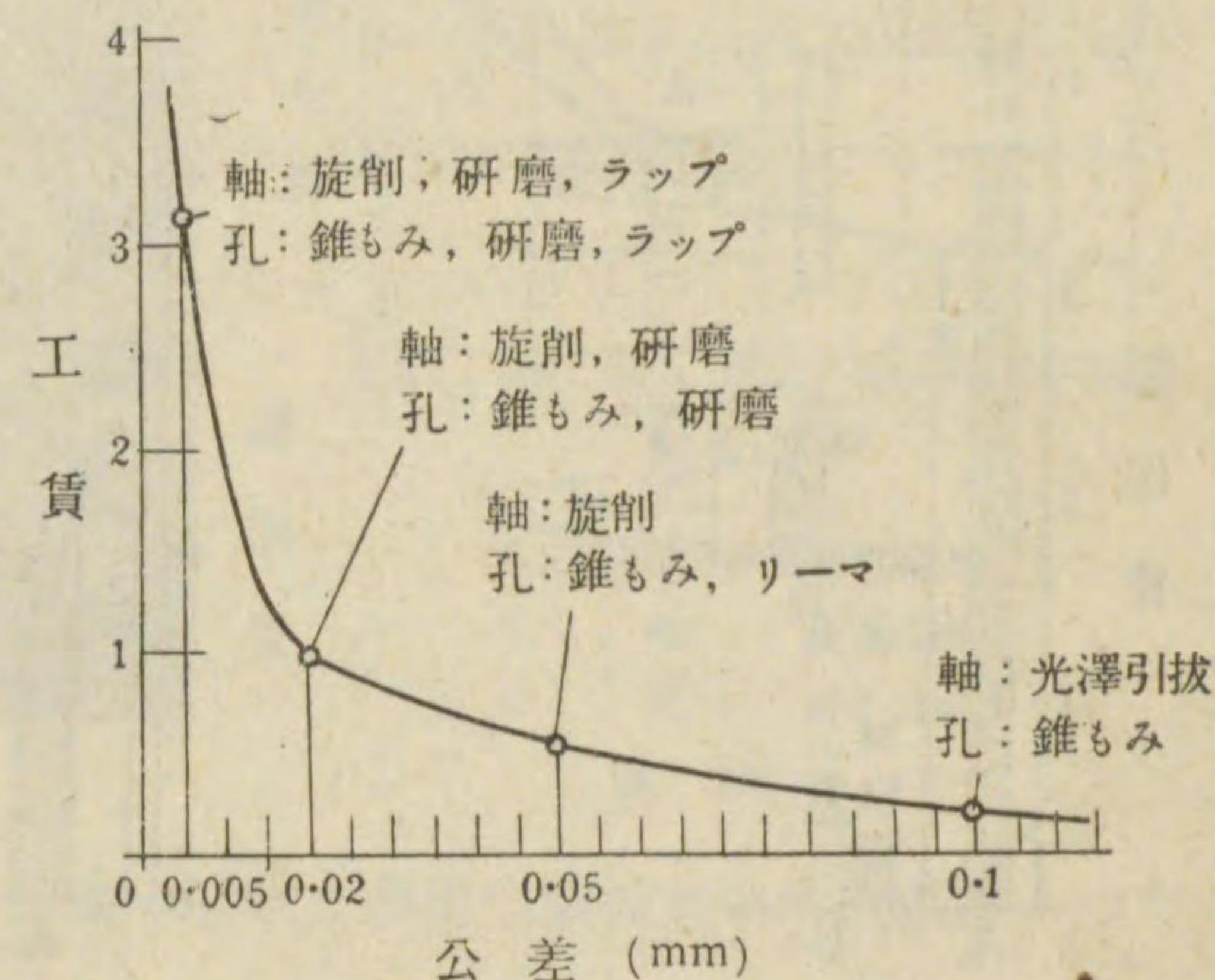


圖 115.1

(3) 困難な手作業は、小なる公差と同様に、なるべく避けねばならぬ。

(4) 研磨によつて光澤を與へた表面は、ラック又は他の塗料を施したものよりも高價である。併しラック又は塗料を施すべき部品は浴槽又は爐内で熱することを得べき設計を施す必要がある。

2. 公差と工賃

圖 115.1 に軸及孔を各種の公差を以て仕上げる場合の工賃の割合を示す。直徑は共に 15 mm であるが、軸は長さ 100 mm、孔は深さ 30 mm の場合である。

⁽¹⁾ K. M. Dolezalek. Masch-Bau, Betrib. Sep. 1936.

680
91

此の圖から公差の小なることは、工賃を著しく高めることを知ることが出来るから、大なる公差で目的を達するが如く設計すれば、製作費の低下に大なる貢獻をしたことになる。

3. 使用目的に応じて材料及加工法をかへること。

圖 115.2 の A, B は車軸の軸頸を示し、両者は異なる強さを有し、従つて使ふ目的は異ふのであるが、A はニッケル・クローム鋼の實體から旋削したもの、B は黄銅の壓搾加工により鋼軸部は鋳止したものである。而して兩者の材料費と工賃とに著しき差異のあることが判る。

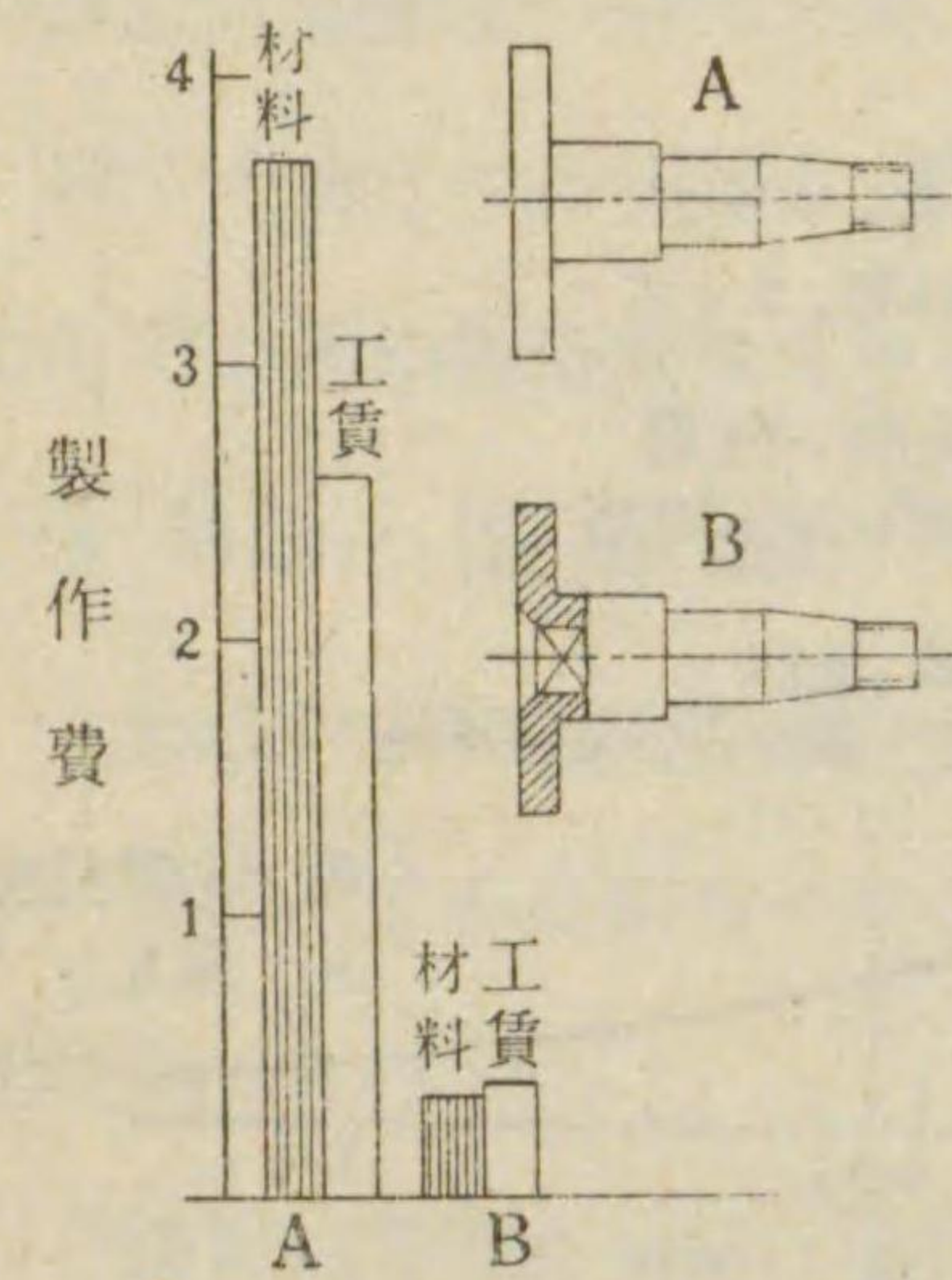


圖 115.2

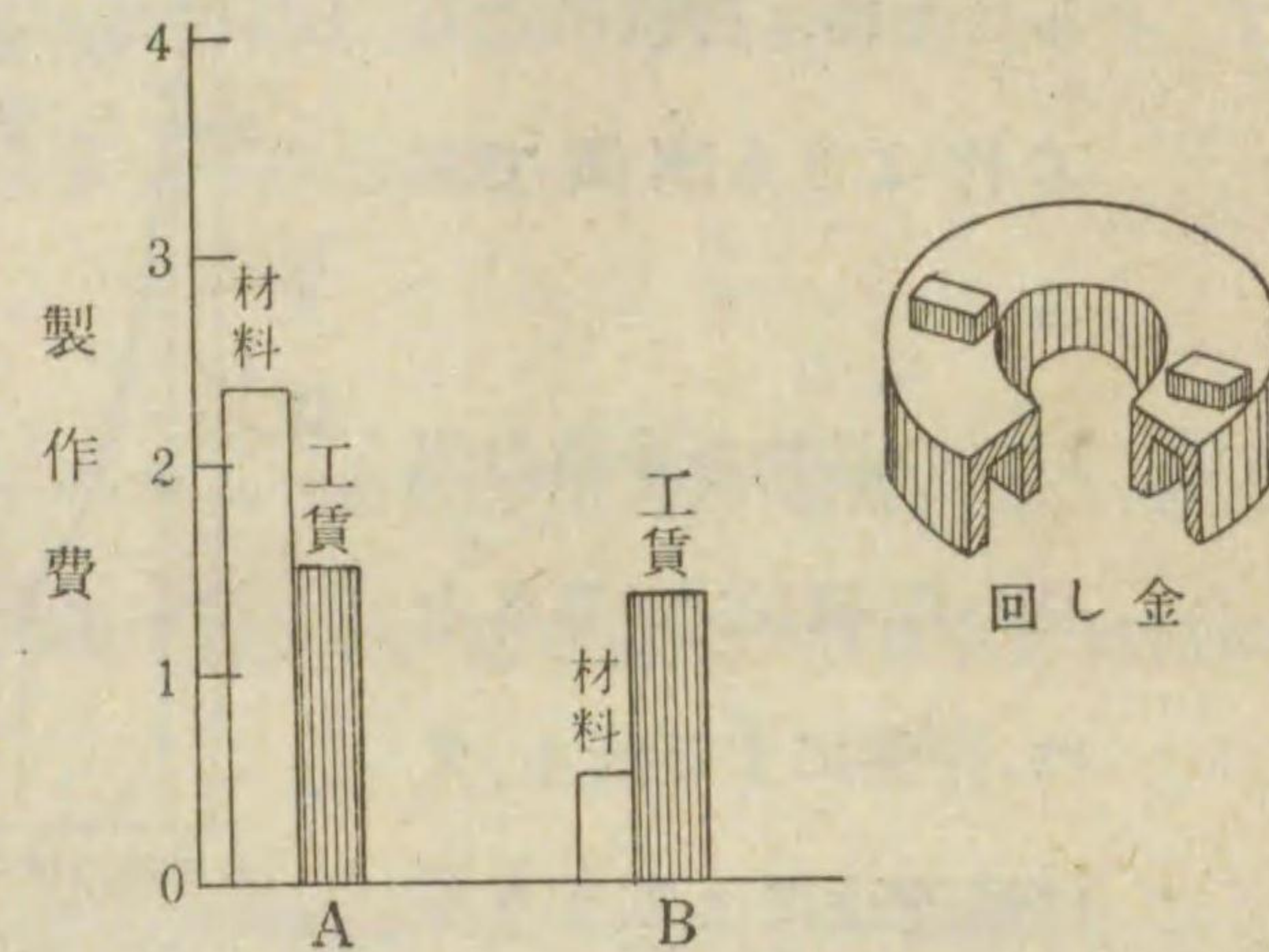


圖 115.3

4. 製作方式と材料費

原則としては、多数の部品から組立てると高價となることは、前述の通りであるが、品物によつては、材料費も工賃も組立てた方が低廉となることがある。

圖 115.3 は、廻し金の場合、實體から作った A と、鋳止した爪を有する押出品 B との比較を示すものである。之によると、工賃よりも材料費に於て B の方が著しく節約してゐることが判る。

5. 製作數量と製作費

製作すべき數量は、工場の設備費を左右する重大なる因子であり、従つて製作

方式を決定する上にも、重要な要素である。

圖 115.4 は鐵製極片を有するアルミニウム製點火用磁石發電機函を示す。圖 115.5 は此の品物を 3 種の方法で作る場合、その數量と製作費との關係を示す。

500 個までは、鑄型費が高むから、砂型鑄物が有利であるが、それ以上になると、鐵型鑄物が有利となり、ダイカストは 6,500 個以上に於て始めて有利となることが判る。

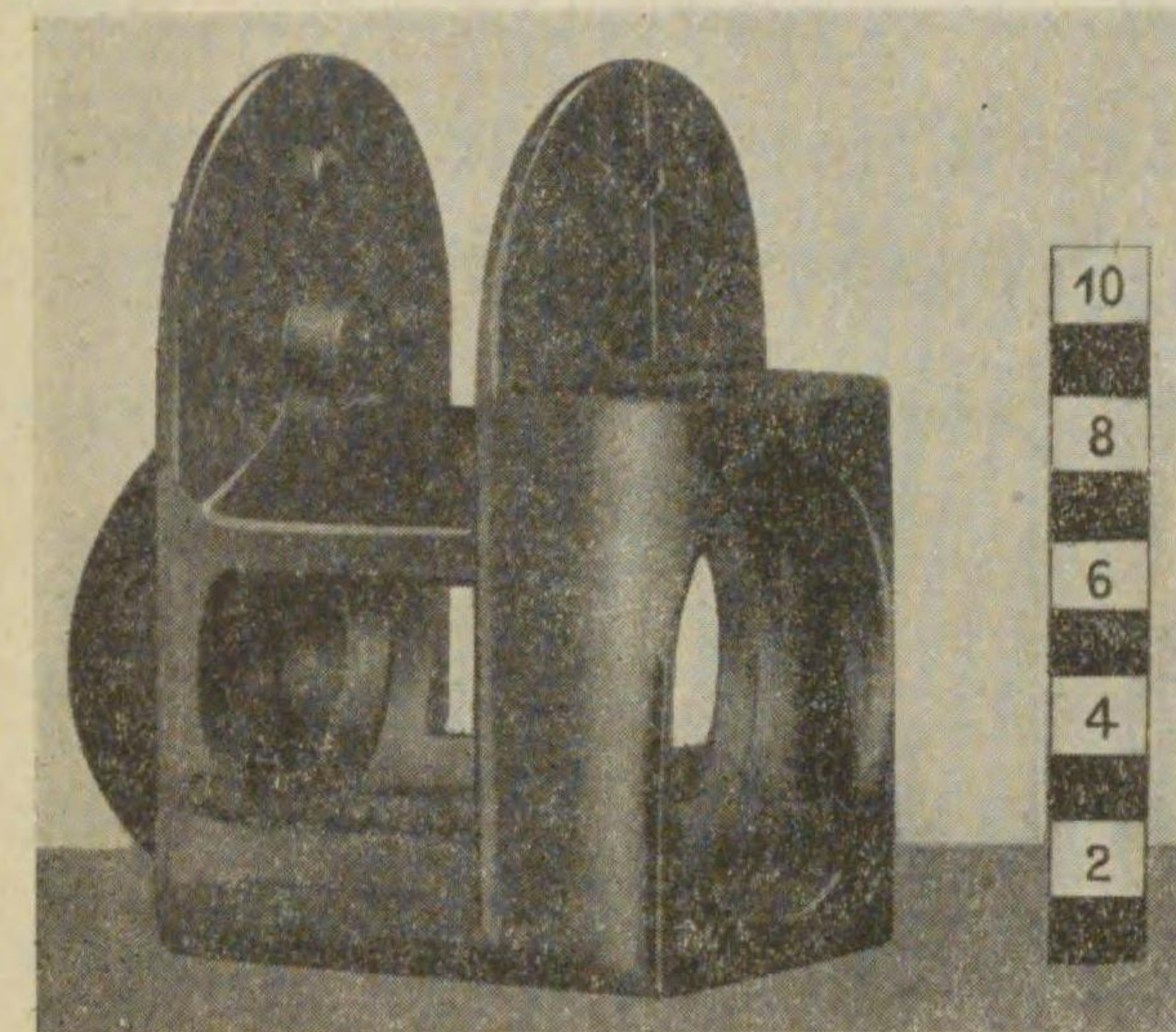


圖 115.4

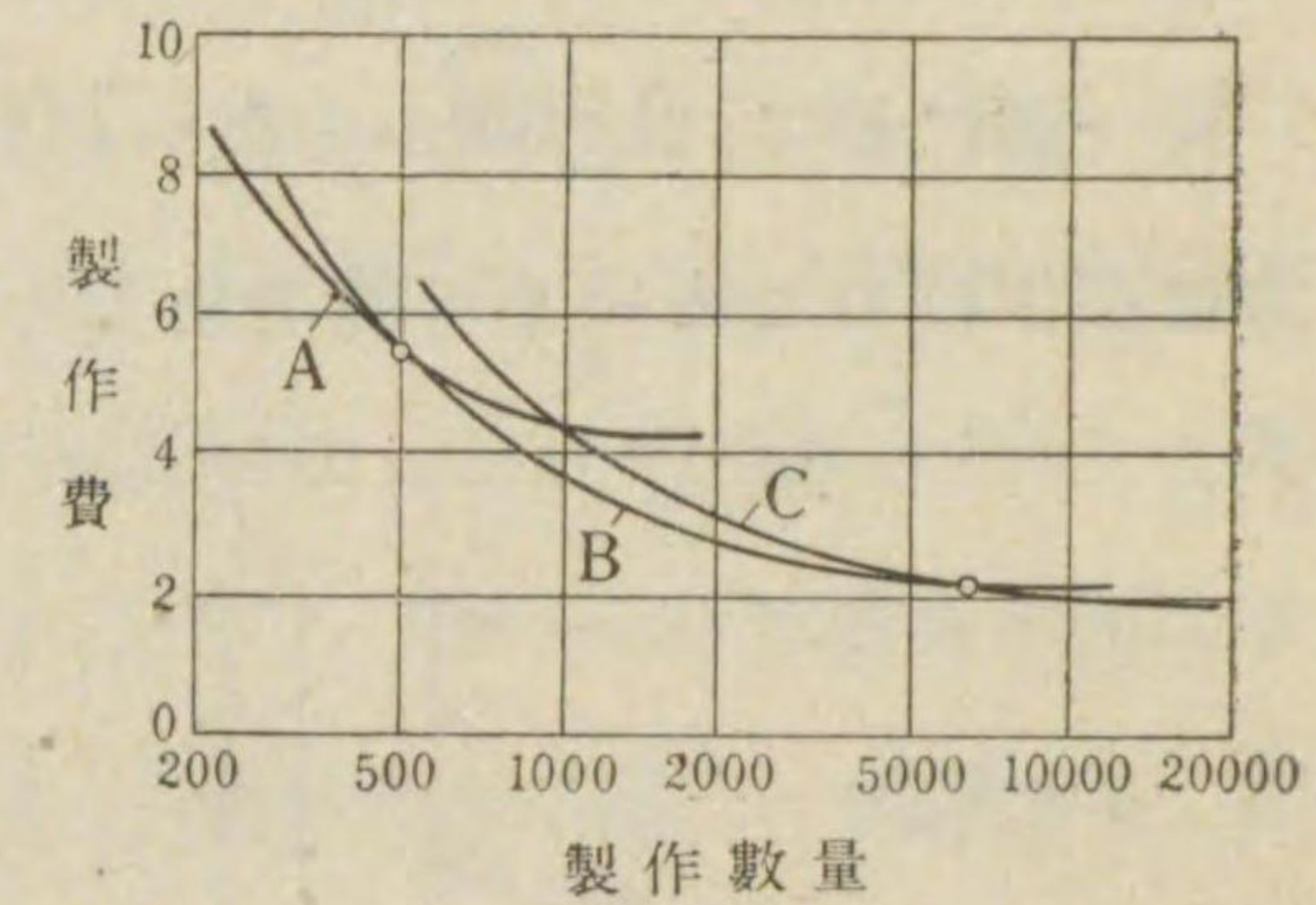


圖 115.5

此の數量と、製作費との關係は、品物の形狀と爾後の機械加工の程度によつて著しく異なることは注意すべきである。といふのはダイカストは機械加工の工數を著しく減少せしめるものであるからである。

而して最近では鑄造機械の進歩、型の改良、合金の研究等により 500 個以下でもダイカストの有利な場合がある位進歩したことは特に注意すべきである⁽¹⁾。

圖に例示したものについては、10,000 個以上製作すると、少數の場合の約 1/4 に低下せしめ得ることが判る。

ダイカストについて特に興味あることは、その仕上り寸法の甚しく精密なることである、而してそれは寸法と合金ともよるが 10 mm 程度のものならば

⁽¹⁾ M. Storch, Fertigguss. VDI, 30 Jan. 1937. (精密機械 IV. 2).

68
91

±.02 ~ 0.03 mm である。

6. 工作機械の選擇と製品價格

圖 115.6 は車輪引上機の操作用コロを製作する場合であるが、タレット旋盤を用ふると、普通旋盤の 30%，又自動旋盤を用ふれば、 $\frac{1}{40}$ 即ち 2.5% で製作し得られることを示す。従つて此の種の製品を大量製作する場合には、決して普通旋盤は用ふべきでないことを知ることが出来、大量生産に於てはタレット旋盤と自動旋盤との利用は忘れてはならないことである。

又一面に於て、此の圖から教へられることは、小工場に於ては、生産原價を異常に引下げることが不可能であるといふ點である。

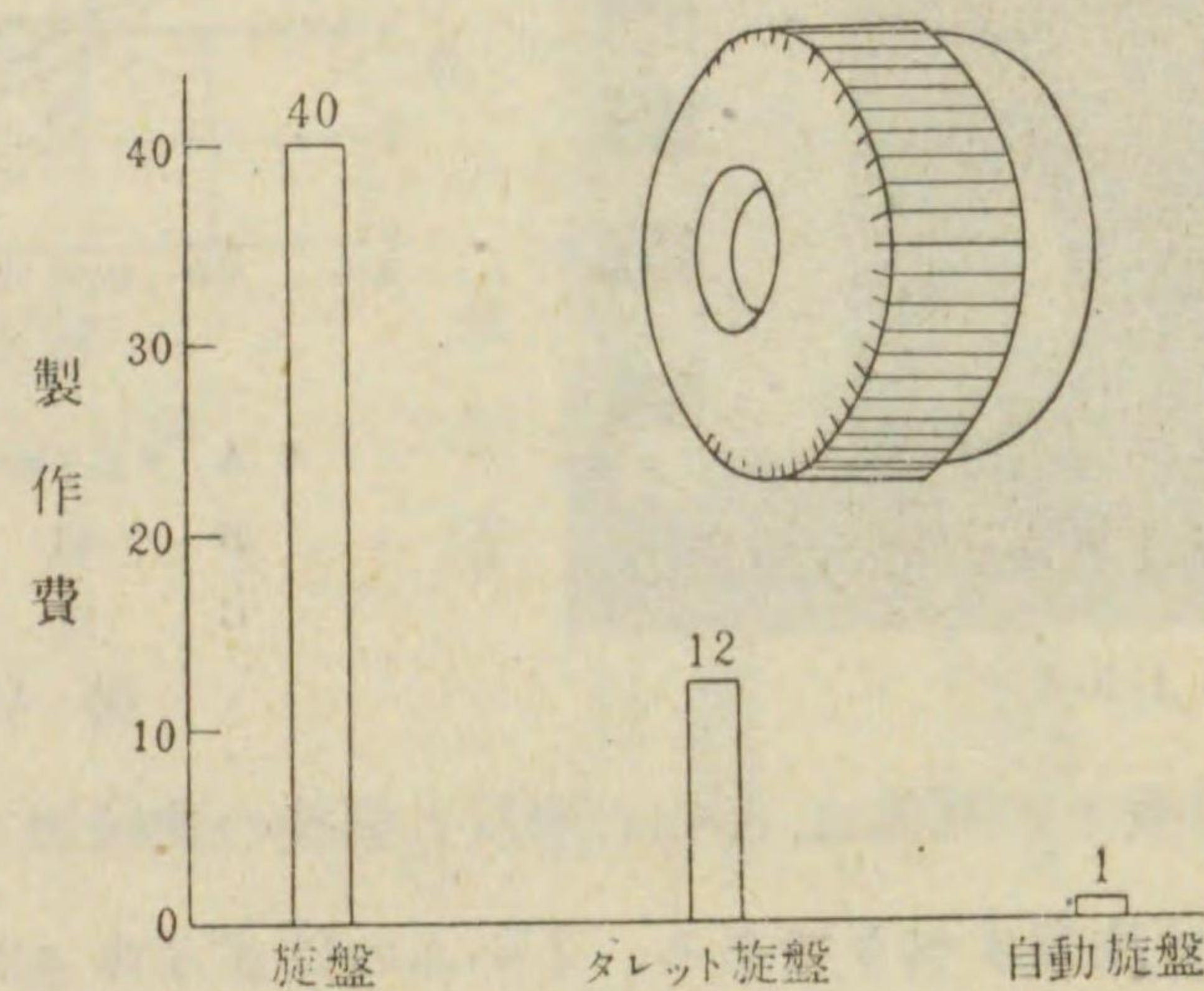


圖 115.6

第 2 章 公差と嵌合

§ 121. 緒

機械部品は、圖面に與へられた基本寸法即ち稱呼寸法 (nominal dimension) の通りには出来難いから、若干の誤差を許さねばならぬ、又事實上多少の誤差があつても、實用上差支ない場合が多い。此の許し得べき誤差のことを公差 (tolerances) と稱へる。

公差を定めて置くと、工作が容易になり、同一の公差で作つたものは、任意に他のものと取換へて組立てることが出来、所謂互換性 (interchangeability) を與へることが出来る。互換性は機械の修理を容易にし、同一箇所部品を製造する必要がない等の利益が伴ふから文明國は皆、公差方式を制定し、我國でも、日本標準規格 (JES) の一部として、之を制定してゐる。而して機械部品の機能上特に重要なのは、軸と孔との嵌合程度であるから、公差と關聯して嵌合公差も定められてゐる。以下夫等について略説する。

第 1 節 JES

§ 122. JES の公差

JES では

$$T(mm) = 0.005 \sqrt[3]{D(mm)} \quad (1)$$

を公差單位と定め、直徑 D の異なる度に、一々此の法則で計算することは煩に耐へないから、1 mm から 500 mm までを

- 1 ~ 3, 3 ~ 6, 6 ~ 10, 10 ~ 18, 18 ~ 30, 30 ~ 50, 50 ~ 80, 80 ~ 120,
120 ~ 180, 180 ~ 260, 260 ~ 360, 360 ~ 500.

(1) 此の種の法則は一般に統計を基礎として定められるのである。

68
91

の12段に区分し、各階段は、例へば6~10は、6mmを越え10mmまでに同一の公差を適用することを意味する。

而して各種機械をその精粗に應じて1級より4級に分け、前記の公差単位Tを、夫々 $1, 1\frac{3}{4}, 3, 8$ 倍したものを適用することにしてゐる (JES 第117號参照)。

JESの公差は1~500mmまでの適用範囲をもち、それ以外にはまだ制定されてゐない。

§ 123. 嵌合

軸と孔との直径差の大小によつて、色々な性質の嵌合を作ることが出来る。JESでは、嵌合部分に適當な隙間をもち、互に運動するものを**遊動嵌合**又は**遊合**といひ、隙間が極めて小さいか、又は締代をもつて互に運動しないものを**靜止嵌合**又は**靜合**と名づけ、遊合と靜合との中間のものを**滑合**といつてゐる。

遊合は、隙間の大小により、靜合は締代の大小によつて之を數種に區別する。即ち、嵌合部の大小によつて嵌合を1級以下4級に分類してゐる。そこで**嵌合公差**を考へる必要がある。

嵌合公差は、孔と軸との公差の和であるが、その小さいものから、大きくなるに従つて、1級、……4級とするのである。

1. 孔基準式と軸基準式

希望の嵌合を得るのに、孔の直径を出来るだけ變へないで、軸の直径を加減して目的を達しようとするのが**孔基準式**で、その反對が**軸基準式**である。

ケージの製作費や工作工具の價格からすれば孔基準の方が佳いが、引拔棒をそのまま軸に利用出来る様な特殊な場合には軸基準の方が有利であるから、列國の規格には兩方式が規定してある。JESも同様である。

2. JESの記號

JESでは孔、軸を表はすのに、アルハベットの用ひ、孔は大文字、軸は小文字

で表はす。而して基準孔はH、基準軸はhで表はし、1級2級等の嵌合等級は數字を附記し、 $H_1, \dots, H_4, h_1, \dots, h_4$ で表はす。而して、孔(軸)基準の場合、滑合h(H)を界として、a(A)からg(G)までは遊合、j(J)からr(R)までが靜合である。

3. 隙間

公差を與へた孔と軸とを、組合せるのであるから、軸が孔より小さい場合、即ち遊合の場合には、**隙間**(clearance)は最小値から、最大までに變化する筈で、その最大隙間は

$$\text{最大隙間} = (\text{最小隙間}) + (\text{孔公差}) + (\text{軸公差})$$

となる。

JESでは最小隙間 $A = \beta \sqrt{D}$ の形式に則つて、 β の値を

$$\beta = 0.0015; 0.004; 0.008; 0.013; 0.025; 0.045$$

の6階段にしてゐる。

4. 締代

孔の徑が軸の徑よりも小さい場合には、隙間の代りに**締代**(obstruction)を生ずる。此の締代は0.01mmからその作用を有するものと考へられるから、孔と軸に各公差を與へた場合には、同種の嵌合でも、その出來方によつて、組合せの性質に變化を生ずる。そのため、時としては締代の代りに、隙間を生ずる様な場合も出来る惧があるから、**勢ひ選擇組合せ**(selective assembling)の必要を生ずることになる。

そこで、JESでは靜合を輕壓入嵌合(p靜合)までは、最大締代の計算値を公差単位の倍數にとる様にし、輕壓入嵌合では、1級も2級も、最小軸と最大孔とが一致する様に定めて、常に若干の締代がある様になつてゐる。而してJESでは靜合を

$$j(=\text{押込}); m(=\text{打込}); n(\text{強打込}); p(=\text{輕壓入}); r(=\text{壓入})$$

68
91

の5種嵌合に區別し、大體 j から r に到るに従つて、締代が大きいのである。

5. 嵌合の等級

嵌合は、前述した公差の大小に従つて、4級に區別して、その各が次の如く數種になつてゐる。

- 1級 p, n, m, j, h (5種)
- 2級 $r, p, m, j, h, g, f, e, d$ (9種)
- 3級 h, f, d, b (4種)
- 4級 h, e, b, a (4種)

此の内、1級は研磨盤又はラップ盤で仕上げた、球軸受、コロ軸受の如き、高級品に、2級は研磨盤又は精密旋盤で作つた工作機械、各種電機、その他之に準ずる諸機械に、又3級は、旋盤又は精密フライス盤で作つた一般諸機械に、4級は普通旋盤、フライス盤、形削盤で作つた農業用諸機械に適用しようといふのである。

6. 總括

各種嵌合に於ける孔軸の公差

$\alpha(0.005\sqrt[3]{D})$ の α の値

a. 孔基準式

- 1級 $H_1 \quad p_1 \quad n_1 \quad m_1 \quad j_1 \quad h_1$
 $\alpha \quad 1 \quad 3/4 \quad 3/4 \quad 3/4 \quad 3/4 \quad 3/4$
- 2級 $H_2 \quad r_2 \quad p_2 \quad m_2 \quad j_2 \quad h_2 \quad g_2 \quad f_2 \quad e_2 \quad d_2$
 $\alpha \quad 1 3/4 \quad 1 1/4 \quad 1 1/4 \quad 1 1/4 \quad 1 1/4 \quad 1 1/4 \quad 1 3/4 \quad 2 1/4 \quad 2 3/4$
- 3級 $H_3 \quad h_3 \quad f_3 \quad d_3 \quad b_3$
 $\alpha \quad 3 \quad 2 3/4 \quad 3 1/4 \quad 4 \quad 5$
- 4級 $H_4 \quad h_4 \quad e_4 \quad b_4 \quad a_4$
 $\alpha \quad 8 \quad 7 \quad 8 \quad 8 \quad 10$

b. 軸基準式

- 1級 $h_1 \quad P_1 \quad N_1 \quad M_1 \quad J_1 \quad H_1$
 $\alpha \quad 3/4 \quad 1 \quad 1 \quad 1 \quad 1 \quad 1$
- 2級 $h_2 \quad R_2 \quad P_2 \quad M_2 \quad J_2 \quad H_2 \quad G_2 \quad F_2 \quad E_2 \quad D_2$
 $\alpha \quad 1 1/4 \quad 1 3/4 \quad 1 3/4 \quad 1 3/4 \quad 1 3/4 \quad 1 3/4 \quad 1 3/4 \quad 2 1/4 \quad 2 3/4 \quad 3 1/4$
- 3級 $h_3 \quad H_3 \quad F_3 \quad D_3 \quad B_3$
 $\alpha \quad 2 3/4 \quad 3 \quad 3 1/2 \quad 4 1/4 \quad 5 1/4$
- 4級 $h_4 \quad H_4 \quad E_4 \quad B_4 \quad A_4$
 $\alpha \quad 7 \quad 8 \quad 9 \quad 9 \quad 11$

c. 隙間單位 $\beta\sqrt{D}$ の β (下表には $\beta \times 1000$ を與ふ)

| | | | | | | | | | |
|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| g_2G_2 | f_2F_2 | e_2E_2 | d_2D_2 | f_2F_3 | d_3D_3 | b_3B_3 | e_4E_4 | b_4B_4 | a_4A_4 |
| 15 | 4 | 8 | 13 | 4 | 13 | 25 | 8 | 25 | 48 |

以上は JES、公差及嵌合方式の精神を述べたもので、實數値は JES 117 號に表示されてゐる。

第2節 ISA

§ 124. 緒

互換性の問題は、國內だけでなく、國際的にも必要な事柄であるから、各種の規格を國際的に制定してはといふことになり、ドイツを中心に國際規格統一聯盟⁽¹⁾ともいふべき會合が開かれて、公差方式、嵌合方式、及ゲージ方式の3基本要素の規格の決定を終り(1935)ヨーロッパだけでも、14ヶ國は既に之を採用し、他の國も續々之に参加しつゝあるから、近き將來には全く國際的のものとなることと思はれる。

以下その公差方式と嵌合方式の概要を述べるが、抑も此の方式はドイツの標

⁽¹⁾ International Federation of the National Standardizing Associations.

68
91

準規格 (DIN) を適用した経験から、その不備を補つて作り上げたものであるだけに、JES や DIN よりも、甚しく適用範囲が廣汎である。

例へば公差方式では JES は唯 4 級を有するに對し ISA は 16 級を定め、JES の 1 級は凡そ ISA の 6 級に相當し、又嵌合方式では JES に於て 12 種の孔軸を定めてゐるに對し、ISA では 21 種に及び、更に嵌合の相手を自由に選び得ることとしたために、殆んど總ての場合を盡し居るといつてゐる。

又同聯盟では、此の方式は永久に不變だといつてゐるから、JES で間に合はない公差は、此の方式に準據して定めて置けば、將來のため便利であると思ふ。

但し公差の適用範囲は JES と同様に、1 mm 以上 500 mm までで、時計工業に必要な 1 mm 以下及大形機械に必要な 500 mm 以上は未だ制定されてゐない。目下調査中といふ。

§ 125. ISA の公差

ISA では

$$i(\mu) = 0.45 \sqrt[3]{D(mm)} + 0.001 D(mm)$$

表 125. ISA 公差 (μ 単位)

| IT 等級 番號 | 公差 單位 i の 數 | 稱呼直徑の區域 (直徑區域の終りの値は前の行に附屬す) | | | | | | | | | | | | | |
|----------------|----------------------|--------------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------|------|------|------|------|-----|--|
| | | 1~3~ | 6~ | 10~ | 18~ | 20~ | 50~ | 80~ | 120~ | 180~ | 250~ | 315~ | 400~ | 500 | |
| 1 | | 1.5 | 1.5 | 1.5 | 1.5 | 1.5 | 2 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | |
| 2 | | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 3 | 3 | 4 | 5 | 7 | 8 | 9 | 10 | |
| 3 | | 3 | 3 | 3 | 3 | 4 | 4 | 5 | 6 | 8 | 10 | 12 | 13 | 15 | |
| 4 | | 4 | 4 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 10 | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | |
| 5 | 7 | 5 | 5 | 6 | 8 | 9 | 11 | 13 | 15 | 18 | 20 | 23 | 25 | 27 | |
| 6 | 10 | 7 | 8 | 9 | 11 | 13 | 16 | 19 | 22 | 25 | 29 | 32 | 36 | 40 | |
| 7 | 16 | 9 | 12 | 15 | 18 | 21 | 25 | 30 | 35 | 40 | 46 | 52 | 57 | 63 | |
| 8 | 25 | 14 | 18 | 22 | 27 | 33 | 39 | 46 | 54 | 63 | 72 | 81 | 89 | 97 | |
| 9 | 40 | 25 | 30 | 36 | 43 | 52 | 62 | 74 | 87 | 100 | 115 | 130 | 140 | 155 | |
| 10 | 64 | 40 | 48 | 58 | 70 | 84 | 100 | 120 | 140 | 160 | 185 | 210 | 230 | 250 | |
| 11 | 100 | 60 | 75 | 90 | 110 | 130 | 160 | 190 | 220 | 250 | 290 | 320 | 360 | 400 | |

IT 12 乃至 IT 16 なる等級の公差は IT 7 乃至 IT 11 の値の 10 倍である。
例へば IT14=10×IT9=400, (IT=ISA Tolerance)

を公差單位と定め、6 級より上に之を適用し、1 級から 5 級までは、此の法則によらずに、直徑により異なる公差を指定してゐる。前述の如く、JES の 1 級公差は、凡そ ISA の 6 級に相當してゐる。それ故如何に精なるものでも、ISA ならば十分に指定することが出来、又如何に粗なものでも適用することが出来るやうになつて居る。表 125 は ISA 公表を示す。

§ 126. ISA 嵌合方式

1. 記號

記號は JES と同様、基準孔は H、基準軸は h を以て表はし、孔基準の場合、孔よりも小さい總ての軸は h から a までの小文字を使ふ。此の h は直接零線に接し、a は零線から最も離れてゐる。最も小さい孔よりも大きくなることの出来る軸は j から z までの文字を使つて表はす。此等の軸のどれから壓入嵌合が始まるかは、その組合せに選ばれた基準孔の公差によつて定まる。此の時 j は最も弱い固定嵌合であり、z は最も強固な嵌合を與へる軸である。

凡ての文字は、その孔或は軸の公差を定める等級の數字を附記して、上の寸法差即ち公差區域の位置と大きさを示すことになつてゐる。

2. 嵌合の種類

遊隙嵌合、轉移嵌合、壓入嵌合の 3 種に分類する。

a. 遊隙嵌合 即ち遊合は極めて弛い嵌合で、H 孔と e-, b-, a- 軸との結合、又は h 軸と C-, B-, A- 孔との組合せである。

b. 壓入嵌合 即ち壓合は軸が孔より大きい嵌合で、多數の要求を満足する様に完全な壓合系が定めてある。而して燒嵌に至るまで直徑の $\frac{1}{400}$ の締代を以て定められ、種々の等級がある。

遊隙嵌合の場合には、異つた等級の基準孔 (軸基準式にも同様) に對し、各種の遊合軸が同一の最小遊隙を有つから、任意の組合せが出来るが、壓合軸には、異つた等級の孔の止り側の階段 A-A (圖 126) が對應することになるから、或

軸と嵌合する孔が、第何級であるかによつて、壓合軸はその嵌合の性質を變へることになる。

例へば、 $n5, p6, s7$ なる軸を、夫々 1 級だけ粗い孔、 $H6, H7, H8$ と組合せると、純粹の壓合を作る。つまり締代が遊隙と變るが如きことのない嵌合を作るのである。

反之此等の軸と、更に 1 級だけ粗い孔(例へば $H8$ と $p6$ と)とを嵌合すると、遊隙を與へることが出来る。併し寸法差の更に大きくなつた他の組合せ、例へば、 $H7-p5, H8-s6$ では純粹の壓合を生ずる。

壓合では、總ての場合、特に動力傳達を確實に行ひ得るだけに使用材料が、最小最大の締代に對して、耐へ得るか否かは、試験して定めるべきものである。

壓合軸は第 5, 6, 7 等級に規定されてゐる。更に他の等級に及ぼすべきや否やは將來に保留されてゐる。

c. 轉移嵌合 は公差範囲内の、太い軸が細い孔に嵌るか、又は逆に、細い軸が太い孔に嵌るかによつて、或は遊隙を生じ、或は締代を與へる如き嵌合である。つまり工作品は弛く嵌るか固く嵌るか豫知し得ない嵌合である。

この嵌合は、第 5 級軸と、第 6 級孔、又は第 6 級軸と第 7 級孔との組合せで作られる。

例へば、遊合では、 $H7-c8$ は嵌合上では、 $H8-c7$ と等しいが、 $H7-k6$ は $H6-k7$ とは等しくならない。

第 7 級軸を第 8 級孔と組合せると、著しく大きな締代を、著しく大きな遊合に、轉移することが出来る如き、補助の目的に用ひることが出来る。

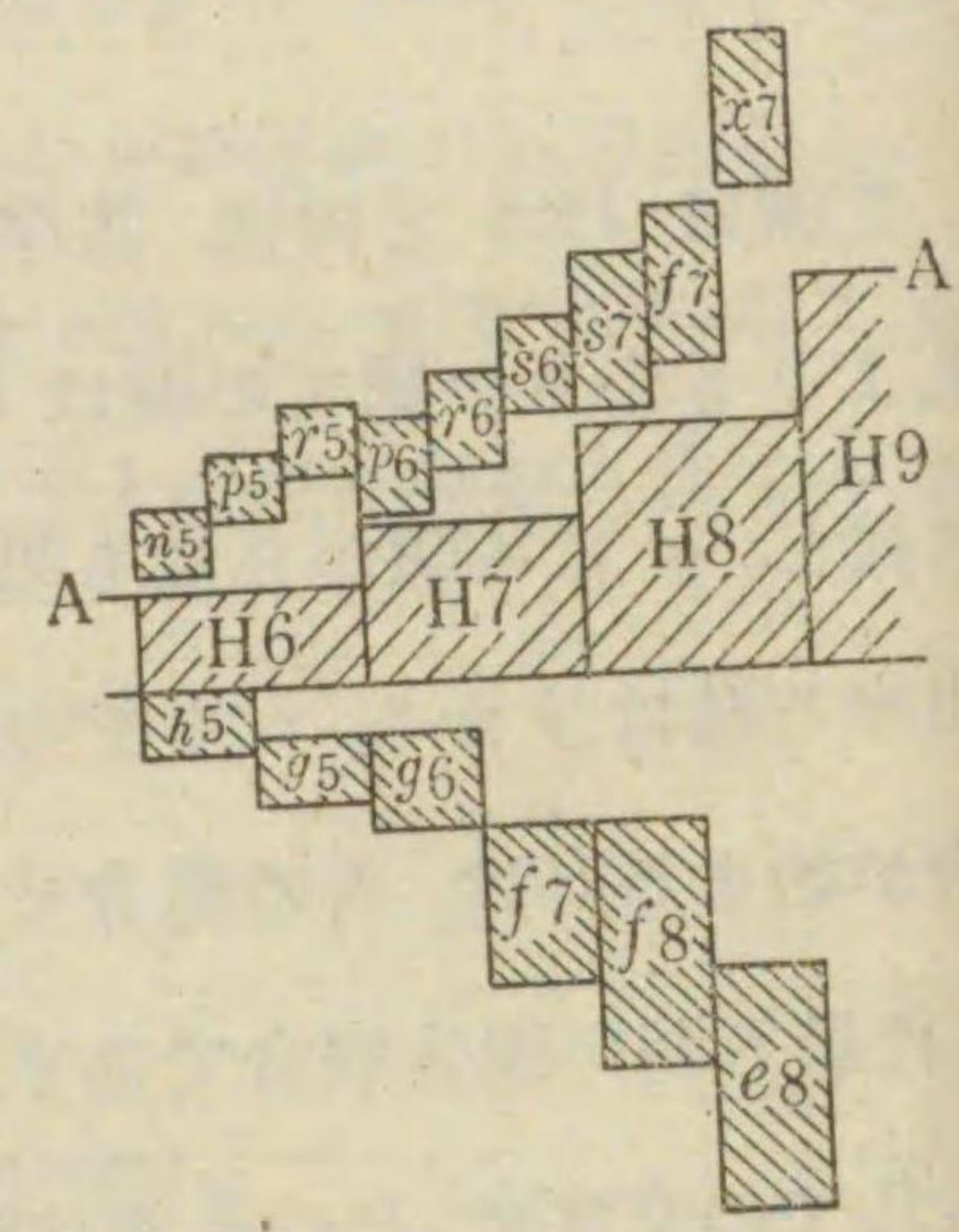


圖 126

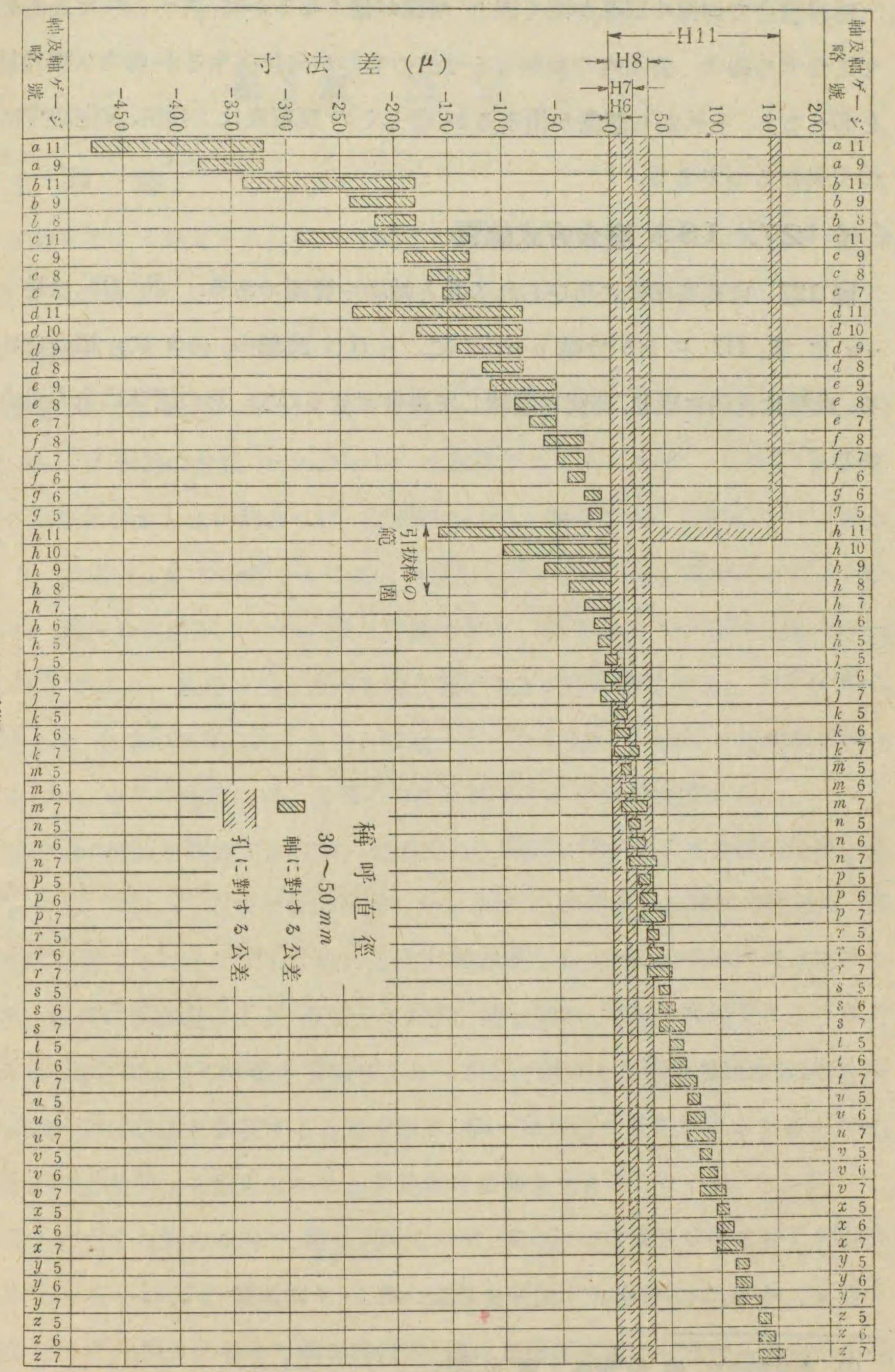


圖 127

680
91

轉移嵌合で何程の部品が固く嵌り、何程が弛くなるかは、與へられた公差を以て工作する場合、公差内の如何なる寸法のものが何程出来るか即ち反覆曲線⁽¹⁾を考へると、それから想像が出来るが、併しその反覆度は工作法、測定法等によつて異なるのである。

§ 127. ISA 嵌合方式總覽

圖 127 は孔基準式に用ひられる孔と軸の一覽圖である。孔 H6 は軸 $a \dots \dots x$ に、孔 H7 と H8 は軸 $a \dots \dots z$ に、H11 は軸 $a \dots \dots h$ に、組合はされる。此等は目的に應じ、特別に選擇して組合はせるので、その選擇は全く自由である。

⁽¹⁾ 火兵學會誌, 第 40 卷第 3 號 p. 295.

第 3 章 測定方式

§ 131. 緒

計器を用ひて測定するのは、一般的に言ふと、觀測者の腦に信號を與へる様な、或種の現象によつて行ふのである。例へば、寫眞、自動記録などによつて、吾人の眼に感ずる如くする類である。

測定の方法には色々あるが、最も普通で、且つ便利な、而して最も正確な方法は、眼で 2 物體の合致 (coincidence) を觀測することである。しかし、2 物が互に完全に合致しない場合には、兩者間の間隔を測定しなければならない。吾人が 2 つの眼と、2 つの耳をもつことを利用して、他の方法を採用することが出来る。頭夫れ自體が、1 つの立派な計器である。即ち眼は 1 つの測距儀 (range finder) であり、又耳は音の方向を聽き判ける方向探知機である。尤も此等は、必ずしも、合致の原理に基くものとは言へないかも知れないが、それは寧ろ例外であつて、多くの測定には、合致の方法を利用するのが普通である。

或物理的性質を觀測するには、他のそれと類似な變化をする物理的性質と比較をする。而して、その兩者が平衡したときに、その事實を何等かの方法で、實測者に信號することにする。此の方法が所謂復原法 (null method) である。この際、信號は普通眼により、又時としては、耳を使ふ。又稀には觸覺によるのであるが、眼を用ふるのが最も普通である。而して眼による最も普通な方法は、或指示器の針の位置を觀測するところである。例へば天秤で質量を測定するときに、指針が平衡位置から偏らないことを見判ける如きである。

吾人の有する能力の内で、最も正確なのは、眼を以て合致又は喰違ひを判別する力である。而して、望遠鏡で 2 物の合致を判斷する場合には、高度の正確さが得られる。吾人の有する他の感覺は、眼ほど正確でない。だから多くの正確

な測定は眼によるのである。

實驗室用計器では、指示を與へるために、利用し得る力の弱い場合が多い。斯様な場合には、指示器として、屢々光點を利用する。けれども力が相當大きい場合で、特に工場用計器では、指示器として、目盛尺に接觸せず、その近くを動く指針を用ふことが多い。

若し、力が十分に大きければ、指示器として目盛尺に接動する副尺⁽¹⁾ (vernier) を利用する。

眼は、光の光度と色調とを見判けるもに用ひられる。2つの色が、相等しいか否かを比較して、2つの物理的性質の異同を判断するのに用ふことが出来る。又2つの視野の光度を信號に用ふことがある。例へば光度計や光學高溫度計の如きである。

若し、信號に音を用ふると、その強さ、音色、又は位相を變へることが出来る。此等は屢々でなく、稀に利用される。例へば受話器の音の大きさで、ホキートストーン・ブリッジ (Wheatstone bridge) の平衡點を求めたり、又空中聽音機で、兩耳に入り來たる音の位相を後頭部で合致させるが如きである。又2音の音色の差は、音又の振動數の測定などに利用される。

計器の中には、復原法の用ひ難いものがある。例へば、急速に變化する壓力の測定の如きであるが、斯様な場合には、目盛尺又は物質の量、例へば錘、若くは電氣抵抗の如きものを利用する。併し斯様な手段によつて得られる測定には、先づ目盛を檢定する必要がある。それには普通復原法が利用される。

§ 132. 眼による觀測精度

眼による觀測法が最も普通であり、又精密であることは、前項に於て述べた通りであるが、如何なる方法によるのが最上であるかは、述べなかつたから、茲に記述することにする。

(1) 第 5 篇第 1 章參照。

眼が2物を識別し得る能力は、視神經細胞の構造によつて限定される。吾人の視神經細胞は、圖 132. 1 に示す如く、龜の甲の様に、規則正しく六角形を配列したものだといはれる。而して2物 a, b を識別するには中間に刺戟を受けない網目が1つなければならぬといふのである。之はハイネ (Heine) の説であるが、此の網目の大きさ $d=0.004\text{ mm}$ であり、眼の焦點距離は、 15.5 mm であるから、 0.004 を此の焦點距離で割ると、 53 sec になる。ヘルムホルツ (Helmholz) は實驗から、此の値を 1 min と決定し、Heine は 37 sec と出してゐる。假りに此の 1 min を採用すると、 1 min より小さい角度で、吾人の眼に入つて來る2本の光線は、1本に見えて2本には見えないといふのである。此のことは、圖 132. 2 に示す如く、2本の平行線の場合にも同様である。

此の 1 min といふ角は、事實上どれ位に相當するかといへば、吾人の明視の距離は 250 mm であるが、此の距離で、2本の平行線が、 0.07 mm の間隔で描かれてあるとき、眼に挟む角である。つまり、これより接近して描かれた2本の線は、1本に見えるのである。

併し2本の平行線の末端が、圖 132. 3 の如く、接して、互に近づいて1本とならうとするときの識別力は、前述の 1 min よりも小さいことをヘリング (Herring) が發見した。之を合致精度と稱へるので、此の場合に限つて、中間に刺戟を受けない細胞がなくても、よろしいといふのである。而して、此の場合の角度は普通人で、 30 sec であり、又天性と熟練とによつて、 10 sec 又は 12 sec

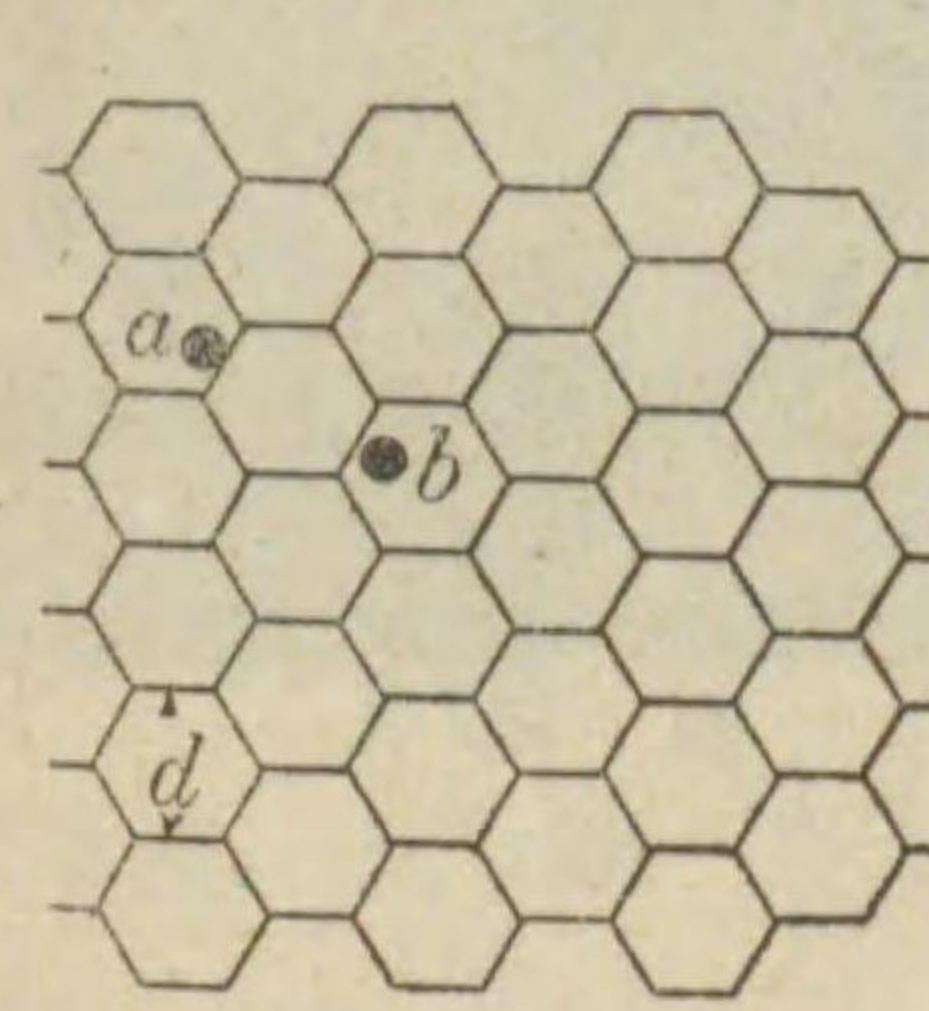


圖 132.1

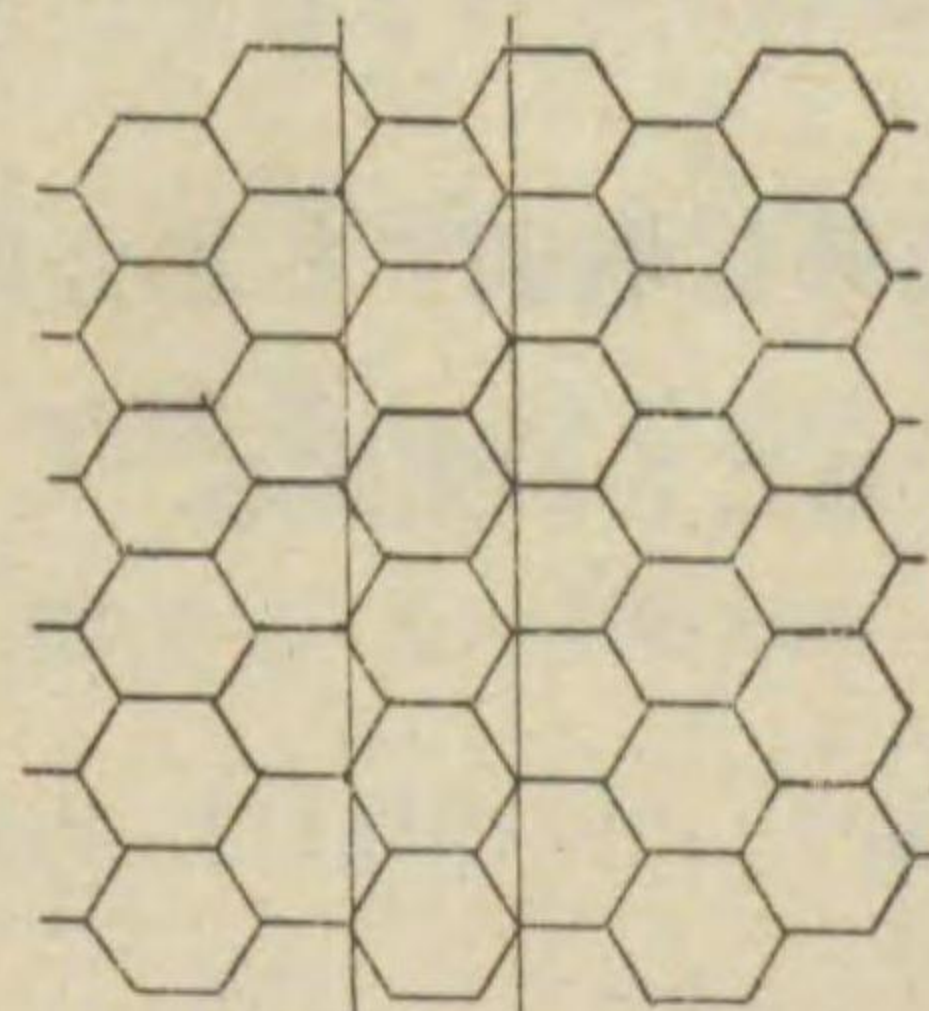


圖 132.2

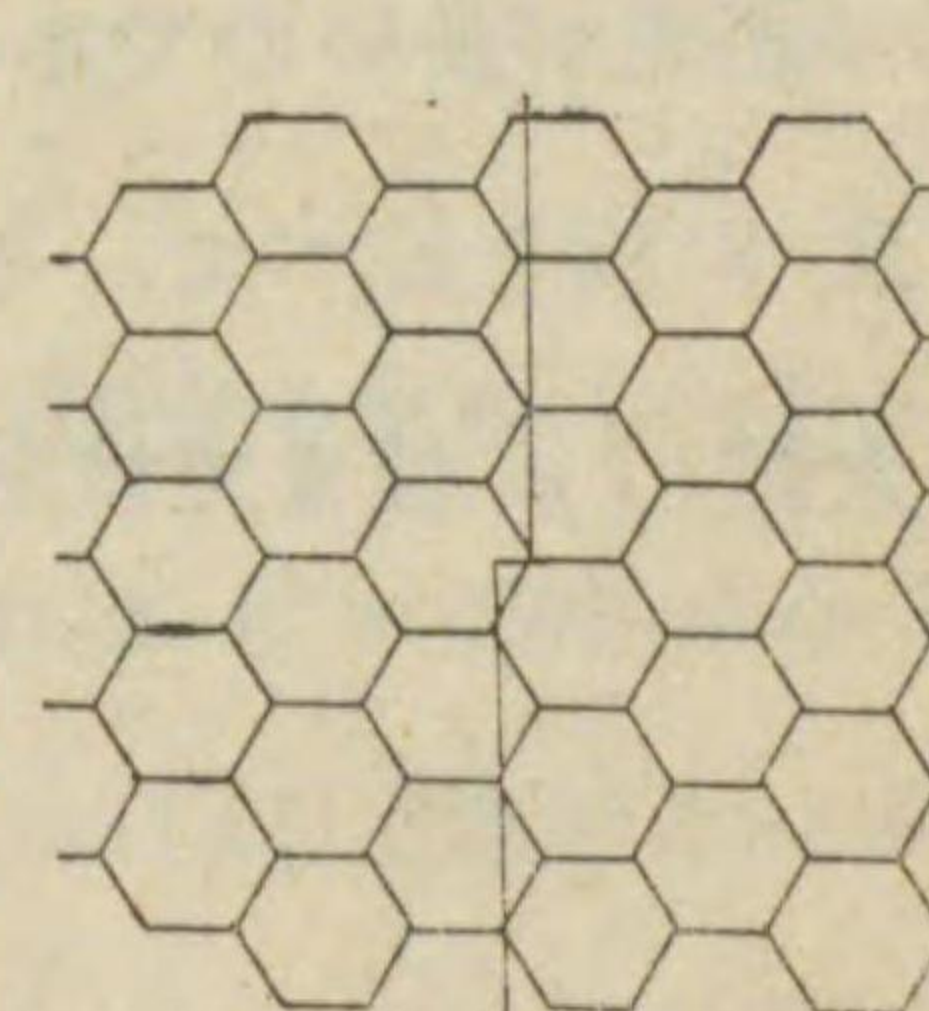


圖 132.3

までは判別がつくのである。従つて、2本の平行線を並べて、その相合するのを見るよりも、計算尺や副尺の目盛を合せるやうにする場合の方が、正確に判別が出来る譯である。

§ 133. 音による測定精度

吾人の耳による音の判定力については、醫學的及心理學的に研究されてゐるが、振動数を判定するのが、最も正しく、 $500 \text{ cycle} \cdot \text{sec}^{-1}$ の測定をすれば、その中の1 cycleの誤差まで感知出来る。即ち $\pm 0.1\%$ の誤差である。而して、吾人の耳の最も判別力の強いのは、 $500 \sim 2000 \text{ cycle} \cdot \text{sec}^{-1}$ の間であるといふ。而して、音量の測定は最も不正確で、 10% の差を漸く判別し得る程度だといふ。

従つて、測定に音を利用するには、振動数によるべきで、唸り (beat) を用ふると特に有利である。

§ 134. 觸覺による測定精度

觸覺による測定精度についての系統的研究の文献については、著者は持合せがないが、特殊な場合、例へば、パス (calipers) を用ひて直径の大小を比較判断する場合 (圖 132.4) などには、熟練者は $0.001 \text{ mm} = 1 \mu$ 位は感知することを得るといふ。尤もそれにはパスの重さが軽いほど、感じよく、判断が出来、重い場合には判断の誤差が多いのである。

又2物を並べて、その高低を判別する場合にも大體 1μ 位までは感知することが出来る。

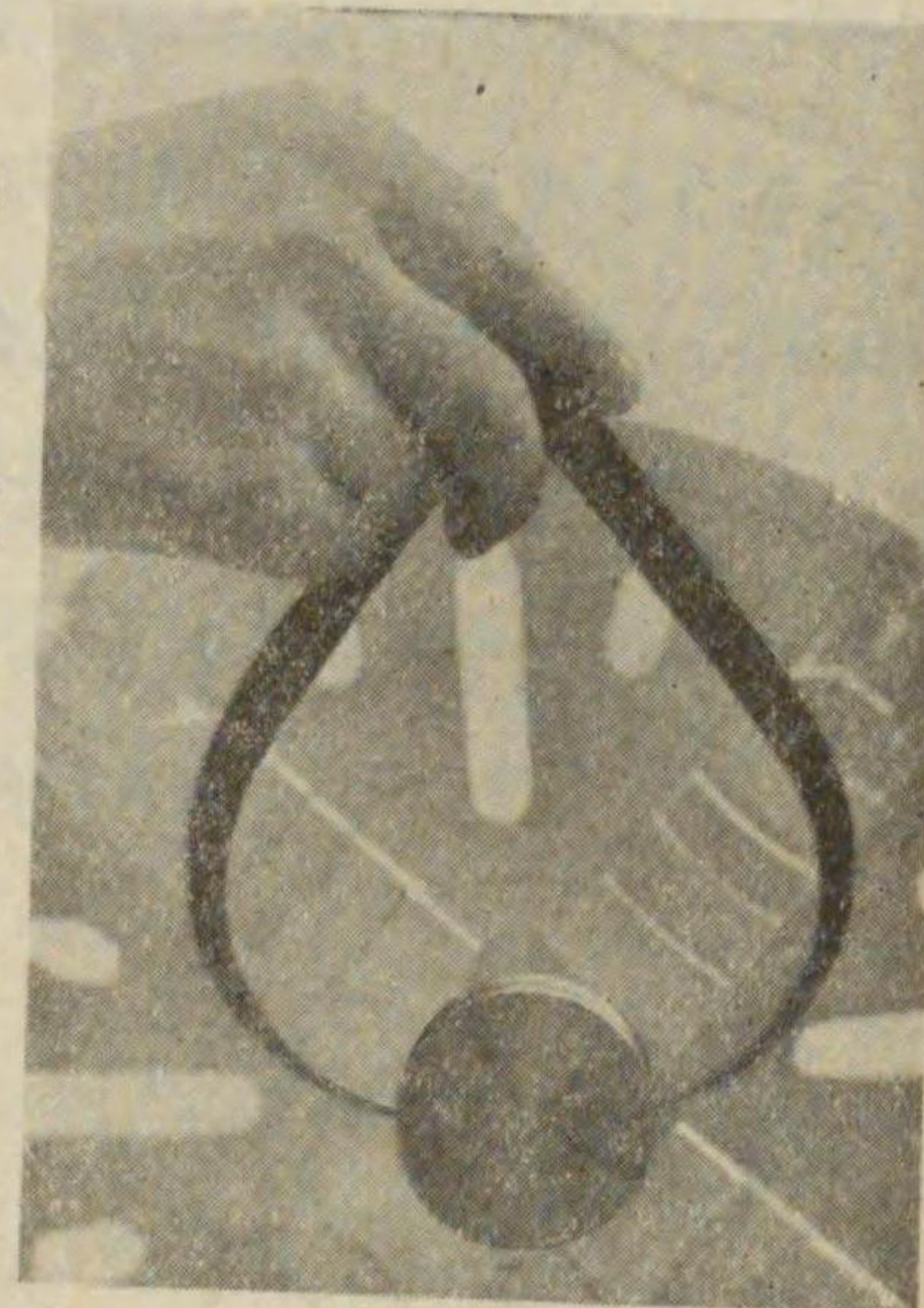


圖 132.4

第4章 計測機器に必要な諸性質

計測機器が完全に動作するには、種々の性質が必要である。その内特に考慮を要するものは (1)精度、(2)感度、(3)示差の小なること、(4)堅牢、(5)使用便利、(6)簡單、廉價、(7)耐久性、(8)減衰率、(9)設計、などである。

§ 141. 精 度

計測機の精度は、測定する量の眞の値を與へるか否かによつて定まる。言換へると、計器の讀みが、ホントの値から遠ざかるほど、精度が悪いのである。

何れの計器でも眞の値を示すことは困難である。その理由は、協同作用をす構成部品、即ちリンク⁽¹⁾間に摩擦があつたり、リンクの性質が經年變化をしたり、溫度、氣壓、濕度等の變化の影響を受けたり、又は用法が一定でなかつたりするからである。

工業用の計器では、直讀によつて、必要な精度以内の値を與へなければならない。例へば壓力計やマイクロメータの如きものは、讀みに修正を加へてホントの値を求める如きことは、到底實行し難きことである。反之實驗室内で用ふる計器では、修正を加へて眞價を求めることは、さほど困難ではない。

計器の精度は、消極的に、不正確さ、即ち誤差の大小で表はすことが多い。例へば、ツァイス測長機 (Zeiss Measuring Machine) では 100 mm までの長さを測るには、次の誤差以内で測定出来るといつてゐる。

$$E = 0.0005 + \frac{L}{200,000}$$

L は測定する長さ (mm)、E は誤差 (mm) である。即ち測定する長さが大きいほど、誤差の絶対値は大きい、假りに $L = 100 \text{ mm}$ とすれば、 $E = 0.001 \text{ mm} = 1 \mu$ である。言ひ換へると、 100 mm の測定には、 1μ 以上の誤差はないといふこ

(1) 第2篇参照。

68
91

とを表はしてゐるので、此の誤差を以て、精度を消極的に表はすのである。

併し、誤差は前式で表はす様に、測定する長さによる場合が多いのであるから、誤差を長さで割つた比、即ち**不正確率** (specific inaccuracy) で表はすのがホントである。前例の 100 mm の場合には $\frac{E}{L} = \frac{1}{10^5}$ 即ち 10 万分の 1 以上の誤差はないといふことになるのである。

以下計器が、其の精度について、具備しなければならない諸性質を列挙してみると、

1. 所要精度を有すること。

計器の精度は必ずしも、最高たるを要しない、その目的に應じて適度であることが望ましい。

物理機械では、定量的といふよりも、定性的に使用するものもある。前者に於ては、最高精度を必要とするが、後者に於ては、精度の低いもので足る。又同じく定量的といつても、假りに天秤に例をとれば、分析用の所謂化學天秤と、例へば寫真現像液用薬品の配合に用る天秤とでは、精度に於て格段の差があるべきである。

他の方面から言へば、實驗者は適當なる精度の計器を選定せねばならぬ。徒らに高精度の計器を用ふると、無駄骨折をして又、反つて、とんでもない誤謬に陥ることがある。

2. 精度は一定なること、

多くの計器は測定量によつて精度が異ふ。又その使用場所によつても精度の變化することがあるが、それは好ましくないことである、

3. 誤差原因は之を知ることが出来ねばならぬ。

4. 誤差は調整によつて、消去することが出来ねばならぬ。而して、他の特別な装置を用ひないで、調整し得られねばならぬ。

5. 若し誤差を消去することが出来なければ、その誤差は可及的一定でな

ければならぬ。

6. 又誤差を消去し得ない場合には、特殊な計器なしに、その計器自身によつて、その量を測定することが出来、それによつて修正が出来ねばならぬ。

得らるべき精度は計器の價格によるのである。従つて、普通には簡單にして、廉價な設計と、精度との間に、適當なる妥協をせねばならぬ。

計器はどれでも、精巧な工作を要する部分が含まれてゐる。

例へば、度盛盤やマイクロメータねぢの如く、特に製作上精巧を要するものが使はれる場合が多い。併し、その計器の與へる精度は、それ以外の部分が完全に出来てゐなくても、そのことが出来るだけ、影響しないやうに、設計されてゐなければならぬ。

計器の精度は、多くの誤差に歸因することがある。しかも、その誤差の量は、大小區々であるから、先づその内、最大のものから減らす工夫をする必要がある。

計器改良の要諦は、比較的大なる誤差の原因を、簡單な方法で除くことである。而して、大ならざる誤差を更に小ならしめるべく努力することは、徒に計器を複雑させて、結局大した改良にはならないことになるし、又不良な場合には、小さい誤差を反つて大きくする結果に終ることさへあるから、注意すべきことである。

§ 142. 感 度

計器の感度 (sensitivity) といふのは、測らうとする量の變化に對して、計器の與へる讀みの變化する割合である。

圖 142 が計器の與へる讀みを縦座標に置き、測る量を横座標に置いて得た關係を示すものとするれば、

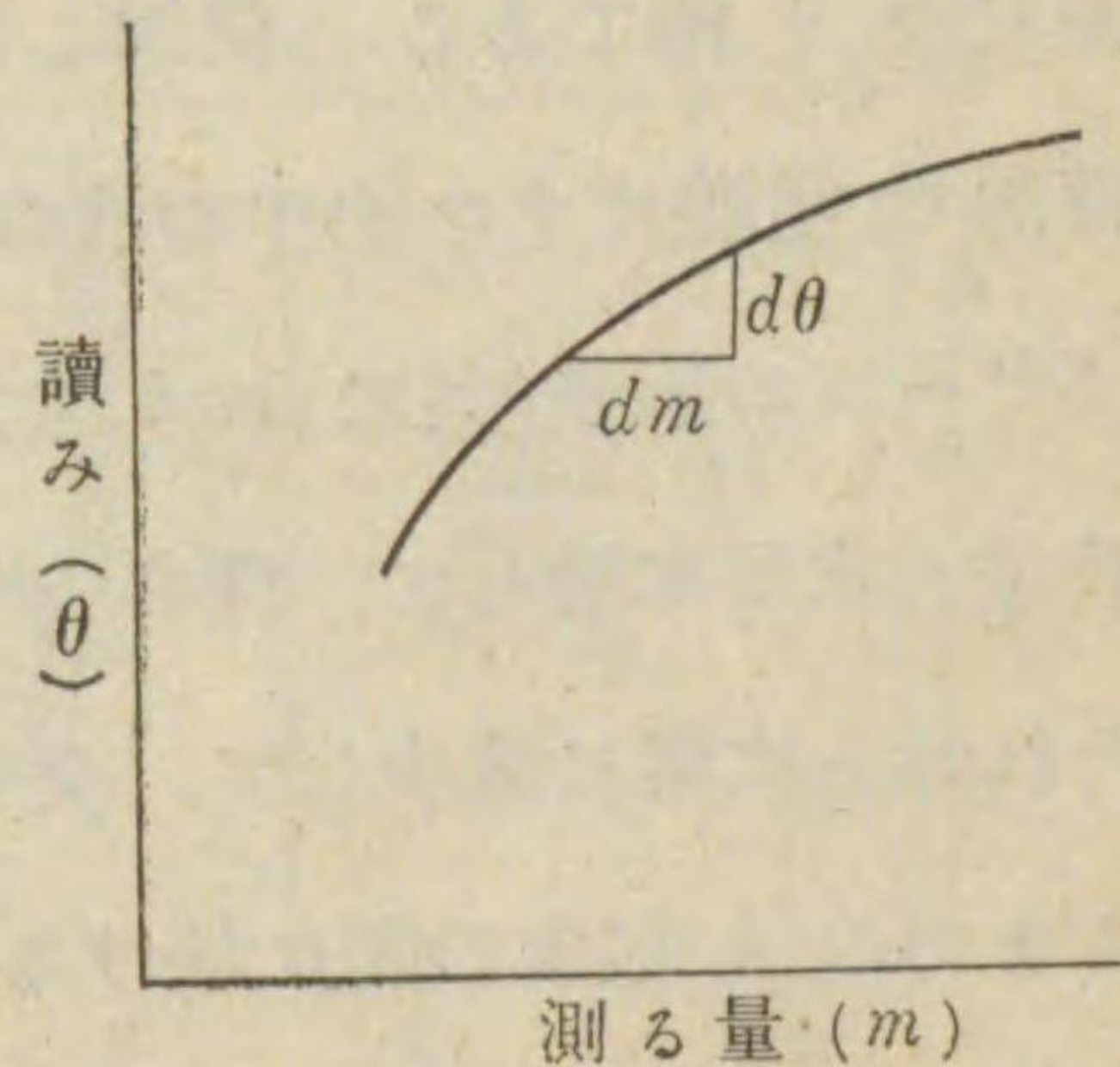


圖 142

68
91

$$\text{感度} = \frac{d\theta}{dm}$$

で表はされる。精度を得るには、感度が餘り小さくは良くない。併し、それかといつて、感度を無暗に大きくしても、精度は増すものではなく、却つて精度は下ることがある。一方又、餘り感度の高い計器は、兎角誤りを示し易いから、反つて有害である。特に不慣の使用者には、適當な感度を有する計器でなければならない。

計器の感度をよくするために、屢光學的擴大法を利用する。それには擴大率の適當な顯微鏡若くは、單一レンズを應用することもあるが、又他の方法としては、機械的に擴大することもある。

各種の擴大法については後に詳述するから茲には略する。

§ 143. 示 差

1. 定 義

同一の計器で、同一量を測る場合、周囲の状況が同一で、しかも指針が全く静止してから、読みをとつても、測定量を増して測つたときと、逆に減じながら測つたときとで、読み異なることがある。此の読みの変化を、其の測定値に對する計器の示差 (variance) といふのである。

圖 143. 1 はガソリン・タンクの液量測定の一例である。使用した計器は隔膜型で、横線はタンク中の液の深さ、縦線はゲージの示差(共に *imch*)を示す。即ち液量を次第に増して、深さ 40" に達し、それから次第に減少して、全く空虚にするまでの 1 往復の間に於ける指示の變化を示すのである。

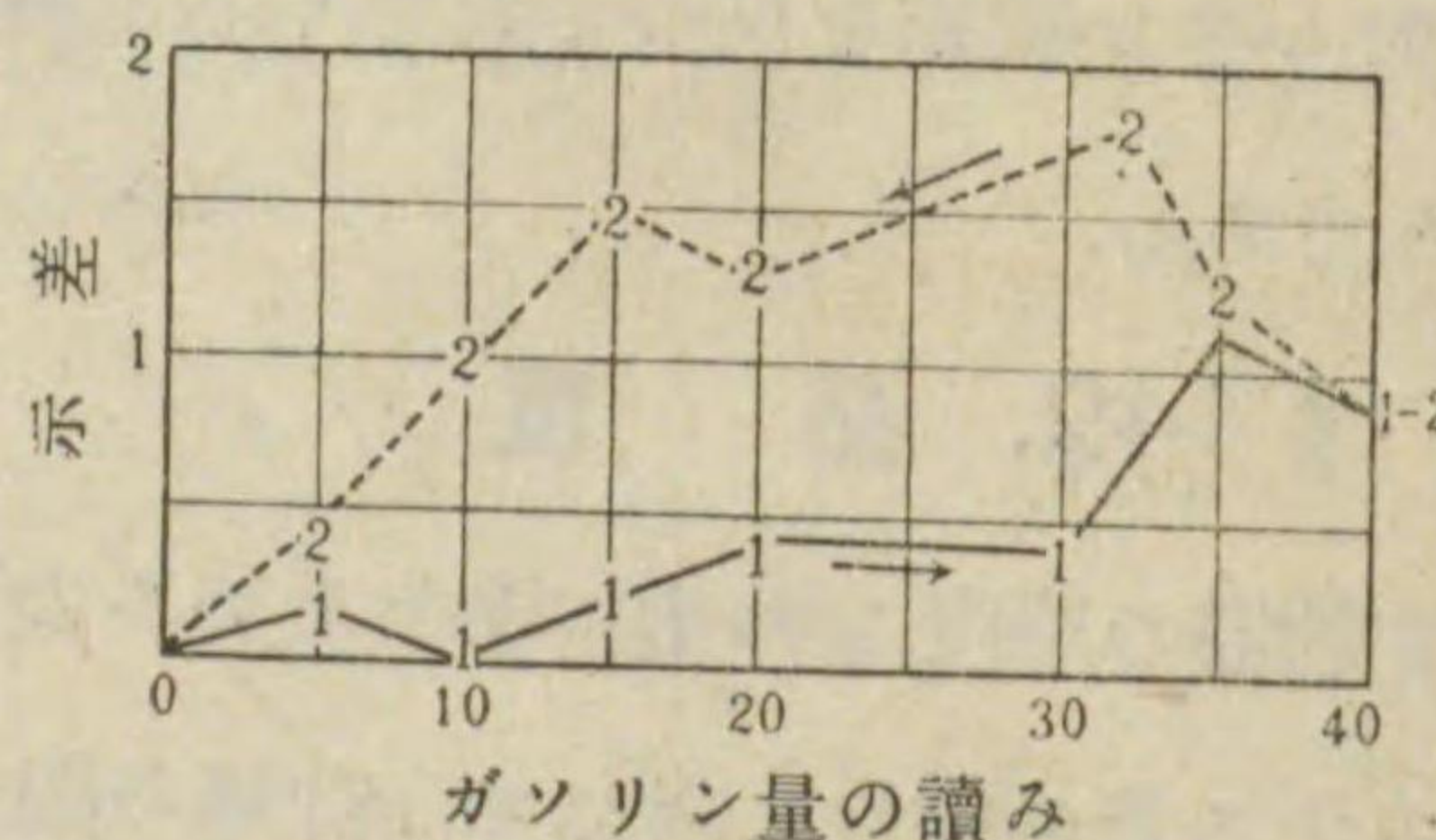


圖 143.1

斯の如く、1 往復間に描く曲線をヒステレシス・ループ (hysteresis loop) と名づける。

ヒステレシス・ループの原因は、リンクの弾性の不完全、設計及加工の不良等に因ることが多い。

檢定によつて、此の曲線を求めると、計器の機能の良否の判定が出来る。

2. 示差の種類

發條を使ふ計器では、發條の弾性が不充分なために、應力歪曲線 (stress-strain diagram) が可逆的でないことが原因となつて、示差を生ずることが多い。併し、そればかりでなしに、軸頸、軸受、齒車などの不良及摩擦などから、生ずる示差もある。而してその主要なものは、背隙と摩擦とによるもので、此の兩者に歸因する示差を機械的示差 (mechanical variance) と稱へ、弾性によるものと區別する。

a. 背隙 背隙 (backlash) といふのは、嵌合又は吻合する兩部分間の弛みを意味するのである。例へば、連杆を接合するピンと、その嵌る孔の直徑差の如きである。

その 1 例は圖 143. 2 に示す如く、ピンが長手の孔に嵌つた場合である。此の場合、連杆は左右に動いて指針に運動を傳へるのであるが、その影響は同圖 (b) に示す如く、*ab* の間は指示に變化なく、又歸りにも *ab* と同量の *cd* だけ、測定量が變つても、指示に變化なく、結局ヒステレシス・ループは菱形になるのである。従つて此の種の背隙に對して修正を加へることは、比

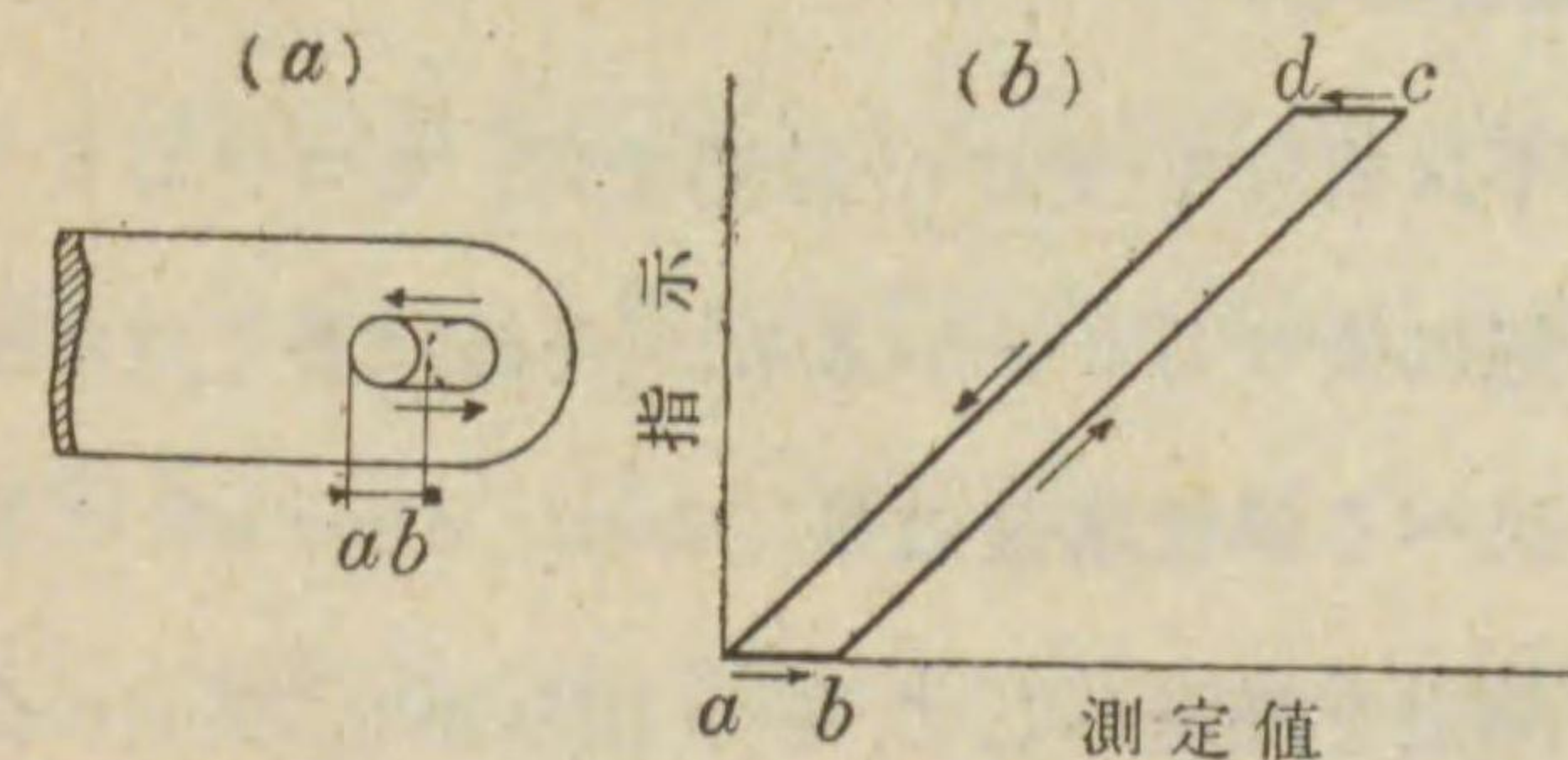


圖 143.2

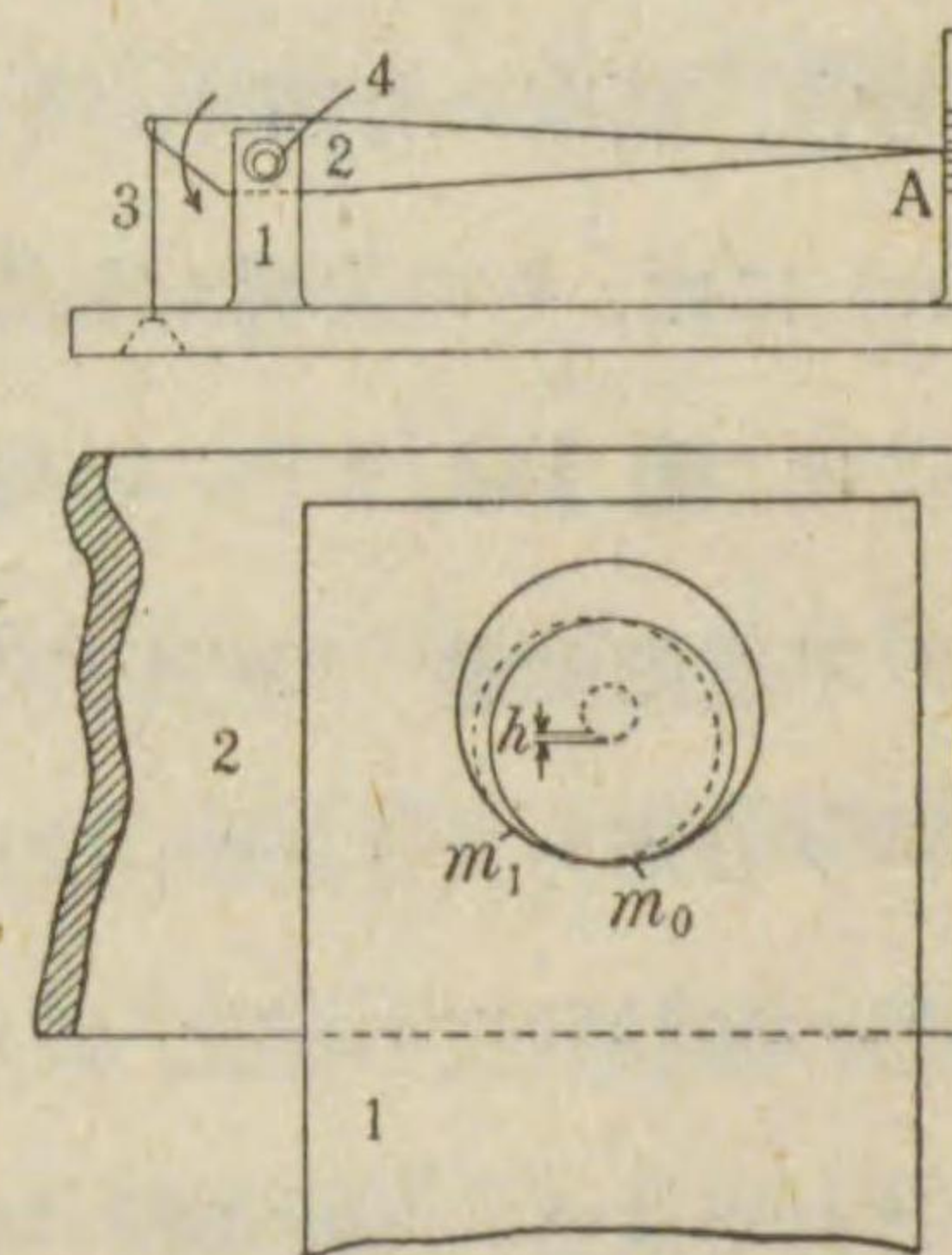


圖 143.3

較的容易であるが、併し實際上には斯様な簡単な場合は少なく、多くは圓孔に圓

軸を嵌めた場合である。その場合には、多くはヒステレシス・ループはレンズ形となる。

圖 143. 3 は毛髪湿度計の略圖を示し、3 が毛髪、2 が指針で、2 のもつピンが、臺 1 の孔に嵌り、毛髪が湿度によつて伸縮すると、指針が廻轉運動をするのである。その場合、2 の廻轉軸が一定不動であれば、問題はないが、ピンと孔とに弛みがあるから、不定心軸の周りを廻ることになる。2 が 1 に對して廻る場合に、ピンは孔の何れかの點に必ず接觸してゐるものと假定する（毛髪が緊張してゐれば此の假定は正しい）と、ピンは孔の中で轉がり且つ滑る。そこでピンの中心が動く軌跡は、孔の半径とピンの半径との差に等しい半径をもつ圓弧である。此の影響は、2 の左右の臂の長さに變化を來たす。

今毛髪が、短くなると、ピンは左に移動して、孔の中を滑り上ることになつて、その結果下圖の接觸點 m_0 が m_1 に移ることになるから、左の臂が短く、右の臂が長くなる、若し反對に毛髪が伸びれば、右の臂が短く、左が長くなる。

斯様にして、ヒステレシス・ループは、レンズ形になるのである（勿論今の場合、毛髪自體のヒステレシスは考へてゐない）。

齒車やラックの嚙合の弛みが、丁度今述べた背隙と、同一の結果を與へる。多くの場合、齒車の背隙は、その齒車の軸や軸受の背隙と組合はされて、或位相 (phase) には、その影響が加算され、又他の位相では相殺される。而して逆轉の場合には、圖 143. 2 (b) の如き結果となる、

b. 不規則示差 不良工作又は不良修理を受けた計器では、ヒステレシス・ループの形と大きさが、使用の度毎に異なることがある。それは多くは摩擦と軸頸の移動状況の變化、並に後に述べる弾性事後効果 (elastic after effect) 等によるのである。此の種の示差は、測定を繰返へして、その讀みから、誤差の公算曲線 (probability curve) を作ると、その性質を知ることが出来る。

殆ど例外なしに、總ての計器は、完全に檢定して、示差の性質を決定する必要

がある。

c. 偏倚 或種の計器には偏倚 (drift) と稱へる重要現象を伴ふ。之は外部の狀況が一定してから後、指針が徐々に一定の讀みに漸進的に近づく現象である。その原因は主として、歪みを受けた測器素の非弾性的ヒステレシス、若くは弾性事後効果によるのである。その例は空盒氣壓計 (aneroid barometer) によくあるので、波状薄膜の一部に過大の歪みを受けたが爲に、一定狀況に歸るのに時間を要するからである。

d. 振動の影響 摩擦と背隙とによる示差を正すのに、振動を用ふると大に効果がある。例へばブルドン (Bourdon) 式や、隔膜式の壓力計で壓力を測り、又は電流計を用ふるときなど、計器を手で軽く叩くか、又は、ゆすぶると、正しい値を示し、又同一壓に對して、同値を指示する性能即ち再示能力が増すのである。それは軸と軸受との粘着が瞬間的に解消して、靜的摩擦が動的摩擦に變じ、同時に、粘着が解消すると、軸は軸受中の基點即ち最小摩擦位置で接するからである。

此の意味から、特殊の計器では絶えず振動を與へる様にしたものもある。

併しながら、激しい振動は計器の壽命を減じ、甚しい時は、視讀を不可能ならしめ、不正の指示を與へる等不良の影響を及ぼすことが多い。航空計器類の困難は實に振動による點が多いのである。

3. 示差と感度及目盛

特殊な計器では、現存する示差以上に、感度を與へることがあり、又それと同様に、示差よりも遙に密な目盛をすることがある。それ等は何れも無意味なことである。

計器の設計では、目盛の單位は、その計器が完全に指示を繰返へし得る範囲外であつてはならぬ。

試験用又は實驗室用計器では、目盛の平均間隔が、平均示差の 5 倍より小さ

くないことが必要である。その理由は、普通に、最小目盛の $\frac{1}{5}$ までは観測し得るからである。

商用計器では、目盛と示差との比が 2:1 位までにしても佳い。實際の速度に對して、5 miles-hour⁻¹ も示差のある速度計に、1 mile-hour⁻¹ の目盛を記入することが往々あるが、それは全く無意味といはねばならぬ。一般に、示差と感度とが佳い比例になつてゐない計器では、讀みをとるのに徒に時間と注意力とを消費するから有害である。

つまり示差の大きい計器に、感度を高めて、1 目盛の間隔を大きくすることは、無意味といふよりも、寧ろ有害なのである。

§ 144. 堅 牢

計器は丈夫なこと (robustness) が必要で、手荒く取扱つても、容易に破損しない様に作らるべきである。出来れば樁事に對しても耐へるだけの丈夫さを與へたい。殊に兵器計器に於て然りである。けれども、不恰好ではならず、又不必要に重いのもよくない。寧ろ計器の或部分は、**繊細**、**微弱** (delicate) なことが必要であることもある。加之或計器では、その繊細なことを以て誇とするものさへある。それかといつて、必要以上繊細なことは好ましくない。

無理な注文ではあるが、丈夫にして、大なる感度と、小さい示差とを與へることが必要である。

或計器では、その機能を發揮するために、繊細でなければならぬものがある。従つて、その製造に技巧を要することがある。そのために、特殊な計器では、設計よりも、製作上困難が多く、製作技巧を要するものがある。例へば、纖維電位計、オシログラフなどの線 (string) の如きがその例である。

§ 145. 使用便利と安全装置

計器類は使用し易いことが肝要である。それを使ひ慣れるまでに、時日と經驗とを要したり、結果を得るのに、多くの時間を要するやうではいけない。併

し、實驗室用の計器では、まだそれほどでないが、工場用計器即ち工具として役立つ計器では、以上の事柄は特に必要である。

計器は手荒き取扱にも耐へなければならぬが、誤つた取扱ひをしない様に、前以て、安全装置を入れて置く必要がある。例へば、電流計のコイルは箱の蓋をすれば、自動的に緊定され、又電流計を卓上から持上げれば、同様に緊定されて、吊線が破損したり、又は尖軸 (pivot) の損ふことなどを防止せねばならない。

手で扱ふ部分は、容易に動かし得なければならぬし、又運動には背隙がない様にして、特別の注意を拂はないでも、それから起る誤差を避けることが出来ねばならない。

潤滑を要する部分には、手が届かねばならぬ。目盛尺は、讀易いことを必要とする。

塵埃によつて破損すべき部分には、充分の防埃蓋を施し、若しそれが不能ならば、掃除が仕易い様にして置かねばならぬ。昔實驗室内で用ふる科學機械には防埃蓋のないものもあつたが、近時は完全に防埃したものが多くなつた。

計器の設計は、使用者の技巧の程度によつて、異なるべきであり、又使用場所によつても大に異なるべきである。

観測が仕易く、又その操作が氣持よく行はれ得ねばならぬ。眼の疲勞を起し易い様なことになつてゐると、結局得られる結果に誤差が多くなつてよくない。

§ 146. 耐久 性

科學機械には、1 つの研究に使つた後には、再び使用の出来ないものもあるが、多くの場合、同一計器は、他にも利用が出来るのであるから、壽命の長いことが、必要である。殊に工業用計器及兵器計器に於ては、耐久性は最も重要な點である。

腐蝕作用が、破損を起さない様にする必要がある。それには、適當な材料を用ひて、且つ表面をよく防禦する様にせねばならぬ。



摩擦面は磨滅するから、その影響は簡単な調整によつて、補正が出来る様にして置かねばならぬ。磨滅が少い様に設計し、且つ材料の選擇を誤らぬ様に注意すべきは勿論である。

§ 147. 衰 減

多くの計器類には、衰減 (damping) が必要であり、その量を何程にすべきかは設計上大に考慮を要する。

變化する現象の正確な瞬間的の讀みが欲しいことがある。例へば電流計を通る變動電流の量を測定する如き場合に、電流計の運動部分は惰性をもつてゐるから、瞬間的の電流値を指示しない。だから適當な衰減を與へて、略近的な正確値を得る工夫を施さねばならぬ。若し電流計が**彈道性** (ballistic) ならば、衰減は小さくなければならぬ。而して、その衰減の量は、結果を補正するために、知ることが出来ねばならぬ。

又時としては、規則正しく繰返す現象の平均値を測定する必要がある。しかも、その現象は終始正號を有し、その算術平均の必要なこともあり、又現象が正と負とを往復し、従つて自乗平均の平方根が欲しい様なこともある。此等のためには、衰減の量が適當でなければならない。

衰減といふ問題から離れて、變動現象を測定するための計器が正しく指示するためには、その計器の自由振動の週期が、測らんとする變化現象の週期よりも、著しく短かいことが必要である。若しさもないと、**遅れ** (lag) が大きくて、讀みが全く無意味となるからである。

§ 148. 不良設計と製作技巧

計器類の設計の悪いことから來る悪影響は、製作に特別な注意を拂ひ、充分な費用をかけると、或程度、減らすことが出来る。併し、此の悪影響は、計器が磨滅したり、又は僅か破損したときに再び現はれて來る。反對に設計の良い計器では、或部分が磨滅し、又は損じて、正確な結果を與へる。又設計が良けれ

ば、製作上の技巧は、それほどでなくとも、足りるから、計器には設計が最も大切である。

§ 149. 簡單と廉價

計器類の價格を下げるには、その計器は如何なる人が使ひ、その場所は如何、又その目的は奈邊にあるかをよく知らねばならぬ。而して目的に適合した設計によつて多量生産を目指して進まねばならない、このことは既に述べたから、茲には多く語らないことにする。

第5章 設計の美化

§ 151. 緒

機械類の設計には、その機能を完全にすることに重点を置くべきは勿論であるが、次に形態を整へるといふことも忘れてはならない。鰻や蛇よりも鯛や金魚の方が見て気持ちが佳い。特に計器類は清浄無垢な気持ちで取扱ふべきものであるから、見るからに安定の悪い様な形のものや、表面の仕上の餘りに粗雑なものなどは、使用者をして、信頼の念を缺かしめ、或は之を粗末に取扱はせる様な結果に終ることがあるから、計器類は一見して、如何にも高價なものであり、精度の高いものであるといふ感を抱かしめる、所謂 elegant なものでありたい。之がためには往々特に過重、過大な柱又は臺を設けたりすることもある。それは恰も建築家が建物の前に大なる圓柱を建てて釣合をとるのと同じ要領である。併し建築上には、美化の目的で、機能上何等必要のないものでも附加することがあるが、吾等の計器に於ては「最も簡單なるものが最上である」といふ箴言は、どこまでも守るべきものであることは忘れてはならない。

古い歴史を有する設計製造者の製品はドコとなく、垢抜けのした感のあるのは、設計者と製作者との眼が次第に美化された結果である。

§ 152 黄金断面

美感を興へる形状には凡そ一定の法則があるものらしい。今 a と b ($a < b$) な

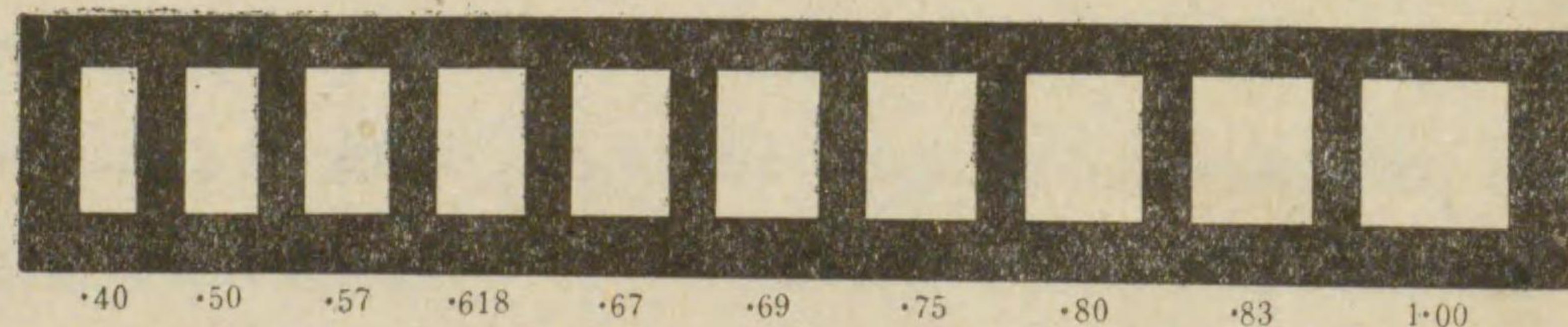


圖 152.1

る邊の矩形を考へて見る。 a と b の等しい正方形から始め、 a の長さを縮めて次第に細長い矩形を描き圖 152.1 の様にして之を靜かに眺めて、どれが最も好い感じを興へるかを Fechner といふ人が350人の男女から答案を集めて採點してみたところが、圖の左から4番目のもの即ち $a:b = 0.618:1$ のものが最高點の35%で、その左右の0.57と0.67とが凡そ20%宛であつた。

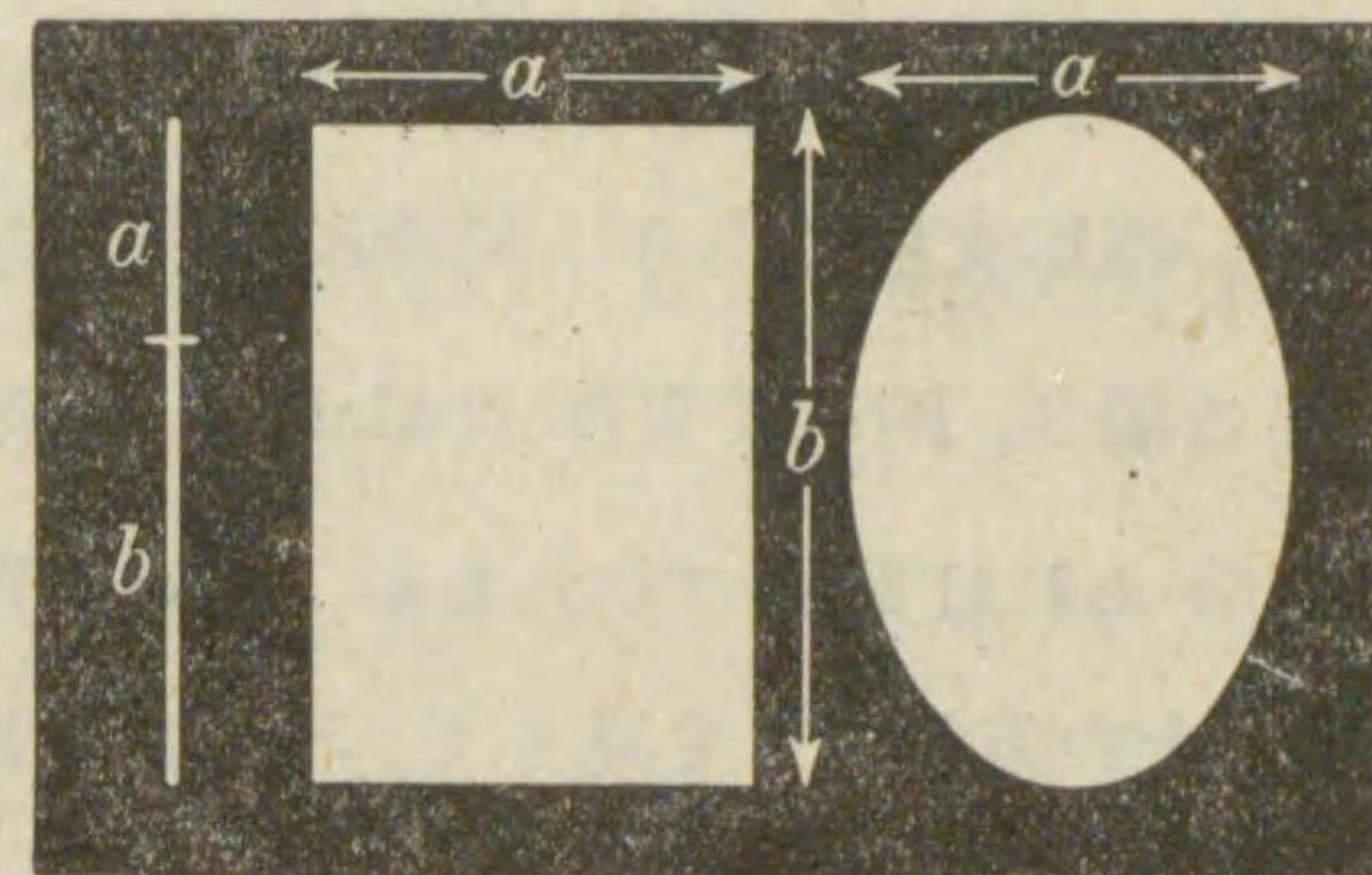


圖 152.2

0.618:1 といふのは、昔から美術史上で黄金断面 (golden section) 又は黄金分割 (golden cut)⁽¹⁾、と稱へてゐるものである。之はもともと興へられた長さを a, b なる2片に分配する場合に、 $a/b = b/(a+b)$ 即ち小片の大片に對する比が、大片の全體

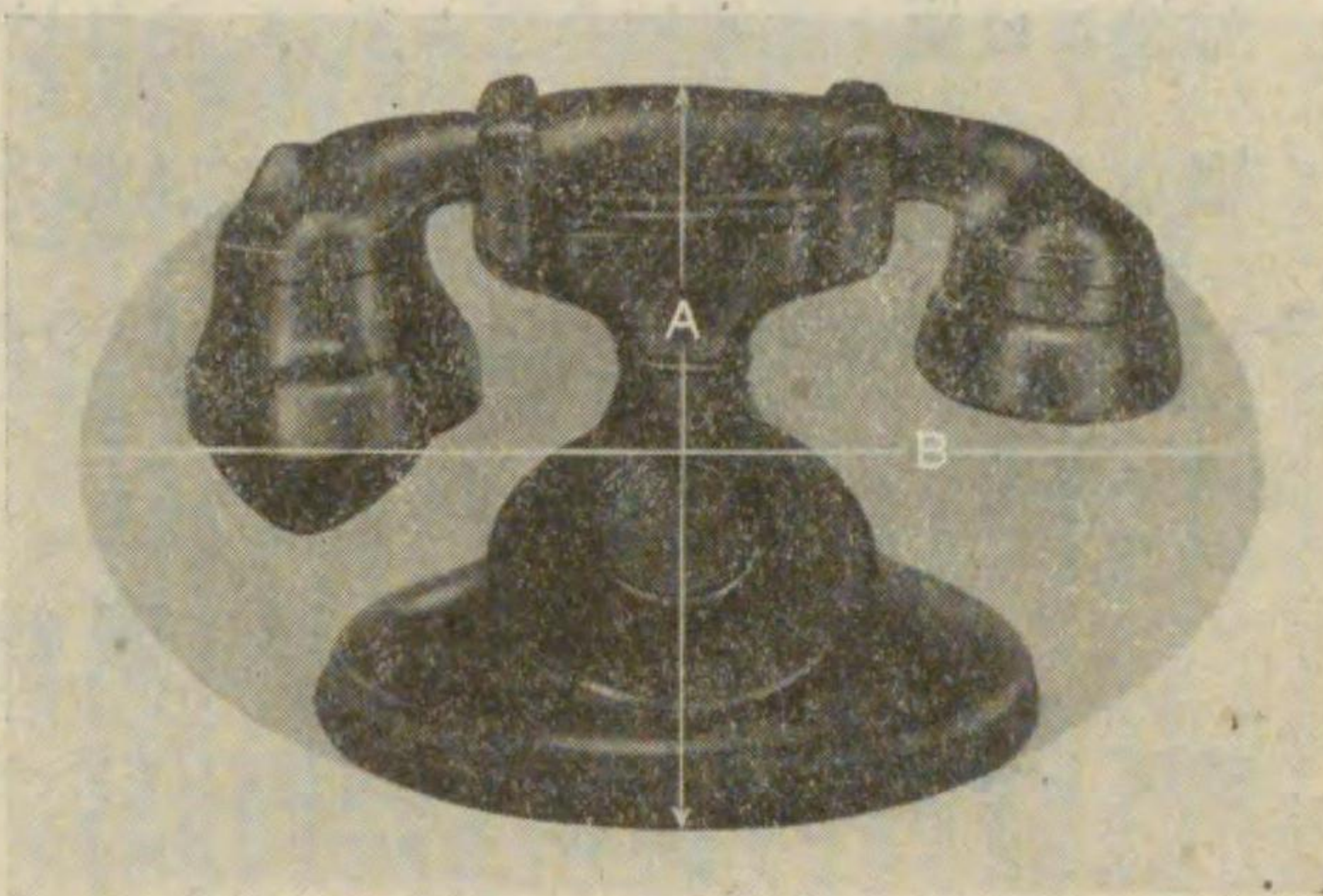


圖 152.3

に對する比と等しくせよといふのであつて、之を數字的にすると丁度 0.618:1 の割合になるのである。

圖 152.2 はこの黄金分割に出來た線、矩形及、卵形を示してゐる。之は計器の設計には大に利用の出來る事柄である。例へば名刺の形には先づ之を利用すべきであり、其の他箱の形にもよろしからう。

著者は自分の名刺を調べてみた處、凡そ黄金断面に近く、又現制の官製葉書も同様であることを知つた。

圖 152.3 は黄金断面を利用して設計した電話器である。安定の佳い感じがす

(1) Rudolf Engel-Haidt, Der Goldene Schnitt im Buchgewerbe (verlag von Julius Mäser in Leipzig)

68
9

るではないか。

§ 153. 柱

計器に支柱を要する事は屢々あるが、それにはカセットメータや特殊な比較測長機の様支柱であり、同時に案内になる場合もあるが、さうでなく単に支柱になる場合、例へば天秤 (balance) の支柱の如き場合がある。斯様な柱は支力が充分あれば足るのであるが、単純な圓錐柱では感じが悪い。圓錐柱を直立すると、上の方が大きく見えて、不安定の感を起させる。そのために圓錐形にするのが普通である。そこで其の勾配が問題になる。

建築には屢々圓錐柱を用ふるが、それは多くは單なる圓錐でなくして、中央が膨らんだものである。其の曲線にも種々あるが、吾人の場合にはそれほど大きい柱は用ひないし、又それほど美觀のために、力を注がれないから、單なる圓錐で満足すべきである

1. 圓錐角

建築上で用ひられる圓柱は前述の様に簡單な圓錐ではないが、假りに圓錐と

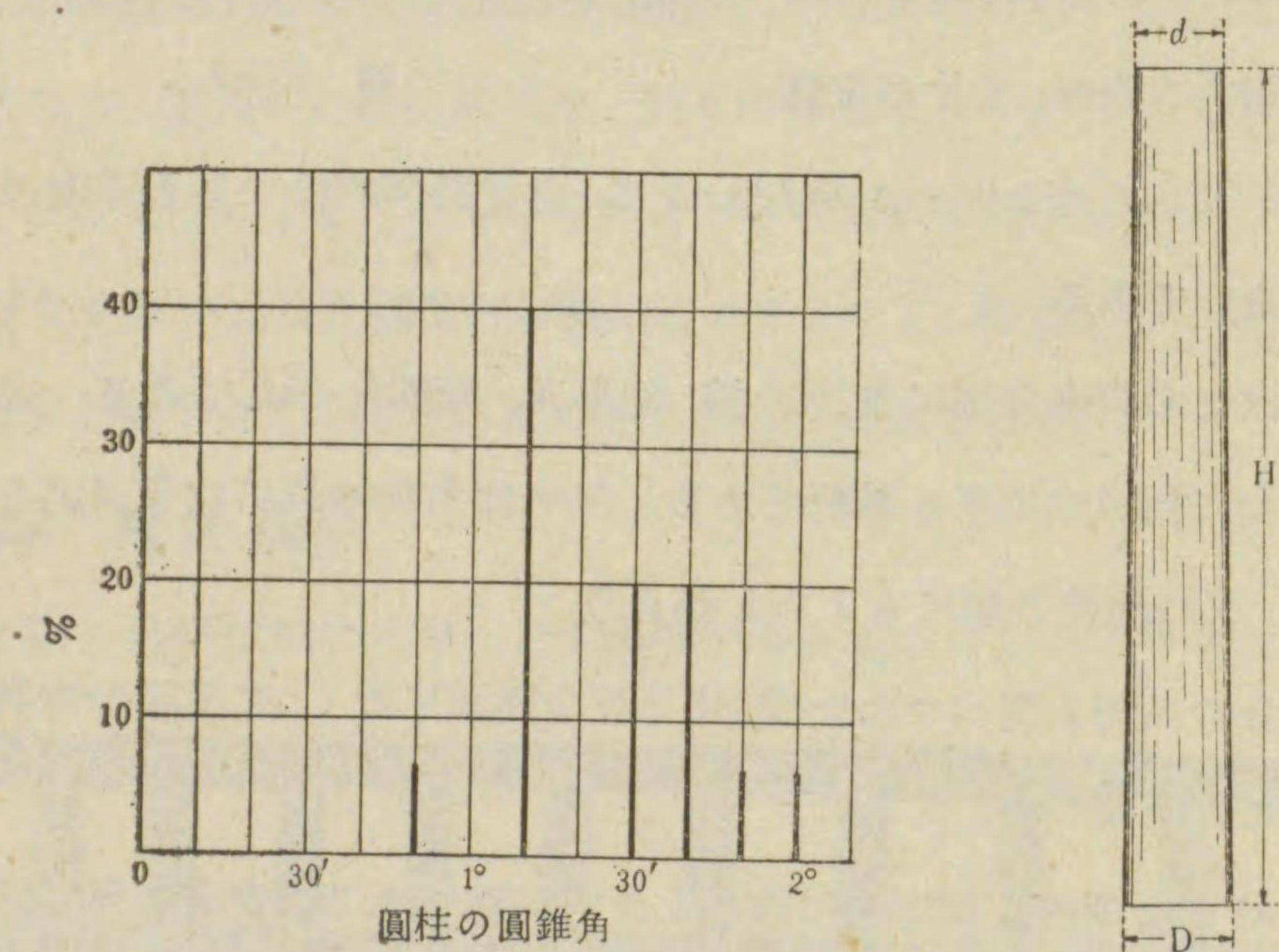


圖 153.1

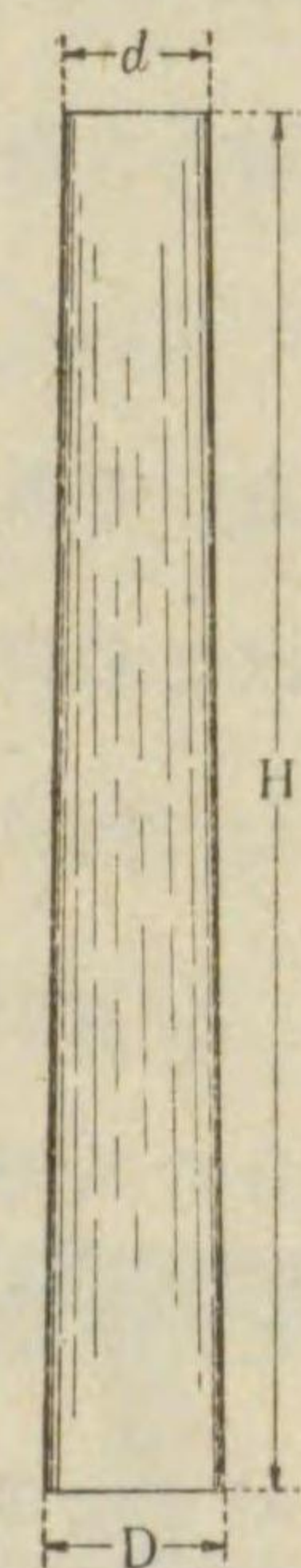


圖 153.2

認め其の下端の直径 D から上端の直径 d を減じ、之を高さ H で割つて得ら

れる圓錐角 θ を多くの實例から計算してみた處が、その平均値は $\frac{D-d}{H} = \theta = 1^\circ 24'$ となつた。此の統計の中には、東京帝國大學造兵學教室にある 2~3 の計器の圓柱も含めたものであるが、大體建築上に用ひてゐるものと類似の割合になつてゐた。又それ等の材料の分單位を 4 捨 5 入して、百分率を求めて圖示すると 圖 153.1 の如くなる。

即ち

$$\theta = 1^\circ 10'$$

が最多數であることが判る。

2. 高さ直径の比

圓柱の高さと直径の比は建築上では時代時代の様式によつて異つてゐるといふことであるが、前述の圓錐角を求めるに用ひた材料から計算してみると、高さを圓柱下端の直径で割つた値 H/D は最小 5.3, 最大 8.1 で 7.5 附近のものが最も多い。而して平均として $H/D = 7.40$ を得たのである。

圖 153.2 は $\theta = 1^\circ 24'$, $H = 7.4D$ で描出した圓柱である。

第6章 エネルギーの變換

§ 161. 緒

精密機械中、測定器類の設計には物理現象の連鎖を利用する場合は多いことは既に § 113 に於て述べて置いた如くである。而してその連鎖間に於て、屢々エネルギーの形を變へて目的を達することは、既述工場用高温度計の實例の如きものである。それは單に機械的方法によつただけでは微量測定には適しないことが多いからである。

さて吾人の利用し得べきエネルギーの形態には、種々あるが、その主なるものは、熱、光、機械的エネルギー、電氣及磁氣エネルギーである。

以下此等のエネルギーの變換中、設計上参考となるべき主なるものについて略説することにする。

尤も電氣を磁力に變じ、磁力から機械運動を作り上げるが如き手段は廣く知られてゐるところであるから省略するのである。

§ 162. 熱を電氣に變換する方法

熱を電氣にかへる普通の手段は、熱を機械力にかへ、それから電氣に變ずるのである。火力發電と稱へられるものが、それを行つてゐる譯であるが、今吾々はその問題には觸れる必要はない。直接熱を電氣にかへる方法が必要な場合が多いのである。つまり熱の存在と温度の高低などを知る場合である。

斯様な場合に用ひられるものに**熱電對**がある、之は異種金屬を互に接着して、その接合部を熱すると、起電力を發生して電壓を生じ、従つて電流を生ずるのである。此の起電力は電對によりて異なるもので、次の表はその主なる組合せと起電力 (e. m. f.) とを與へる。

表 162

| 熱電對 | e. m. f. (500° に於ける millivolts) |
|-------------------------|------------------------------------|
| 白金：白金+10% ロヂウム | 4.4 |
| 白金：白金+10% イリヂウム | 7.4 |
| ニッケル：ニッケル+10% クローム | 10.0 |
| 鐵：ニッケル | 12.0 |
| 鐵：コンスタンタン (60 Cu+40 Ni) | 26.7 |
| 銀：コンスタンタン | 27.6 |
| 銅：コンスタンタン | 27.8 |

§ 163. 光を電氣に變ずる方法

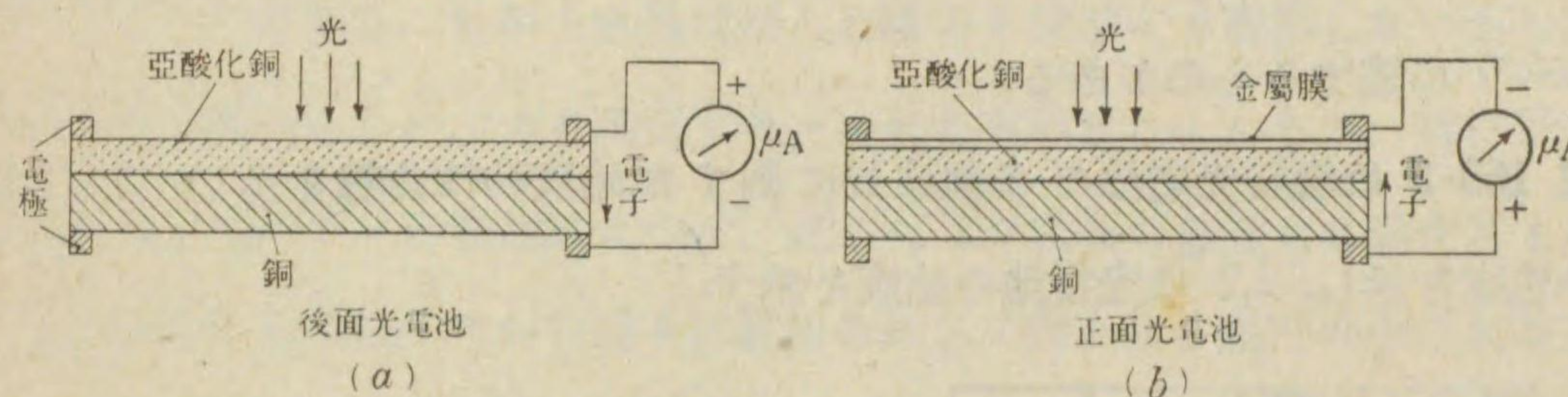


圖 163-1

光のエネルギーを電氣に變ずる手段としては**光電池** (photocell) がある。

亞酸化銅 Cu_2O (銅を酸素中で、約 $1045^{\circ}C$ に長い間電氣的に熱し、外面の酸化銅を適宜の溶劑で取除いたもの) と銅板とを重ね合せて 圖 163-1 (a) の如く光をあてると、電子は兩者間を上から下に流れ、従つて電流はそれと逆に流れる。つまり一種の電池として働くのである。そのことは元々光が電磁波であるから此の仕掛がエネルギーの變換器として働くだけである。此の種の電池を**堰層電池** (barrier layer cell) ともいふ。その依つて來るところは、金屬と半導體との接觸層が電氣作用を呈するからで、その接觸層の出來方が光電作用を左右するのである。

光は今の場合、半導體たる亞酸化銅の層を通つて導體に達するのである。

セレン (selenium) を半導體とし、それに金又は白金の薄層を、sputtering で

68
9

取附けた光電池⁽¹⁾も作られてゐる。此の場合には、金属（金又は白金）が薄い半透明層を作り、光はそれを透して接觸層に達するのである。此の型式の方が、透明層中での光の吸収が少ないためにより有効である。此の種の構造のものを、前面光電池 (front wall photocell) と稱へ、前述のものを後面光電池 (back wall photocell) といふ。

圖 163・1 に兩種の構造の概要を示し、電極は普通、輪で作り、金属板と、感受面とに接觸してゐる。

現在廣く作られるものはセレンを半導體とし、鐵を導體とし、セレンの表面に銀又は金の薄膜を施した正面光電池である。而してその發生電流は 250 μ A/lumen⁽²⁾ に達するものがある。

圖 163・2 は堰層光電池の各種波長に對する感度特性曲線を示し、1,1 は肉眼の感度を示し、2,2 は光電池の感度を示す。

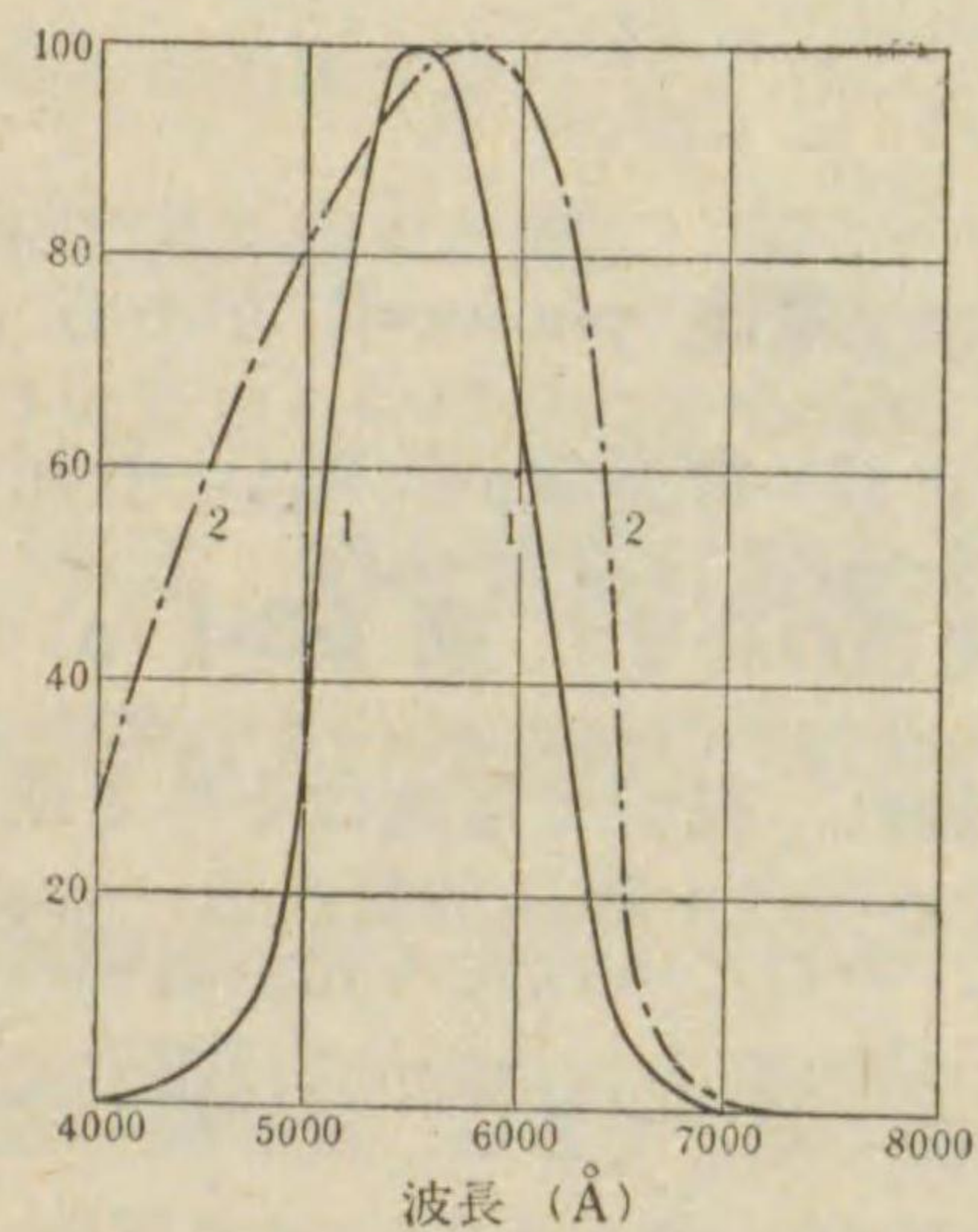


圖 163.2

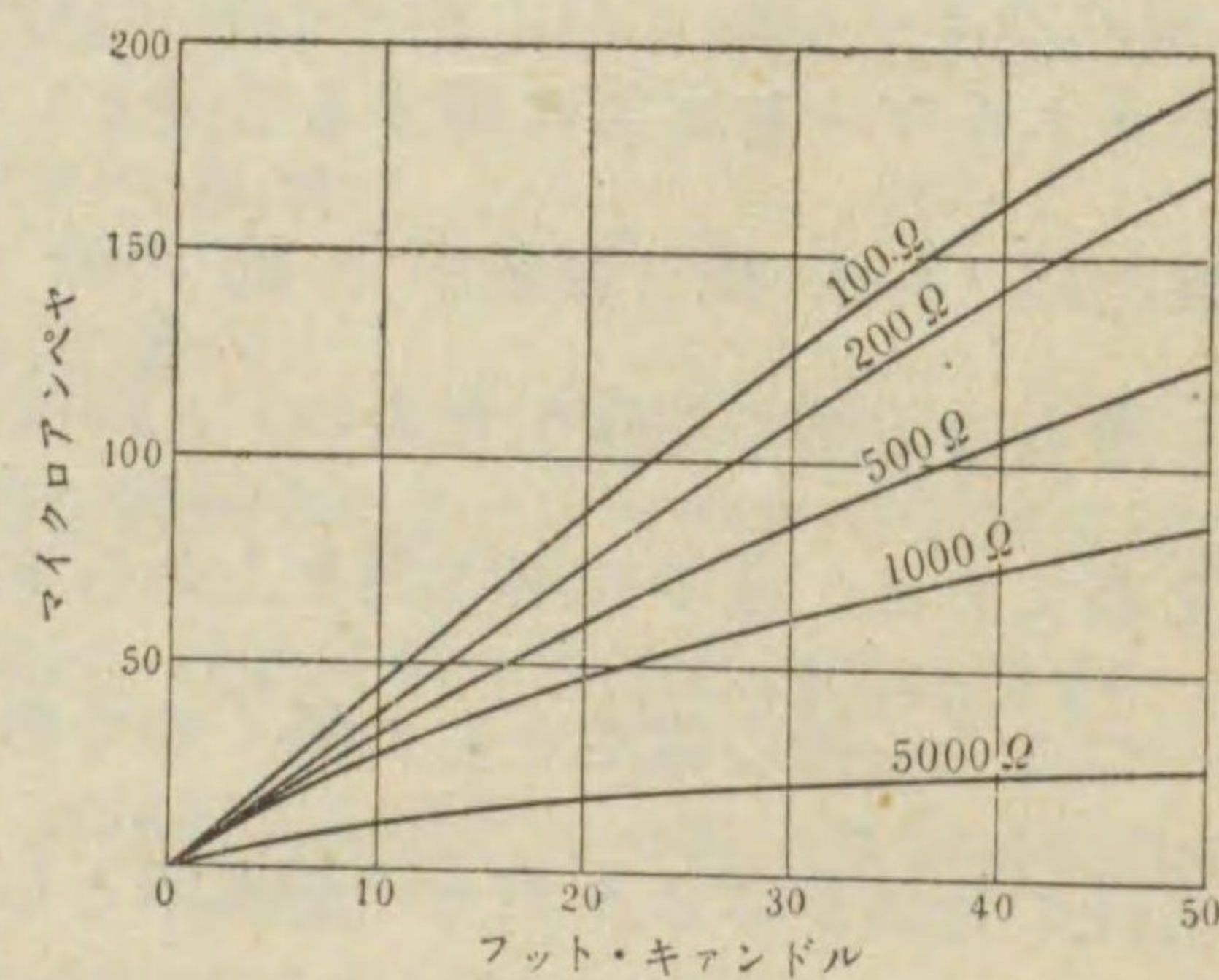


圖 163.3

(1) 製法は火兵學會誌第 27 卷第 4 號 p. 268.

(2) 1 燭光の光源を單位半径の球面の中心に置いたとき球の單位面積に受くる光の量が 1 lumen である。従つて中心にある 1 燭光の光源の輻射は 4π lumens である。foot-candle は照明強度の單位で、1 燭光の光源から 1 ft の距離にある面の照明の強さである。

圖 163・3 は光電池に各異の外部抵抗を繼いだ場合に於ける光度と光電流との關係を示す、

別に光電管と稱へるものがある。之は繼電作用はするが、エネルギーの變換はしない。

§ 164. 機械力を電力に變ずる手段

機械的の力例へば壓力を直接電氣に換へるには、ピエゾ電氣物質 (piezo-electric substance) を用ふる。水晶、ロッセル鹽 (Rochelle's salt) の結晶等はその好例である。此等の物質に適當な方向の壓力を加へると端面に電氣を發生する。その電氣量は與へた壓力に比例する性質があるから、電氣量を測定して、壓力を知ることが出来る。しかも水晶は殆んど壓力を受けても變形しないから、力點が移動しないために、力を測定する上に甚だ有利なことがある。殊に近年は陰極線オシログラフの發達によつて、此のピエゾ電氣の急速なる變化をも測定し得られることになつたから種々に應用される。例へば小銃⁽¹⁾の中の火藥瓦斯壓力變化の狀況や内燃機關の指壓圖なども、此の方法によつて容易に、正しく測ることが出来るのである。

ピエゾ電氣物質は兩端面から電壓を與へると、機械的振動を發生する性質がある。即ち可逆的性質をもつてゐるから、それを利用したものにランジュバン (Langevin) の測深機がある。之は水晶に電氣を與へて機械的振動を發生させる所謂水晶發振器を用ひ、その振動を水中に傳へ、海底からの反射振動波を同一の水晶發振器に受けると、今度は壓力が水晶に與へられるから、電氣を發生するといふのである。即ち發信してから、反射波を受信するまでの時間を測定すると、水中に於ける振動波の速さが判つてゐるから深さを知ることが出来る。

その他多くの應用⁽²⁾があるが茲には省略する。ピエゾ電氣物質の機械的變形

(1) 青木保, 小銃論の銃腔内に於ける摩擦. 火兵學會誌第 30 卷第 3 號.

(2) 渡邊俊平, 壓電氣實驗法.

量は甚だ小さく、例へば 500 ボルトを與へて 10^{-7} cm 程度の變形に過ぎない。

§ 165. 磁力を機械歪に變へる手段

或種の材料は、之を強い磁場に置くと、その寸法に變化を受ける性質がある。之を Joule effect といふ。此の種の材料は又逆に機械的に歪みを與へると、磁性を變ずる性質がある。それを Villari effect といふ。斯様な性質を一括して **磁歪効果** (magnetostriction) と稱へる。多くの材料について研究されたが、焼鈍したニッケルとコバルトが最も強い性質をもつてゐる。斯様な性質は水晶の壓電効果を磁力に代へたのと全く相似してゐる。従つて前述の Langevin 測深機と同様な装置を作ることが出来る。それにイギリスの Henry Hughes の測深がある。

第 2 篇 運動學的設計

第 1 章 機素と運動學的設計

§ 211. 機素とリンク

計器で最も大切なことは背隙である。それは、唯に騒音や磨滅の原因となるばかりでなく、前に述べた如く、**動材** (driver) と **従材** (follower) との間に、存在すべき角關係又は移動關係が、不確實となるからである。

此の理由によつて、計器部品を分けて、少くも 2 個の部品より組立てられた基礎集合體より成るものと考へる必要がある。

斯様な小基礎集合體を、**機素** (element) と稱へ、その機素を形成する、少くも 2 個より成れる單純體の各を、**リンク** (link) 又は **連鎖體** と稱へる。計器に就ては、リンクの關係が精度を直接左右するから、特に重要な事柄である。

互に咬合へる平齒車は機素の簡単な例で、2 つの齒車を別々に考へたものがリンクである。併しリンクは必ずしも別體であるとは限らない。例へば軸の扭り歪を考へるときには、兩端がリンクを成形する。此の場合機素は此等の端末と、その關係とである。又ボルトとナットとは機素の他の 1 例である。

§ 212. 維持力と復原力

機素を成形する 2 部品即ちリンクが、互に或る關係を存續する場合には、それを繼續させるために、積極的な作働力がなければならぬ。之を **維持力** (preserving agencies) といふ。例へば前述の咬合へる 2 個の齒車は、齒のあるがために生ずる力のお蔭で一定の角關係を傳へるのである。

維持力には 2 種ある。即ち

次に丸棒の代りに、ボルト即ちねぢ棒 B(圖 214. 2)とナット N との關係を考へてみる。

此の場合ナットを廻すと、ボルト B の周りを廻りながら、移動するから、此の機素は、2つの自由度をもつ如く

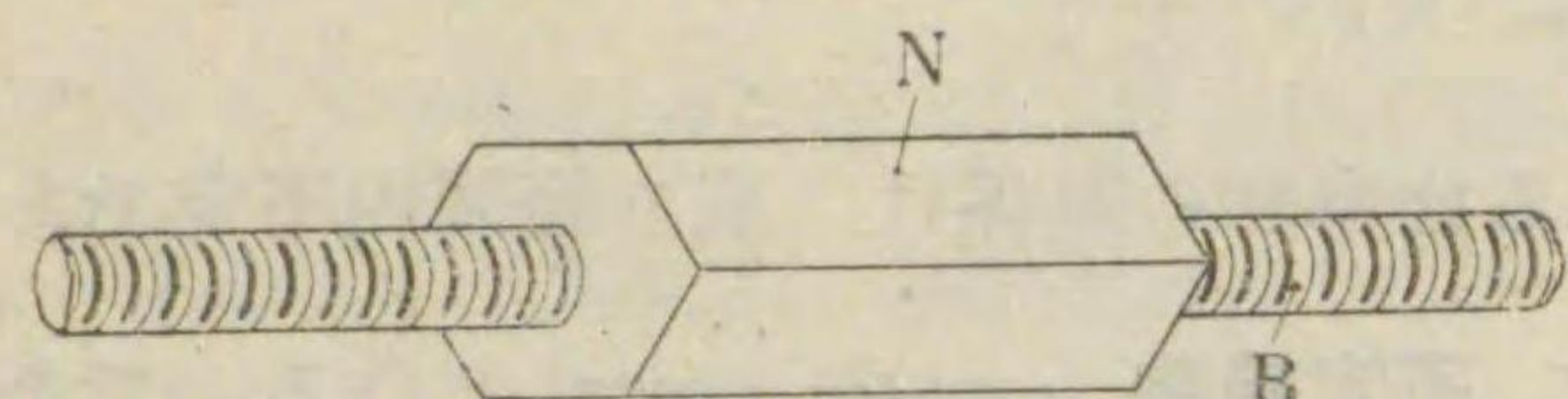


圖 214.2

見えるが、併し、實はナットを廻して生ずる移動量は、ねぢのピッチによつて定まつてゐるので、自由な移動

ではない。即ち此の場合、廻轉か移動か、唯1つの自由度をもつものと考えべきである。その證據には、前例と同様に、ねぢ棒に沿ふて緊定子を動かしてナットに近づけると、ナットは廻轉と同時に、移動も出来なくなるからである。

一般に、機素は適當な方法で互に連結されて、その目的を達するのであるが、その連結又は接合(coupling)には残された自由度によつて6種類ある。即ち完全に拘束されて自由度のない場合と、自由度が1から5までの5種の場合で、自由度零なるときは、6つの拘束を有し、自由度5の場合は、唯1つの拘束を有するのである。

次表は各の場合の例を示す、但し摩擦力はないものと考へたのである。

表 214

| 自由度 | 例 | 自由の性質 |
|-----|-------------|---------------------------------------------|
| 0 | 兩者固定の場合 | 全くなし |
| 1 | ボルトとナット | 廻轉又は移動 |
| 2 | 縦てに動く軸と軸受 | 廻轉と移動 |
| 3 | 滑かな平面上に立つ三脚 | 平面上の2方向の移動と、平面に直角な軸周の廻轉、 |
| 4 | 平面受上の支へ双 | 双先で平面上を滑る2つの移動と、双先の直線を廻轉軸とする廻轉と、双先に直角な軸周の廻轉 |
| 5 | 單一紐吊 | 垂直方向だけの自由を缺ぐ |

§ 215. 點拘束

摩擦がないならば、2つのリンクを拘束するに必要な點接觸の、最少数は、拘束数と同一である。例へば、平滑盤上に置いた球は、盤面と1點で接觸し、唯1つの拘束(垂直方向の移動)を受けてゐるだけである。又1車軸に取附けた2個の車輪を、水平盤上に置けば、2つの接觸點をもつてゐるから、1軸方向の移動と、廻轉運動だけの自由が、拘束されてゐる。同様にして、卓上の三脚は3點で接觸して、3つの拘束を受けてゐる。又2個のV形臺即ち藥研臺に、1つの圓檣體を載せると、4つの點で接觸するから、4つの拘束を受け、唯廻轉と移動だけの自由が残される。此の圓檣體の端面に於て、V臺に固定の尖軸で拘束を與へると、唯廻轉の自由だけ残される。次に此の圓檣體に腕を固定して、その腕の1面を1點と接觸させると、此の圓檣體は全く拘束されて自由は全くなくなる。

§ 216. 運動學的設計と工作機械的設計

前§に於て、剛體の運動を拘束するのに、點拘束を用ふると、接觸點と拘束の数が一致することを述べた。斯の如く設計することを運動學的設計(kinematic design)といひ、斯く連繫されたリンクを運動學的リンク(kinematic link)といふ。1剛體は6つの自由度をもつことは既述の通りであるから、2つの剛體が接觸する場合に、相互間に残された自由度の数と、互を拘束する點の数との和が、6個なるとき兩體は運動學的に接觸してゐるといふ。

蓋し、此の方法が最も運動上有利であるから、かく名づけたのであるが、又之を幾何學的(geometric)とも稱へる。その理由は面積をもつべき接觸部を幾何學的點に近づけんとするからである。之に對し接觸面を廣くして、壓力と磨耗に耐へ得る如くする一般機械設計を工作機械的設計(machine-tool design)といふ。

運動學的設計について、マックスウェル(Clerk Maxwell)⁽¹⁾は次の如くいつ

⁽¹⁾ Hand Book of the Special Loan Collection of Scientific Apparatus, (1876).

てゐる。

「計器を固定臺上一定位置に立てるには、6つの接觸をもたねばならぬ。此等の接觸の内、1つを取去れば、計器のその點は、自由に動くことが出来、その時動く方向は、接觸點の接面に垂直でなければならぬ」

之は非常に意味深長な原理であつて、動きつつあるものにも、適用が出来る。此の原理に合する様にすれば、各接觸點に於ける壓力は最小になる。従つて摩擦も亦最小になつて、運動は圓滑になるし、粘着する危険も減る。又ガタ(shake)と背隙とを防止するための發條も弱くて間に合ふ。加ふるに、磨耗、彈性壓、縮減り込、若くは表面間の埃等に歸因する表面間の距離の狂ひが最小になる利益が伴ふ。

§ 217. 運動學的設計の利益

運動學的設計には多くの利益がある。

a. 機素が最少數の接觸で拘束されてゐるから、各接觸部に働く力を、最も容易にコントロールすることが出来、又軽い力に對して、僅かの摩擦を與へ完全な機素を作り、且つ豫定通りの動作をするものを作り上げることが出来る。

b. 必要力と、摩擦とが小さいから、リンクを形成する材料の彈性による攪亂作用は甚だ少ない。従つて相當量の外れが起きても、有限な、而して、比較的大きい力率によつて復原され、かなりの摩擦があつても、機素は完全に働く。

c. 機素の寸法精度は、さほど高くなくても佳いから、作働面の磨滅によつて動作が悪くなることが少ない。

d. リンクを簡単な形狀とすることが出来るから、工作を容易ならしめることが出来る。而して、差額測定(differential measurement)に用ふる様な計器では、結果の精度は、2級工作品でも、よき精度を與へる。而してどんな場合でも誤差は、不定となることなく、又屢々消去することも出来る。

e. 力の小さいことと、部品の軽いために、磨滅が著しく減らされる。併し

此の利益は、接觸面が小さいために、著しく割引され、又含まれた力が主に拘束や内部摩擦等でないと、此の事は全くウソとなる。

即ち作働面の小さいことと、攪亂の働くとき剛性の缺乏即ち軟弱(flabbiness)なこととが、運動學的設計の2つの不利を招來するのである。

此の軟弱については、運動學的設計の熱心なる支持者が、之を否定する。けれども、航空計器、航海計器の様に、絶えざる強い攪亂作用を受けるものに對しては、否定し難いことである。

此等の場合には准運動學的設計によつて、運動學的設計の利益を、著しく失ふことなく、より丈夫に作る事が出来る。

實驗室内で、實驗者が自作する測定器には、最も有利に、此の運動學的設計要領を利用することが出来る。

§ 218. 准運動學的機素

運動學的設計では、總ての拘束を點にせよといふのであるが、今述べた様に點接觸では、攪亂作用を屢々受けるものでは、破損し易い缺點を伴ふから、點の代りに、或は線接觸とし、或は小さい面積を有する接觸として、耐久力を與へる如くすることがある。之を准運動學的設計(semi-kinematic design)又は准幾何學的設計と名づけるのである。

線接觸は、點接觸よりも強い壓力に耐へるけれども、面接觸には及ばない。又

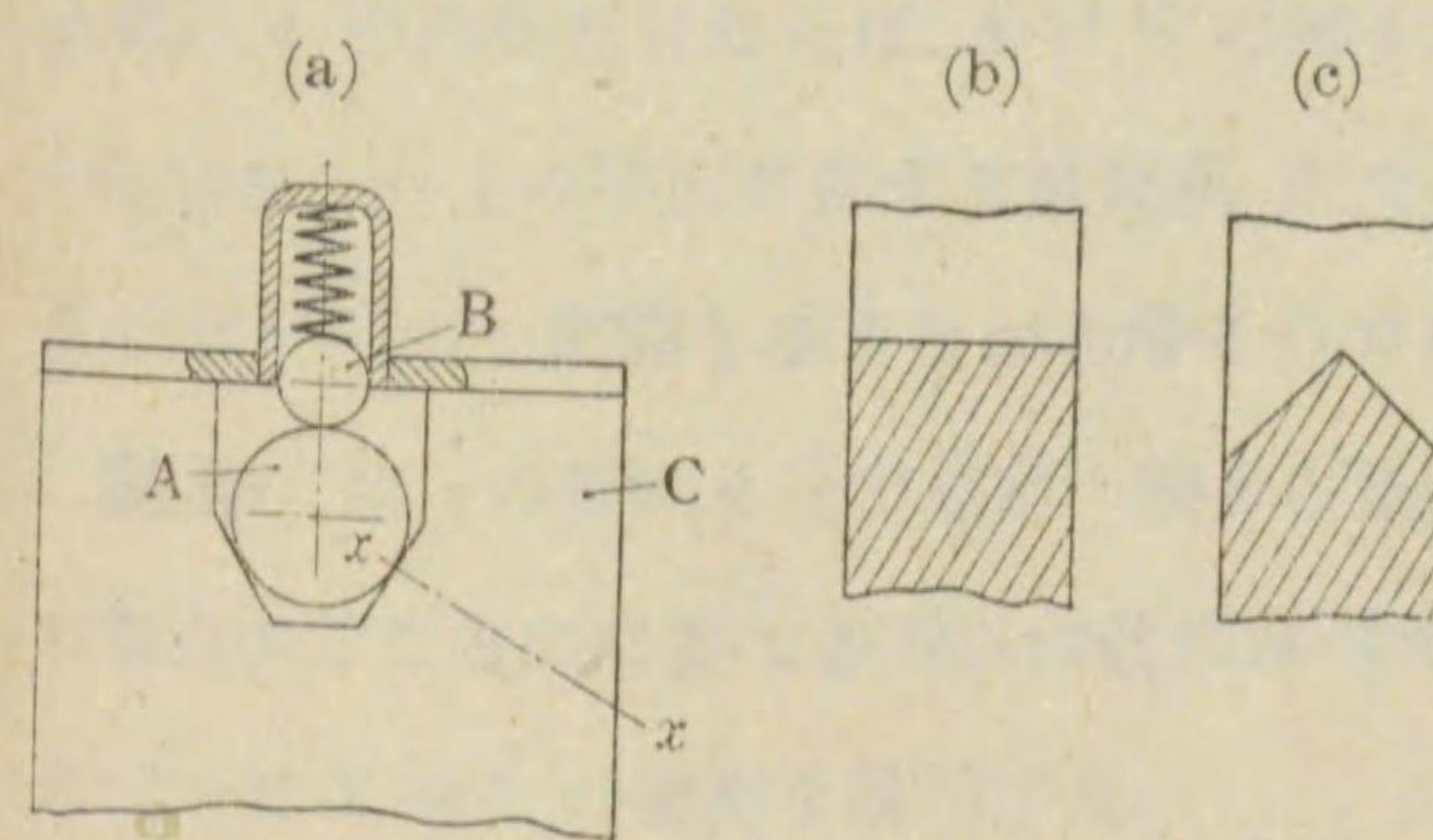


圖 218

點接觸に比べると、調整が困難であるが、面接觸よりは簡單である。

經緯儀(theodolite、水平垂直の角を測る計器)や、その他の天文用器械では、一般にその圓壘形耳軸(trunnion) A

(圖 218 (a)) を 2 つの Y 字形軸受 C で支へてゐる。此の場合に若し鏡筒の重さが重いときには、軸受の接觸面は、圖 (b) に示す如く、平らにして、線接觸とする、之が准運動學的設計である。然るに、運動體が軽いときには、圖 (c) に示す如く、受を圓錐形断面として、點接觸にする、之が即ち運動學的設計である。

圖 (a) に於て耳軸 A は、受に對して球 B を介し、ばねで押付けられ、ガタを奪つてゐるから、受が磨滅しても、耳軸が受の中でガタつくことはない。(c) の如く點接觸にして置けば、(b) の如き線接觸に於て起り易い片減りによるガタを防ぐことが出来るから、矢張運動學的設計の方が有利なことは肯ける譯である。

此の場合の球 B のことを**指定子** (locator) と名づける。

准運動學的設計に於て、リンクが互に接觸する面積を**作動面積** (functional area) と稱へる。

第2章 運動學的設計の例

前章に於て、計器設計に關し必要な要領と機素とを述べたから、以下運動學的設計の實例について、少しく述べることにする。

§ 221. 幾何學的滑臺

機床上を滑る臺は、機械の設計上度々必要である。工作機械では、滑臺は機床の上面に於て出来るだけ廣く接觸する様に設計するが、計器に於ては運動學的原理による設計を行ふ。

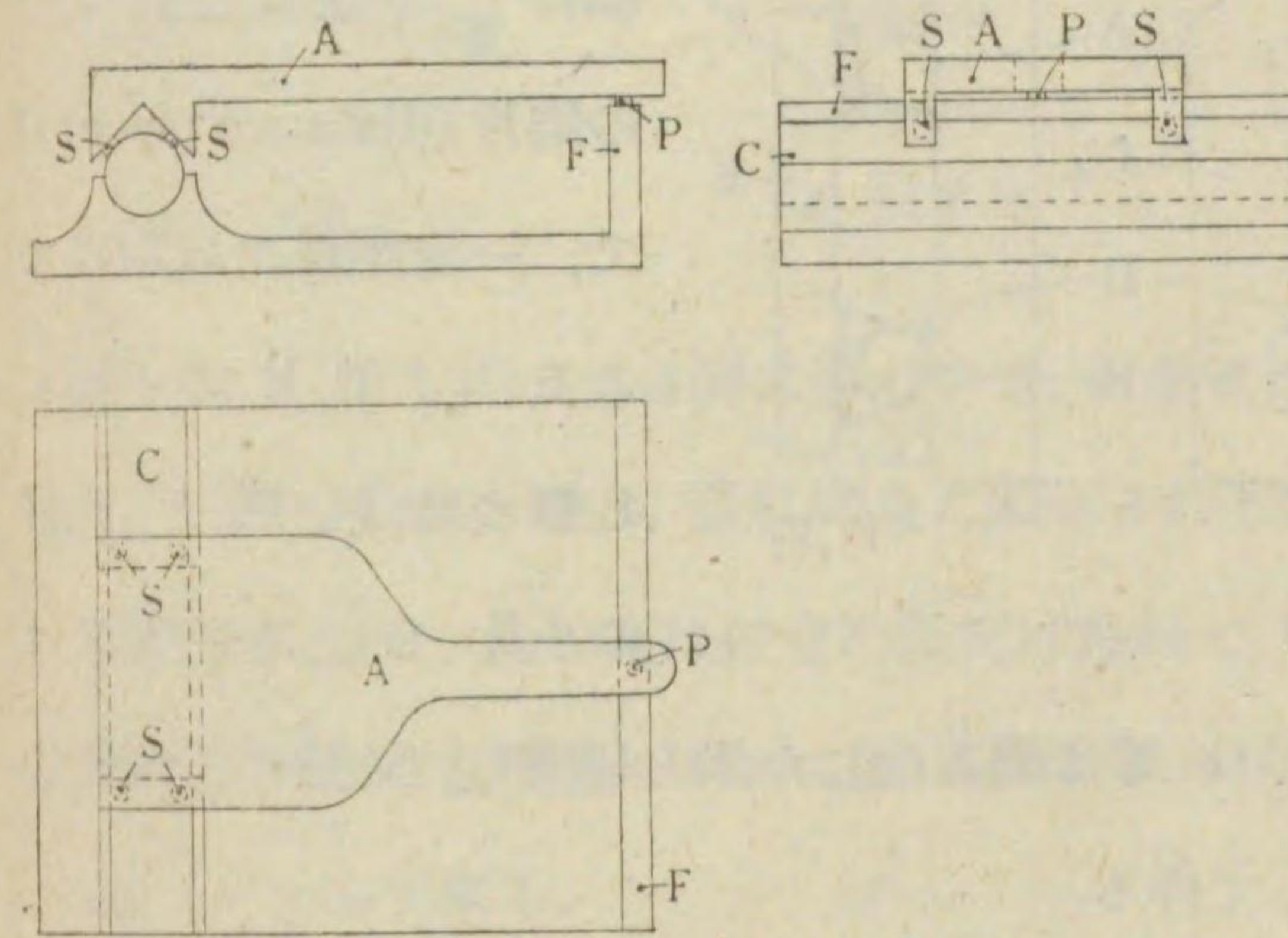


圖 221.1

圖 221.1 は幾何學的滑臺 (geometric slide) を示し、架 A が完全な直線運動をするためのものである。此の設計に於ては、圓杆 C を用ひ、その母線を利用する。A の V 形溝には 4 つの圓頭鉸 S を設け、之で C 上を滑らせる。

此等の 4 つの鉸だけならば、A は C の周りを廻ることが出来る。そこで第 5 の拘束を、F 上の平面に接する圓頭鉸 P で與へる。斯くて、架 A は圓杆 C 上、及平面 F 上に、直線を描きながら滑るのである。

變形 同一の目的を達するに、幾多の變形が存在し得ること、及びその考案に努力することの必要なる所以は前に述べて置いたが、今茲に實例として滑臺について 2~3 の變形を説明する。

圖 221.2 では、架 A が圓杆 C に固定されてゐるから、A を動かすと、圓杆

6
9

は一緒に V 片上を滑るのである。圖 221. 1 の如くするが佳いか、又は此の圖の如くするが佳いかは、動かす距離、全重量、磨滅の多寡などを考慮して、その場合に適するものを選定すべきである。

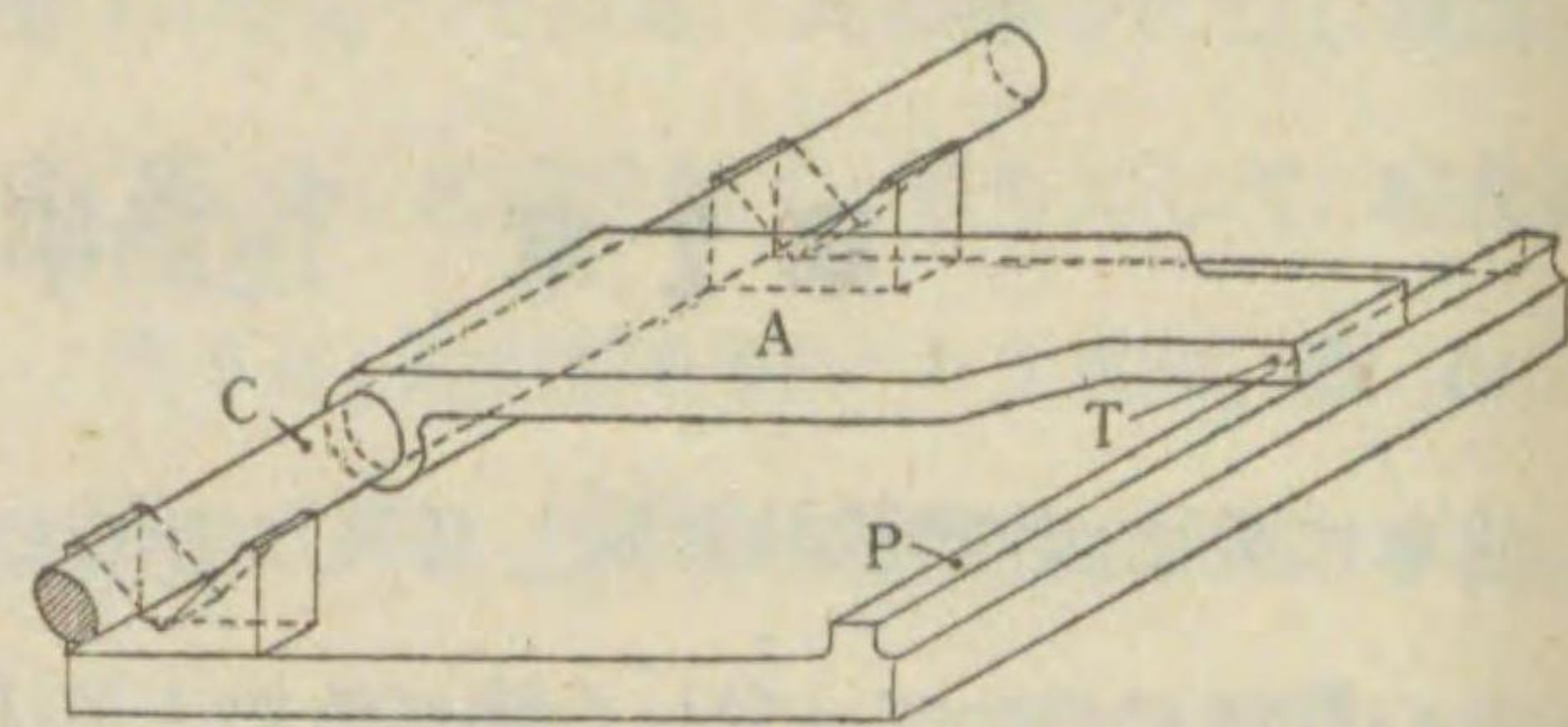


圖 221.2

圖 221. 3 は圖 221. 1 と同様であるが、之では平面を全く用ひない利益がある。

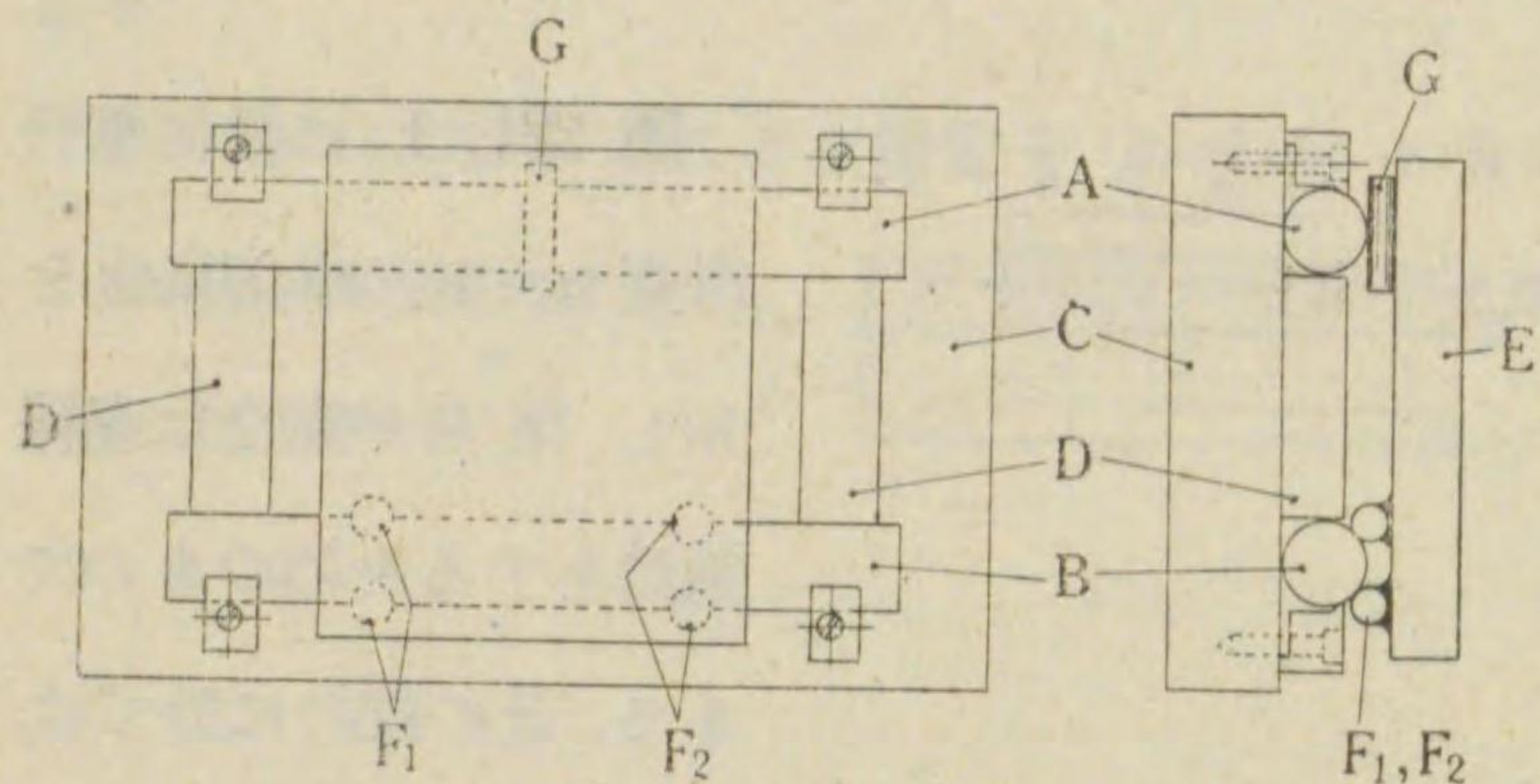


圖 221.3

即ち A, B は 2 つの圓杆で、下臺 C 上に 2 つの隔片 (distance piece) D で、一定距離に取附けてある。上架 E の下面に 4 個の球 F_1, F_2 と、圓杆の小片 G とを半太又は

鐵附けしてある。圓杆 A, B, G 等は焼入れした鋼を研磨し、又特に正確にする必要があればラップ (lap) して作る。

使用中圓杆が磨滅すれば、少し廻して使へば始めと同一の正確さが得られるから、壽命は無限といつて宜しい。

尙幾多の變形があるが、それは略するとして、何故運動學的設計が有利なりやを、此等實例について、少し説明することにする。

圓杆は旋盤で削り、研磨機の助けをかり、最も廉價に、正しいものが得られ、球を用ふれば、是亦現在の工業では容易に正しいものが作られるから、他の方法では得られない精度も容易に達せられ、又圖 221. 3 について述べた如く、磨耗の際は調整によつて、精度を復舊することが出来る等の利益がある。

§ 222. 幾何學的測定臺

多くの計器は 3 本の脚をもつてゐるが、此の方法が最も安定の佳い据りを與へるのである。

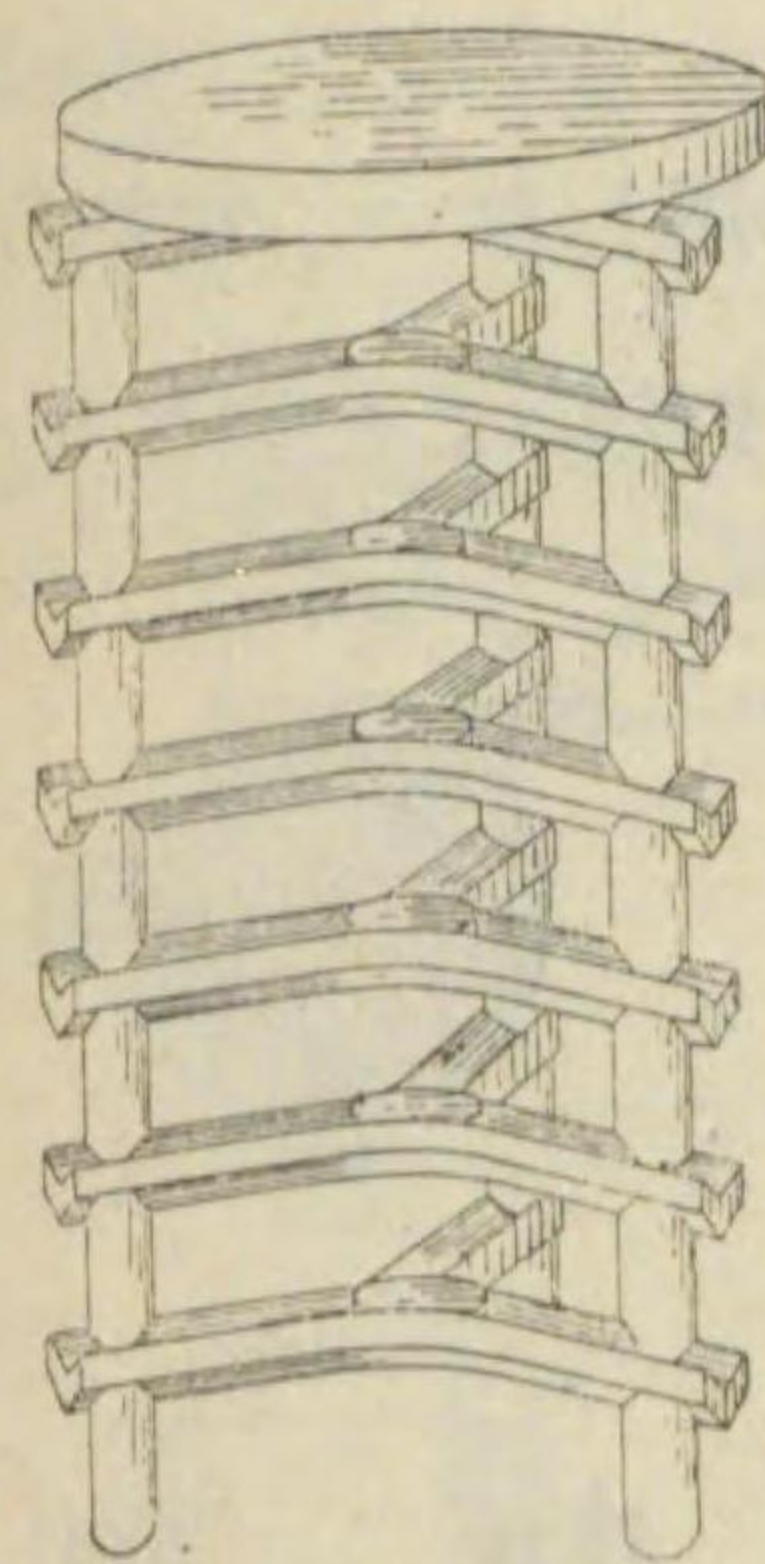


圖 222.1

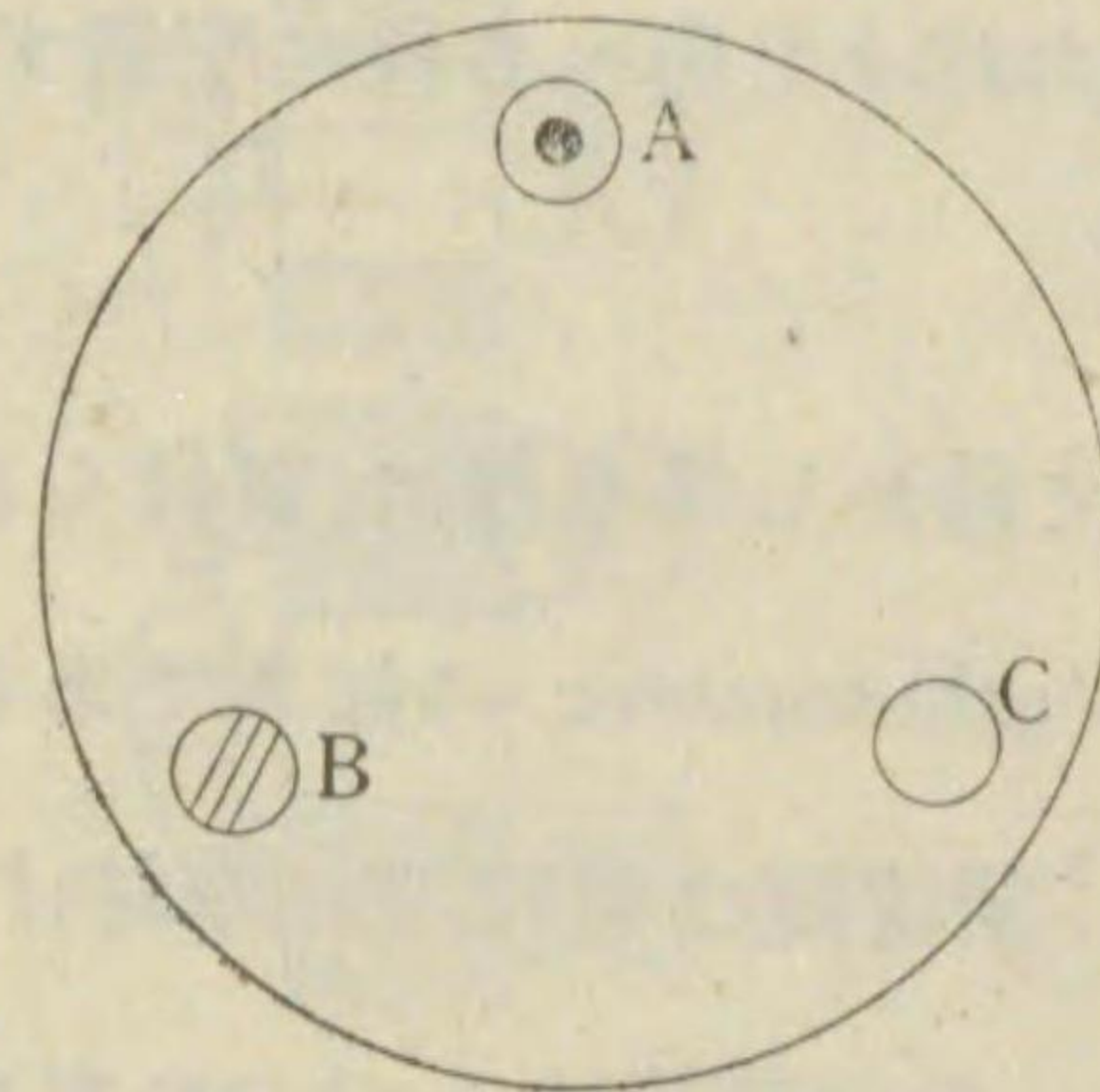


圖 222.2

C. V. Boys の幾何學的測定臺 (geometric stand) は同じ要領で考案したものである。圖 222.1 は 7 個の臺を重ね、その上に平面をもつ臺を重ねた状を示す。

此等の臺は各 3 つの半球形端を有する脚をもち、此の脚は上面の V 形溝に

一致してゐる。従つて各脚は溝の中で、2 點にて接するから、運動學的原理による 6 個の拘束を有し、臺は完全に固定される譯である。

圖に示す通り、此の臺は任意の數だけ重ねて、希望の高さを作る便利がある。計器は臺の上に直接置くか又は圖 222.1 に示す如く、頂に圓盤をのせ、その上に置くことが出来る。

半球端を有する脚をもつ計器を、圓盤上に乗せるに最も便利な方法は、圖 222.2 の孔-長孔-及面 (hole, slot and plane) を用ふるのである。即ち第 1 脚は圓盤上の圓錐孔 A に嵌め、第 2 脚は此の孔に向けて設けた V 形溝 B に、第 3 脚は平面上に、静止させれば佳いのである。

斯くすれば、脚に、少しも横からの歪みが作用しない。若しさうせず、3 脚を 3 つの圓錐孔に嵌めたとすれば、孔の距離が正確に出来て居ない場合に、必ず何れかに歪みを起すことになる。

此の hole, slot and plane method は、同一の計器を同一場所に据付けるの

に甚だ便利である。しかし、此の方法が眞の幾何學的設計であるためには、孔に嵌る脚は、孔と3點で接觸せねばならない。それがためには、孔を3角のピラミッド (pyramid) 型にせねばならない。そうすれば拘束は丁度6點になる。孔に3つ、V溝に2つ、残りの1つが平面上にある。

脚に作用する上方の壓力は垂直で、横向きの力は脚には作用しない。だから第3脚の面に接する所は垂直力だけを與へる様に配置すれば佳いことになる。

§ 223. 垂直滑臺

望遠鏡を、垂直の滑臺に沿ふて動かし得る様に、取付くことは屢々必要である。例へば cathetometer の如きである。

圖 223 はその1例である。望遠鏡は架管 T に取付けられ、支杆 R に沿ふて上下する。此の架管は4つのねぢによつて、杆 R に締めつけ、ねぢの中間で平ばね F によつて押されてゐる。

架管の重さは、螺杆 S によつて支へられ、此の螺杆は支杆 R に固定した環に嵌めてある。よつて此の螺杆を出入すれば、架管の位置は精密に調整が出来る。

S が充分に重さを支へ得るものとすれば、架管に對して、残された自由は唯水平面内の運動即ち廻轉だけである。

§ 224. 鏡の支持

鏡を支へるには、その支點の數と位置とに注意して、鏡に歪を起さない様にする必要がある。少しの歪があつても、鏡はその平面を失ひ、反射像の形を變へる。

圖 224 は高週期 (例へば 3000 sec^{-1}) で振動する鏡を支へる方法の1例である。

鏡 M は直徑 4 mm の不銹鋼 (stainless steel) で作られ、臺 N に固定される。此の N は螺杆 P, P で、ばね T 及支へ刃 (knife edge) O に押付けられてゐる。

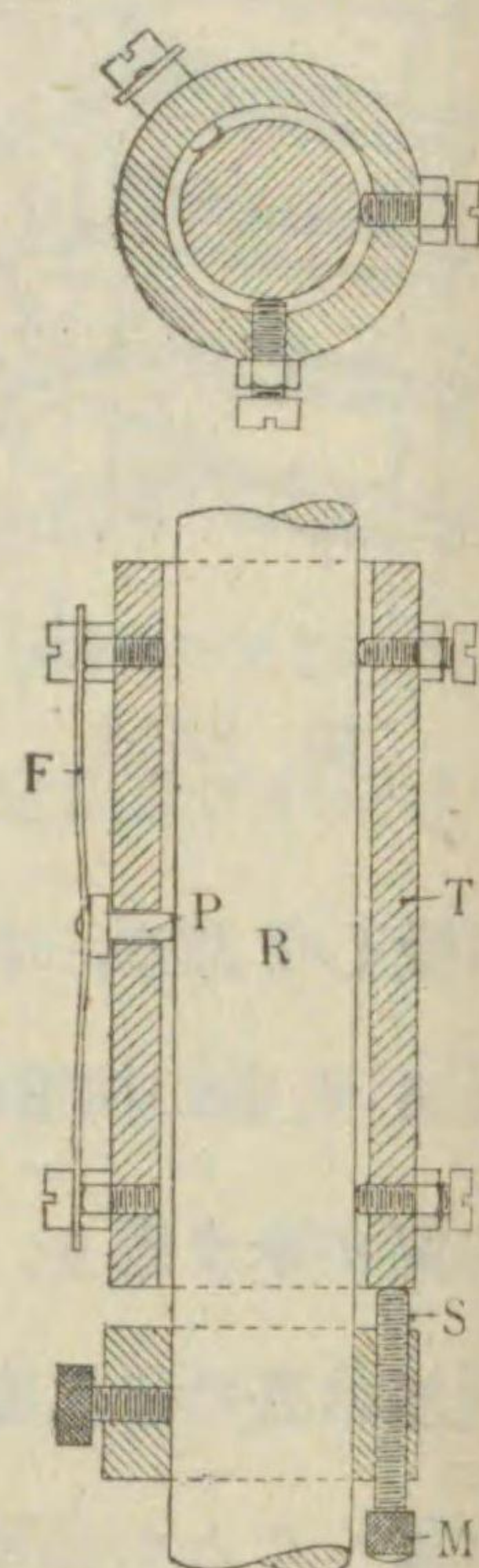


圖 223

此の支へ刃 O が隔膜 (diaphragm) に取付けられて居り、その隔膜の運動を記録する爲の鏡が M である。而して M は點 P, P の周りを振動するのである。

此の例の受は、總て幾何學的であるから、摩擦が少なく、鏡は完全に零位置に歸る。

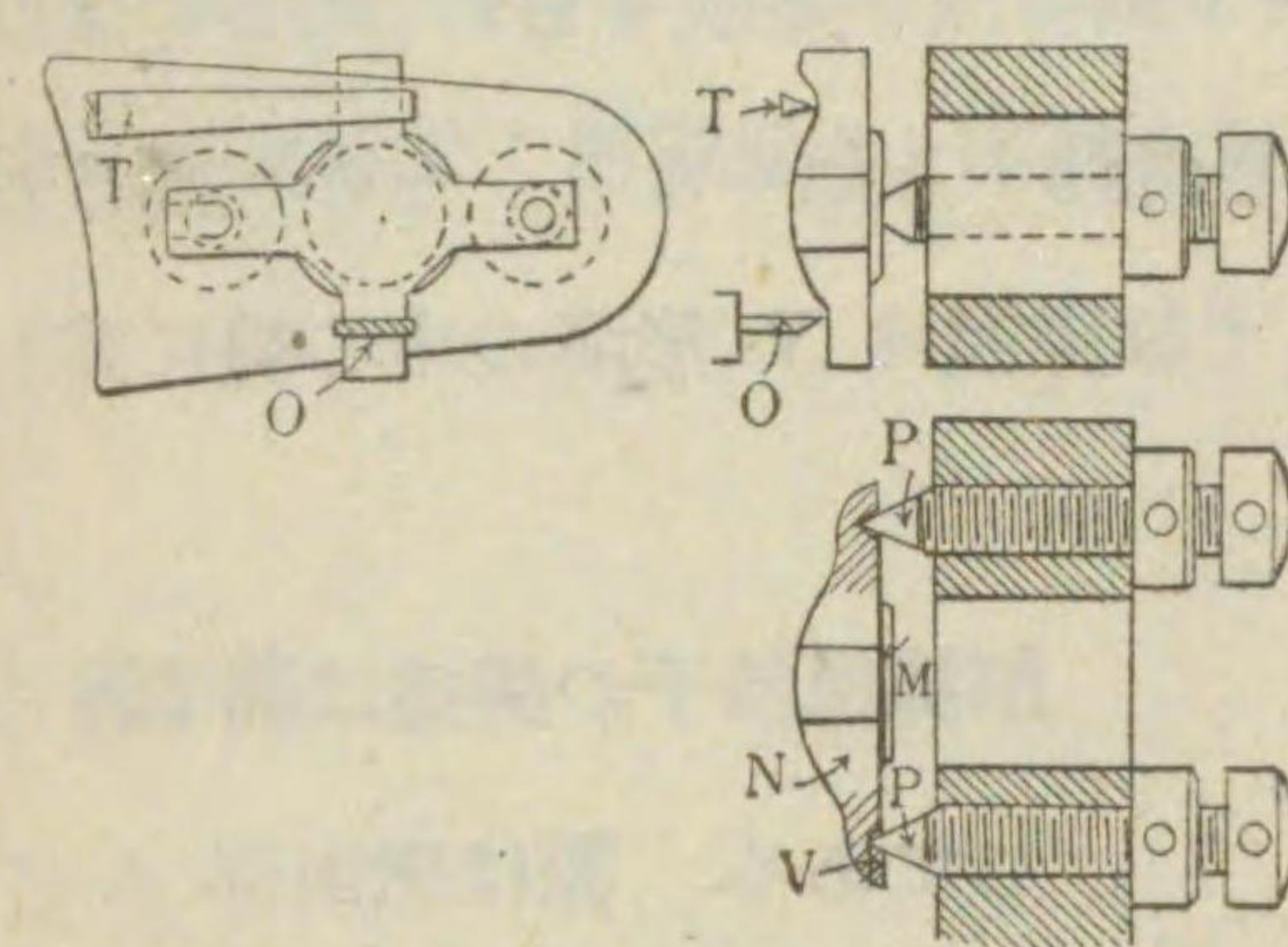


圖 224

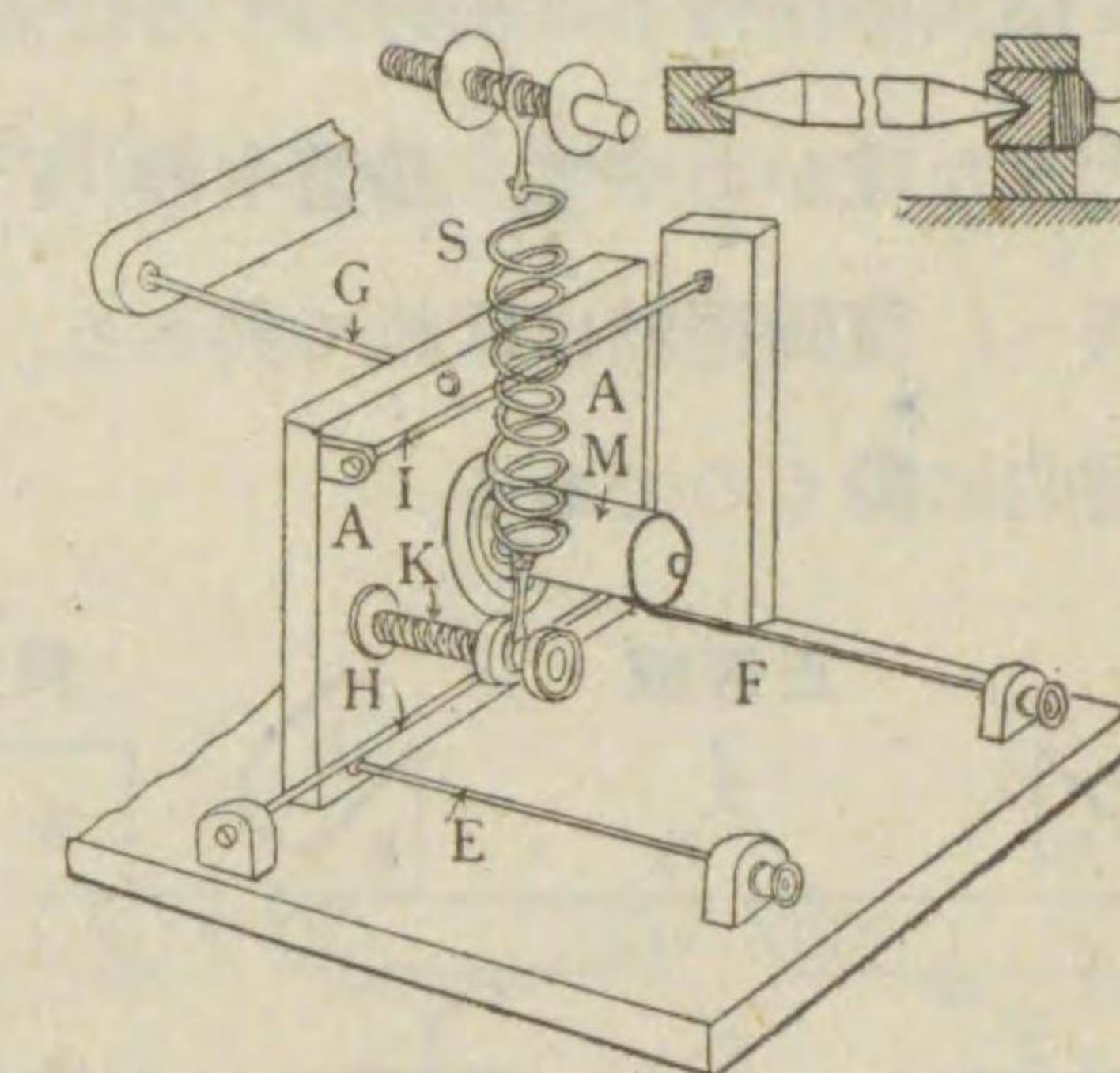


圖 225

§ 225. マロック式振動記録器

Mallock 氏が、中央ロンドン鐵道ビルの振動記録をとるために、設計したのが、此の振動記録器 (vibrograph) で、圖 225 がそれを示す。

黄銅製の板 A がばね S で吊されてゐるが、此の板が靜止の状を保つのである。此の板は唯垂面中で動き得るだけで、他の總てが尖銳端を有する杆 E, F, G, H 及 I で拘束されてゐる。此等の杆の構造は圖の右肩に表はしてある。而して板 A が顯微鏡の對物レンズ M をもつて居る。

此の M がフィルム上に、水晶纖維の像を寫すのである。而してその纖維は、臺板上に水平に張られてゐるから、振動が起れば、此の纖維は上下に動く譯である。此の上下の動きは顯微鏡によつて 75 倍に擴大されて、水平に移動するフィルムの上に撮影されるのである。

黄銅板 A の拘束が全く運動學的になつてゐるから、動作は理想的である。

§ 226. 變幅對稱細隙⁽¹⁾

ヒッズ・マッカー式 (Hughes and McKay) の細隙は幾何學設計の好例である。その構造要領は、細隙を作る 2 個の顎が、矩形片(細隙保持子と稱す)によつて保持され、この細隙保持子は滑動の自由を有し、幾何學的設計になつてゐる。而して兩細隙保持子は相對向する位置に、各 1 個の球が壓嵌せられ、此等の球の間に大きな球があつて、基盤中の V 形溝を滑動する如くなり、その運動はねぢで與へ、復歸運動はばねで與へる。斯くて細隙顎は V 形溝の中心線に對して對稱的に動くのである。

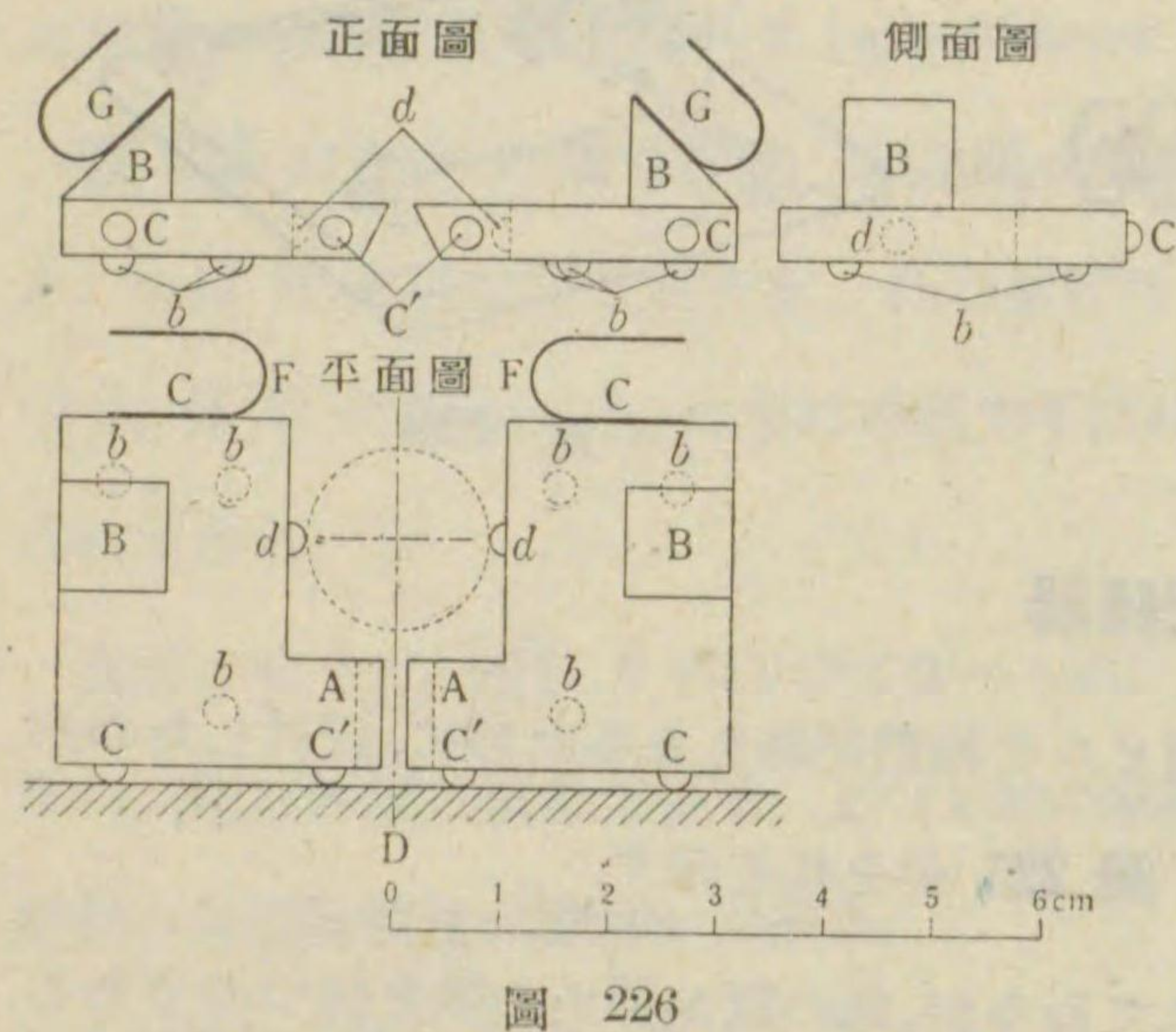


圖 226

細隙保持子の構造は圖 226 に示してある。顎は突出部 A にねぢつけられる。而して下面には 6 個の球 b, b, b を、又一側には球 C, C' を有し、上面にはプリズム形の突起 B を有す。保持子は底盤上に球 b, b, b にて接し、更に水平盤にねぢつけた垂直案内棒 D と球 C, C' で接してゐる。

それに必要な力は反對の面 C 上に働く板ばね F が與へてゐる。

一方プリズム B の斜面に板ばね G が力を及ぼし、細隙を狭める力を與へてゐるが、球 d, d には點線で示す大球が働き、細隙を広める役をする。此の大球がねぢによつて、基盤の V 形溝に沿ふて動かされることは前述の如くである。

細隙が對稱的に開閉するに必要缺ぐべからざる條件は、何時でも、球 d, d の中心線が、大球の案内溝の中心線に對して、直角にあることである。此の條件

⁽¹⁾ J. V. Hughes & S. A. McKay: A Symmetrical Slit of Variable Width, Jour. Sci. Inst., 14 (1937), 25~28.

は、2 個の球 d が案内棒 D から等距離にあり、且つ此の棒 D が V 形溝に直角にあれば宜しい。

プリズム B 上に働くばね G の力が、細隙の開鎖を完全に行ふためには、その力の方向が、球 b, b, b の底盤との接觸點の作る三角形の重心點を通過し、同時にその作動面は球 d の中心を通ることである。斯くなれば、保持子は少しも廻轉する傾向なく希望通り、細隙を對稱的に開閉するのである。

第3章 計算

§ 231. 一般機械設計と精密機械設計とに於ける計算の差異

一般機械設計では各メンバーは、それに働く力に耐へる様に計算して寸法が定められる。言ふまでもなく破損を防止するためである。けれども、精密機械では、破損を考慮する以外に、変形量を考慮しなければならぬ。之を他の語でいへば、一般機械では應力 (stress) を計算するが、精密機械では、應力は勿論のこと、歪み (strain) を計算しなければならぬことが多い。

事實上、一般機械ではメンバーは弾性であることを希望することが往々あるが、精密機械のメンバーは、剛性であることを要する場合が多いのである。例へば甲軸から乙軸に運動を傳へる場合に、動力機械では軸は扭れても、所要の扭力 (torque) に耐へて、廻轉を傳へれば足るのであるが、精密機械では、乙軸の廻轉角が、甲軸の通りでなければならぬことがあるから、斯様な場合には少しの扭れをも許さないことがある。即ち軸は完全な剛體であることを必要とするが如きである。従つて精密機械の設計に當つては、各メンバーに働く力をよく分析して、その力によつて何程の歪みを生ずるかを計算し、果して所期の精度を與へるかを確かめる必要がある。

歪みに關する計算は、材料強弱學に於て取扱つてゐるから、茲には省略するが、唯一般には餘り必要がなく、運動學的設計に必要なものだけを、茲に取扱ふことにする。

§ 232. 曲面間の力と歪み

曲面に力が働いたときに生ずる歪みの問題は、有名な Hertz の研究によつて明かにされてゐる。

1. ヘルツ算式の假定

曲面を有する 2 個の物体が、互に壓着せられると、楕圓形の壓力面を生ずる。Hertz* は次の假定によつて此の問題を解いたのである。

- 壓力面は兩體の寸法従つて曲率半徑に比べると甚しく小さいこと、
- 弾性限界を超えないこと、
- 壓力面には、壓縮力だけ作用して、剪斷力は働かないこと。

弾性係數 E が、兩體に於て異なる値 E_1, E_2 を有するときには、以下の各式に於て $\frac{1}{E} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)$ を代入すればよろしい。

2. 平面に對して球面を壓着する場合

r = 球の半徑 (cm), a = 壓力面の圓の半徑 (cm)

P = 壓力 (kg) $\frac{1}{m}$ = Poisson 比

最大壓 (物體中の壓縮力)

$$\max p = 1.5 \frac{P}{\pi a^2} \dots\dots\dots (1)$$

$$a^3 = 1.5 \left(1 - \frac{1}{m^2} \right) \frac{Pr}{E} \dots\dots\dots (2)$$

$$\max p^3 = \frac{1.5PE^2}{\pi^3 r^2 \left(1 - \frac{1}{m^2} \right)^2} \dots\dots\dots (3)$$

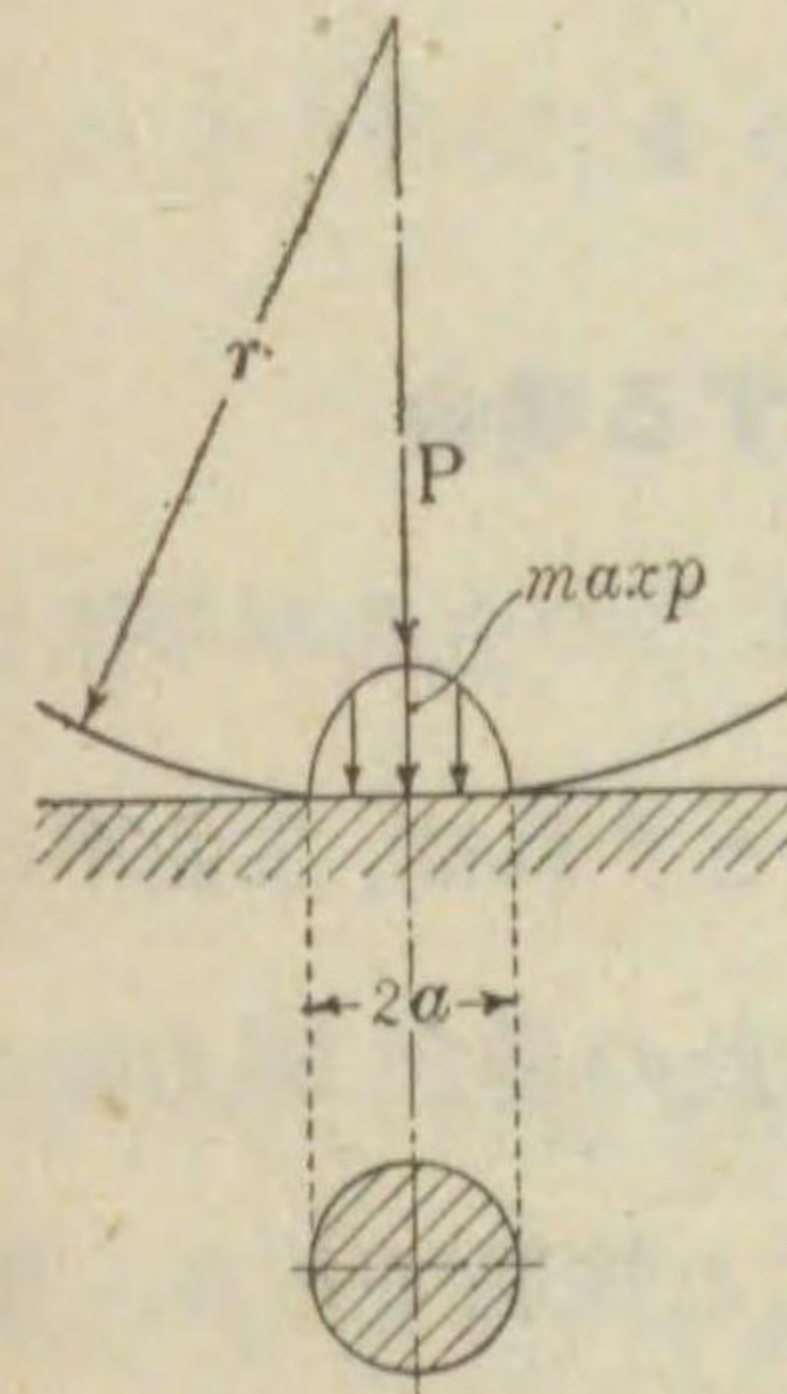


圖 232-1

$\frac{1}{m} = 0.3$ (金屬に對しては凡そ同一) と置けば、

$$\max p^3 = 0.0584 PE^2/r^2$$

ζ = 壓力面半徑と球面半徑との比

$$= \frac{a}{r} = \frac{\pi}{1 - \frac{1}{m^2}} \frac{\max p}{E} \dots\dots\dots (4)$$

(1) と (4) に壓力面の平均壓 $p_m = \frac{2}{3} \max p$ を入れると、

$$P = p_m \pi a^2 \dots\dots\dots (1a)$$

* Hertz, Ges. Werke, Bd. I, Leipzig 1895.

$$\zeta = \frac{a}{r} = 4.28 \frac{Pm}{E} \dots\dots\dots(4a)$$

兩體は壓力によつて互に近接する。その近接量 y は、主として壓力面附近に生ずるのである、而して

$$y^3 = 9 \left(1 - \frac{1}{m^2}\right)^2 \frac{P^2}{4rE^2} \dots\dots\dots(5)$$

$$\frac{y}{r} = \zeta^2 = \frac{a^2}{r^2} \dots\dots\dots(6)$$

3. 2個の球面を互に壓着する場合

兩球の半径を r_1, r_2 とすれば、接觸面の半径は兩方とも、同一でなければならぬから、それを a とすると、2つの球が平面を隔てて壓着されるのと、同一に考へることが出来る。依つて

$$\frac{1}{r} = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}$$

なる關係を(1)以下(6)の r に代入すればよい。

4. 各異の曲率半径をもつ曲面と、平面とを壓着する場合

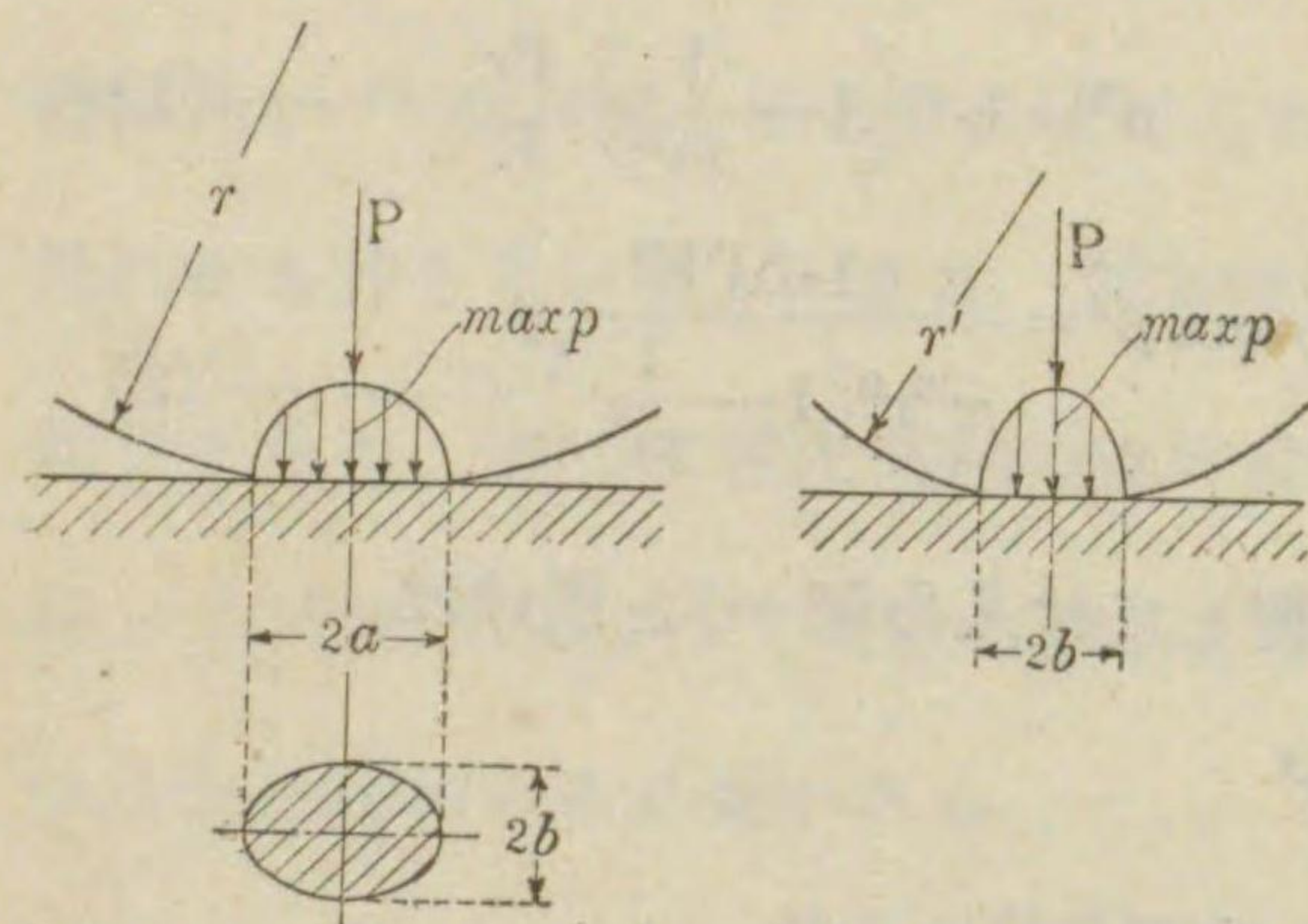


圖 232.2

接觸點に於ける2つの主曲率半径が r と r' ($r > r'$) であるとすれば、主曲率は $\frac{1}{r}$ と $\frac{1}{r'}$ である。此の場合、壓力面は a と b とを半径とする楕圓である。壓力はエリプソイド形に分布される。

$$\max p = \frac{1.5P}{\pi ab} \dots\dots\dots(8)$$

$$a^3 = \xi^3 \cdot 3 \left(1 - \frac{1}{m^2}\right) \frac{P}{E \left(\frac{1}{r'} + \frac{1}{r}\right)} \dots\dots\dots(9a)$$

$$b^3 = \eta^3 \cdot 3 \left(1 - \frac{1}{m^2}\right) \frac{P}{E \left(\frac{1}{r'} + \frac{1}{r}\right)} \dots\dots\dots(9b)$$

補助角 δ は次式で計算が出来る

$$\cos \delta = \left(\frac{1}{r'} - \frac{1}{r}\right) \div \left(\frac{1}{r'} + \frac{1}{r}\right) \dots\dots\dots(10)$$

兩體の近接する量 y は

$$y = \varphi \frac{1.5 \left(1 - \frac{1}{m^2}\right) P}{Ea} \dots\dots\dots(11)$$

で與へられ、 ξ, η, φ は次表で與へられる

表 232 ξ, η, φ の値

| δ | 90° | 80° | 70° | 60° | 50° | 40° | 30° | 20° | 10° | 0 |
|-----------|-----|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|----------|
| ξ | 1 | 1.128 | 1.284 | 1.486 | 1.754 | 2.136 | 2.731 | 3.778 | 6.612 | ∞ |
| η | 1 | 0.893 | 0.802 | 0.717 | 0.641 | 0.567 | 0.493 | 0.408 | 0.319 | 0 |
| φ | 1 | 1.12 | 1.25 | 1.39 | 1.55 | 1.74 | 1.98 | 2.30 | 2.80 | ∞ |

5. 任意の曲率半径を有する物體を互に壓着する場合

接觸點に於ける主曲率半径が、一方の物體では r_1, r_1' であり、他の物體では r_2, r_2' である。但し $r_1 > r_1', r_2 > r_2'$ とする。而して r_1 と r_2 の兩平面間の角を φ とすれば、4の場合に歸へることが出来る。

$$\frac{1}{r'} + \frac{1}{r} = \frac{1}{r_1'} + \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2'} + \frac{1}{r_2} \dots\dots\dots(12)$$

$$\frac{1}{r'} - \frac{1}{r} = \left\{ \left(\frac{1}{r_1'} - \frac{1}{r_1}\right)^2 + \left(\frac{1}{r_2'} - \frac{1}{r_2}\right)^2 + 2 \left(\frac{1}{r_1'} - \frac{1}{r_1}\right) \left(\frac{1}{r_2'} - \frac{1}{r_2}\right) \cos 2\varphi \right\}^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots(13)$$

此の式を(8)以下(11)に入れて用ひ、表 232 を利用することが出来る。接觸面の軸 a は r_1, r_2 の平面間にあり、 a と r_1 -面との間の角 φ' は次式で計算が出来る。

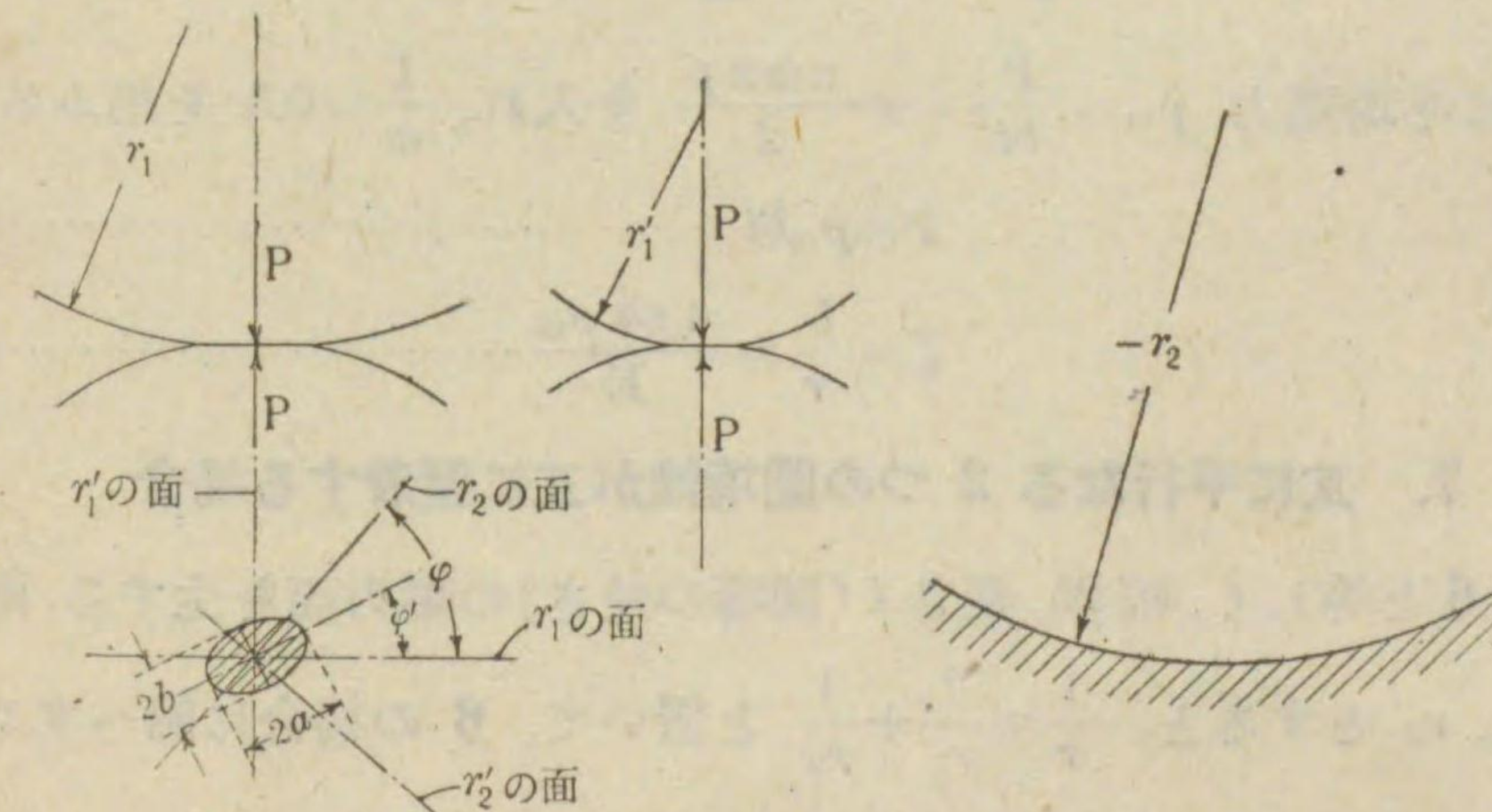


圖 232.3

$$\left(\frac{1}{r'} + \frac{1}{r}\right) \sin 2\varphi' = \left(\frac{1}{r'} - \frac{1}{r}\right) \sin 2\varphi \dots\dots\dots (14)$$

凹面の場合には、それに相當する半徑の前に負號をつけて用ひる(圖 232.3)。その場合、(13)式の値は(12)式の與へる値より大きくなつてはならぬ。此等の式には r_1, r_1', r_2, r_2' が半徑 a, b に比べて大きいといふ假定が含まれてゐる。

6. 圓檣體と平面の接觸する場合

圓檣體と平面とが接する場合、 $P=0$ ならば両者は線で接觸する。圓檣體の長さを l とし、接觸面の幅を $2b$ とすれば、(圖 232.4)

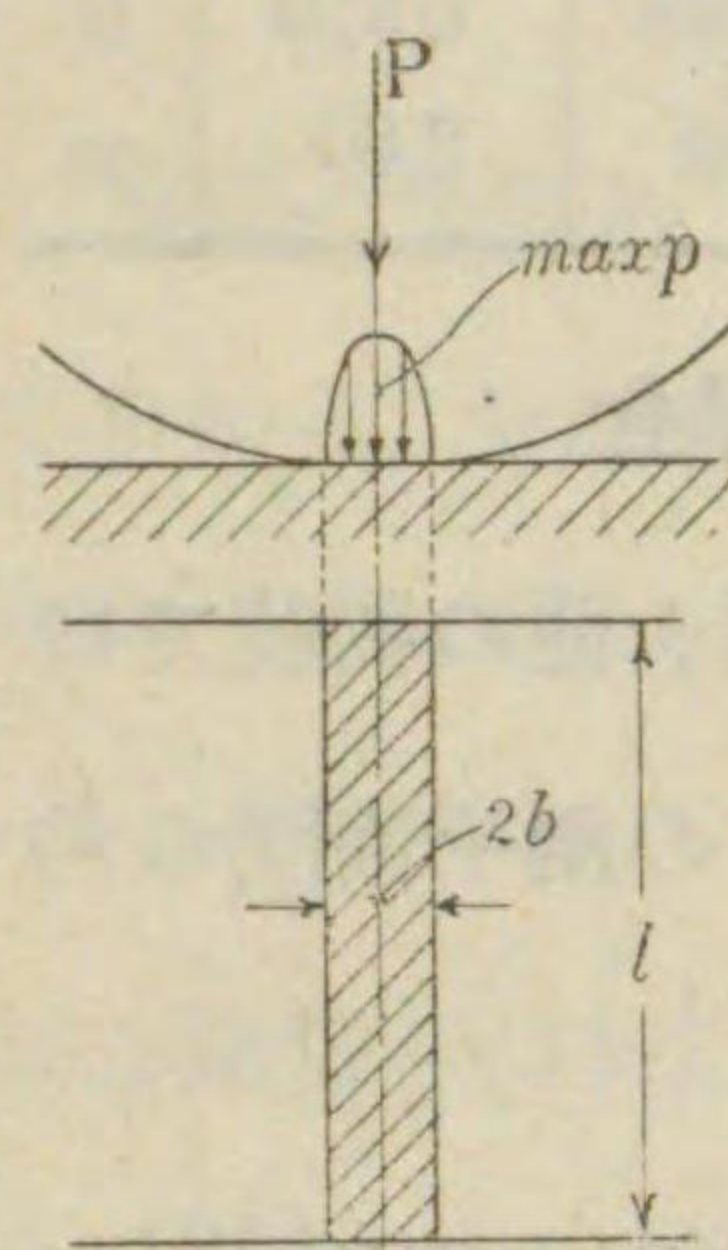


圖 232.4

$$\max p = \frac{2P}{\pi b l} \dots\dots\dots (15)$$

$$b^2 = \frac{3Pr \left(1 - \frac{1}{m^2}\right)}{\pi E l} \dots\dots\dots (16)$$

$$\max p^2 = \frac{PE}{2\pi l r \left(1 - \frac{1}{m^2}\right)} \dots\dots\dots (17)$$

$\frac{1}{m} = 0.3$ とすれば

$$\max p^2 = \frac{0.175PE}{lr}$$

壓力面の幅の半分 b と圓檣體の半徑との比

$$\zeta = \frac{b}{r} = \frac{4 \left(1 - \frac{1}{m^2}\right) \max p}{E} \dots\dots\dots (18)$$

(15)と(18)に平均壓力 $p_m = \frac{P}{bl} = \pi \frac{\max p}{2}$ を入れ、 $\frac{1}{m} = 0.3$ を用ふると、

$$P = p_m b l \dots\dots\dots (15a)$$

$$\zeta = \frac{b}{r} = \frac{4.64 p_m}{E} \dots\dots\dots (18a)$$

7. 互に平行なる2つの圓檣體が互に壓着する場合

この場合、6と等しく、幅 $2b$ 、長さ l (圓檣の長さ)の壓力面を生ずる。兩圓檣體の半徑を r_1, r_2 とすると、 $\frac{1}{r} = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}$ と置いて、6の場合に歸へることが出来る。而して此の r は(15)以下(18)に入れることが出来る。

最大壓縮應力は、6と7に於て壓力面の中央、 b と直角、 l の方向に起り、 $\frac{2 \max p}{m}$ に相當する。

8. 各種材料の彈性率

参考のため各種材料に對する彈性率その他の物理的性質の値を表示する。

| 材 料 | 比重 | 彈性係數 $E(\text{kg/cm}^2)$ | 降 伏 點 kg/cm^2 | 引張の強さ kg/cm^2 | 線膨脹係數 $L = L_0(1 + \alpha t)$ $10^6 \alpha$ |
|------------|---------|------------------------------------------|---------------------------|---------------------------|---------------------------------------------------|
| 鍊 鐵 | 7.8 | 2.0×10^6 | >1800 | 3300 | 1.17 |
| 鋼 (半 硬) | 7.85 | 2.1×10^6 | >2400 | 4400—5500 | 1.1 |
| 鑄 鋼 | | 2.15×10^6 | >2100 | 3500—7000 | 1.12—1.16 |
| 鑄 鐵 | 7.25 | 0.7×10^6 -1.05×10^6 | | 1200—3200 | 1.00 |
| 銅 (壓 延) | 8.9—9.0 | 1.2×10^6 | | >2000 | 1.61 |
| 砲 金 | | 1.1×10^6 | | >3000 | 1.70 |
| アルミニウム(壓延) | 2.27 | 0.726×10^6 | | 1500 | 2.35 |
| デュラルミン | | 0.7×10^6 | | 3300—4000 | |

6
9

第3篇 接合機構

機素を形作るリンクの連結には、兩者間に残された自由度の数によつて6種あることは前に述べた通りであるが、以下夫等の接合法について概説する。

第1章 固定接合

固定接合には、永久的固定接合と、分解し得られる接合との2種がある。

§ 311. 熔接法

近時、電氣熔接法の進歩に従ひ、工作機械的設計にも之が著しく廣く用ひられることになつたが、精密機械部品には、多くの場合、強き力を要しないのと、小型のものが多いから、之を利用することは、甚だ便利であり、且つ廉價な製造法である。

電氣熔接法には電弧熔接法 (electric arc welding) と電氣抵抗熔接法 (electric resistance welding) の2種があるが、その内吾人の目的には後者が廣く利用される。

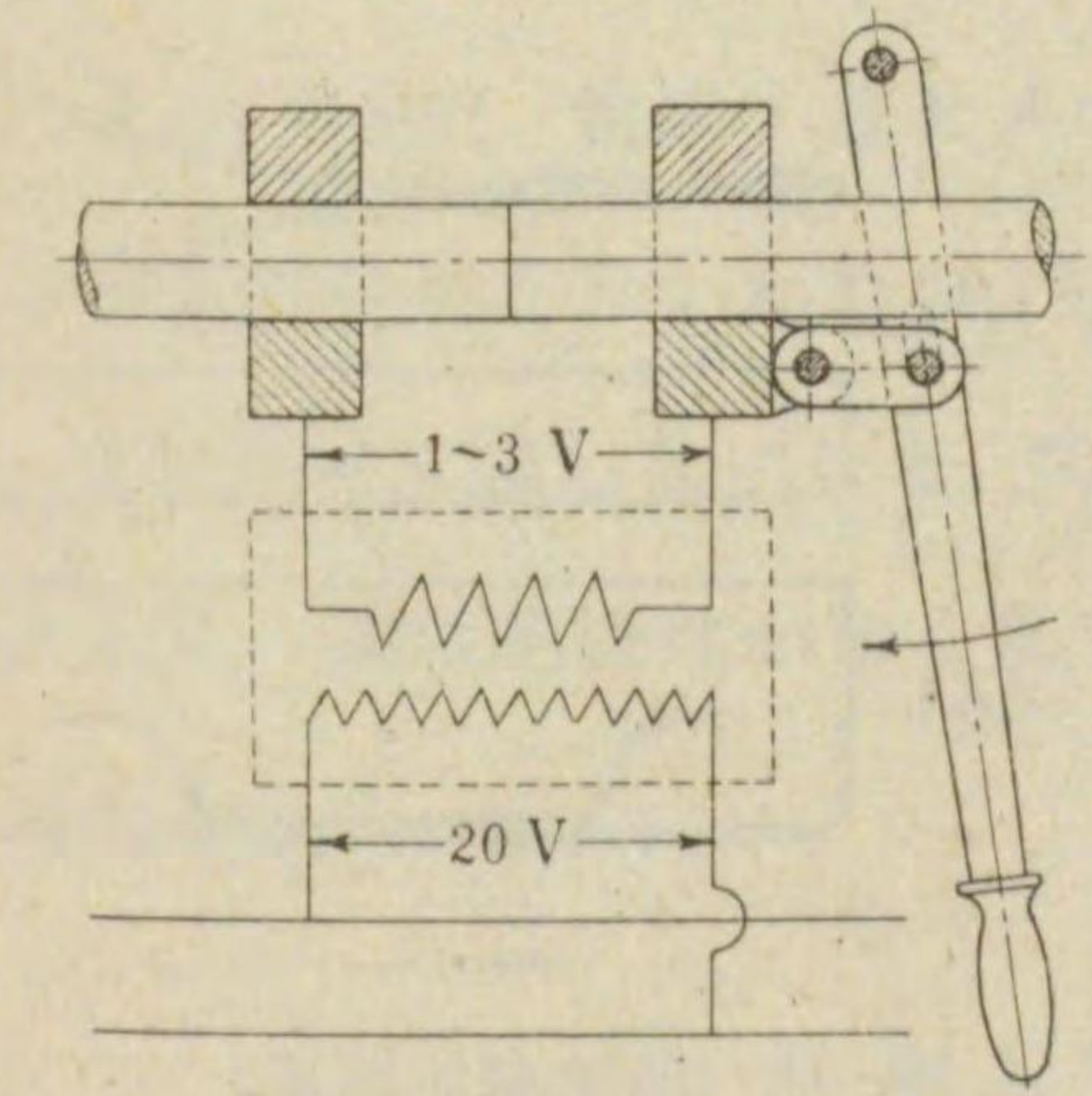


圖 311.1

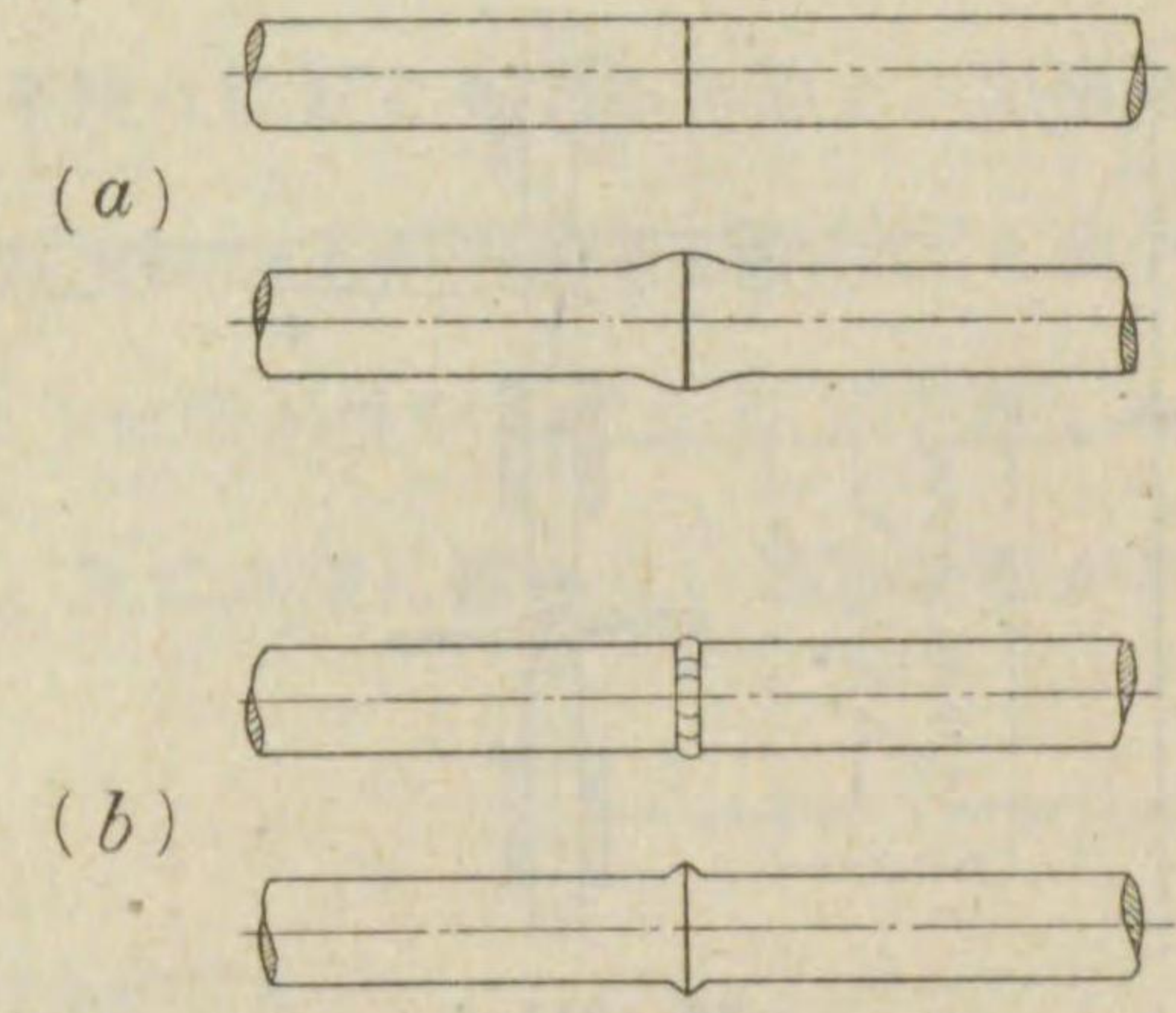


圖 311.2

接合部の種類、用途、及び必要なる強さ、割數などによつて、電気抵抗熔接法にも種々あるが、衝合熔接 (butt weld)、點熔接 (spot weld)、繼目熔接 (seam weld) などが屢々用ひられる。

熔接部には、完全な材料と、殆んど等しい強さをもたせ、切口も均齊である如くしたいから、熱が一様になる如く、設計せねばならぬ。

1. 衝合熔接 は圖 311・1 に示す要領によつて行はれる。而して接合面を始めから互に壓迫しながら電流を通ずる法と、壓力を生ずることなく、軽く接觸させ接合部が熔接温度になつたときに壓迫する方法との 2 種がある。前者が**アップセット** (upset) 法、後者が**フラッシュ** (flash) 法である。前者の方が廣く行はれるが、之によると、接合した後、接合部が膨らむ缺點がある (圖 311・2 a, b)

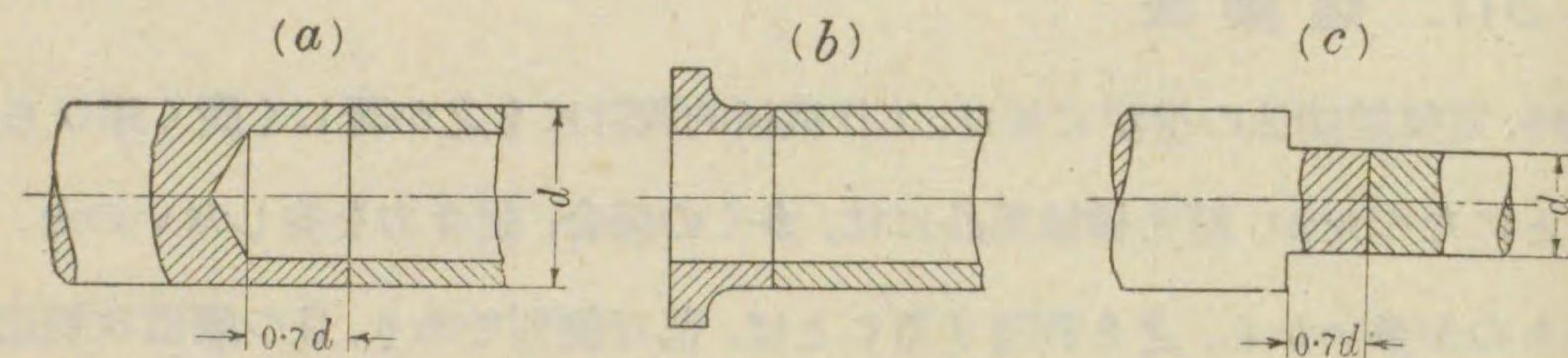


圖 311.3

圖 311・3 は簡單なる衝合熔接の 3 例である。

2. 點熔接 は圖 311・4 の要領によつて行はれる。その 2 例は圖 311・5 に示してある。點熔接はその操作が極めて容易であるから、利用する場合が多い。

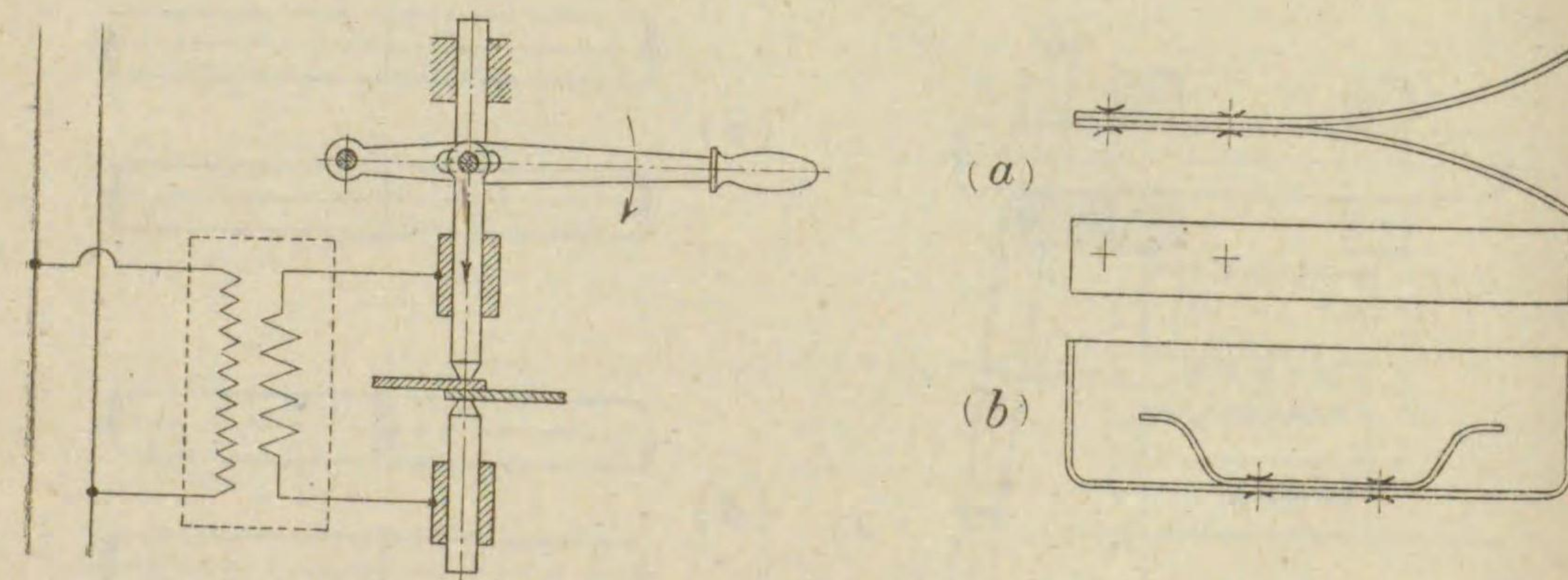


圖 311.4

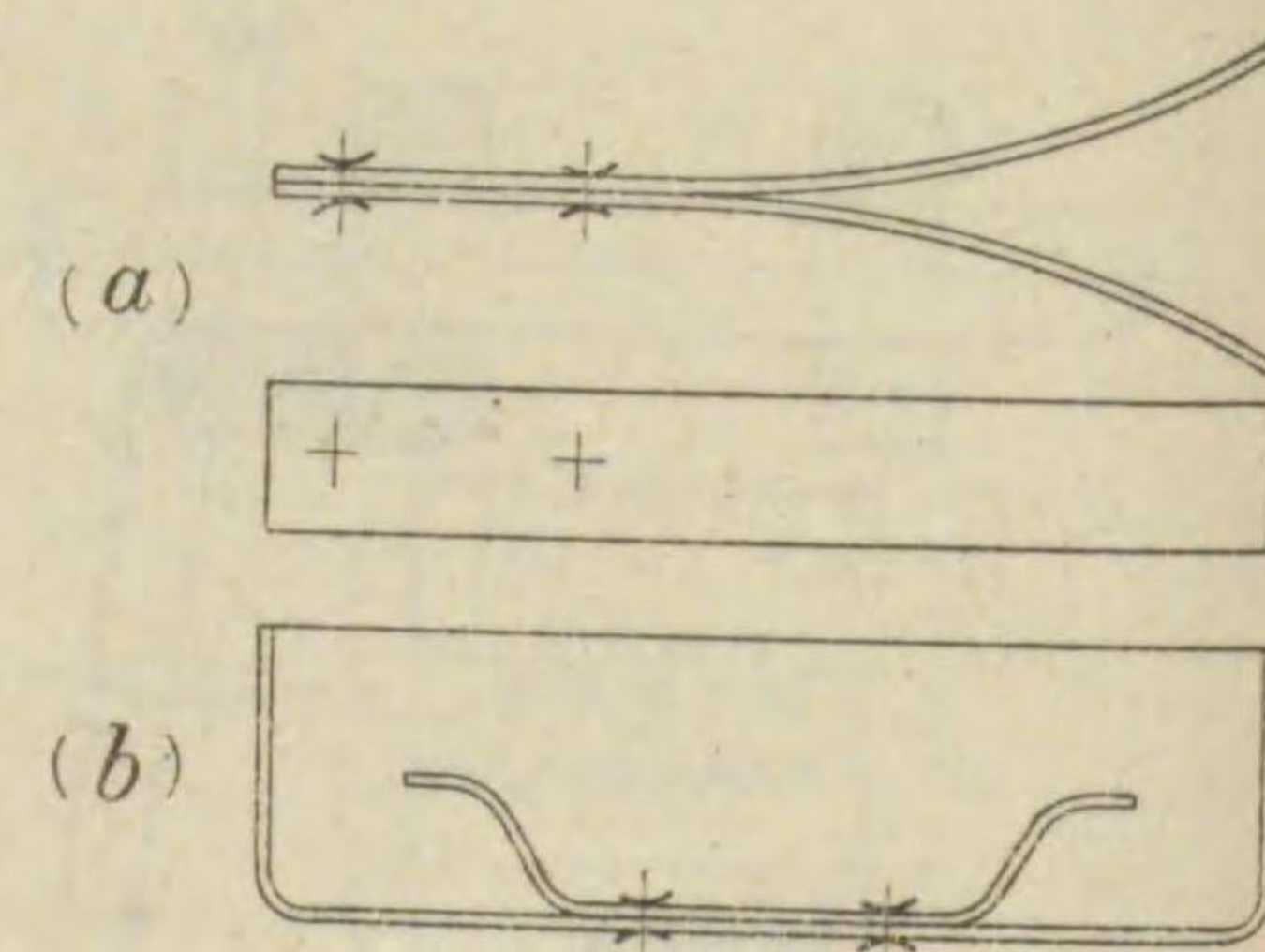


圖 311.5

3. 繼目熔接 は圖 311・6 に示す如くして行はれる。

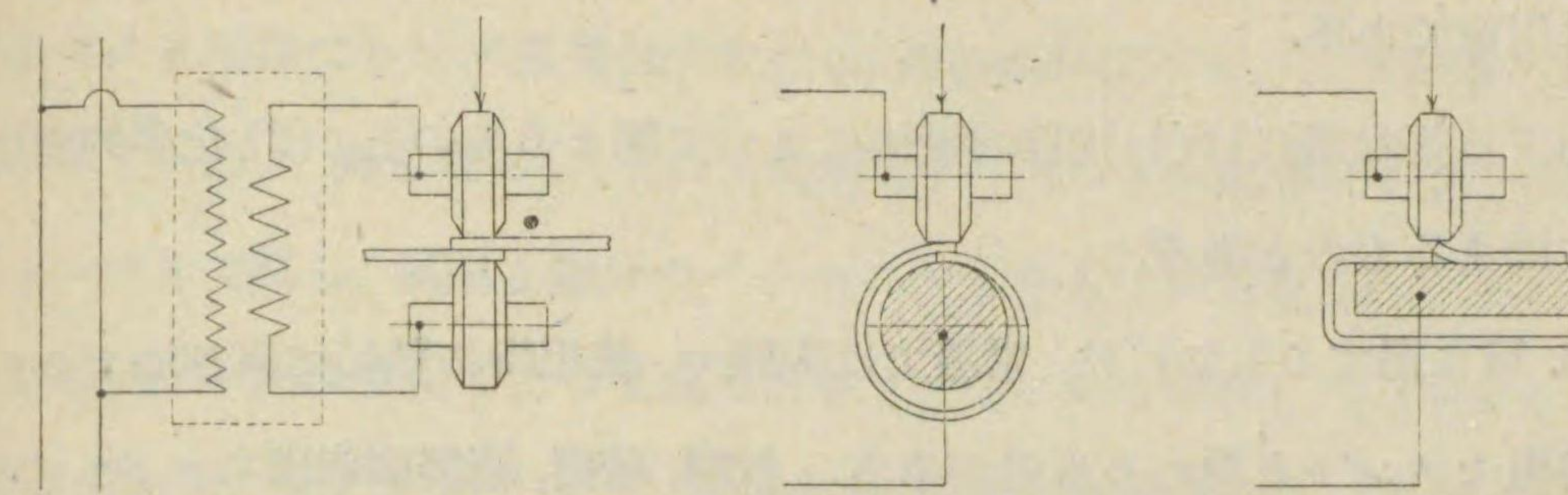


圖 311.6

§ 312. 鑷 着

鑷着 (soldering) は古來廣く行はれた固定接合法である。手際よく仕上るから、大量生産の場合に用ひて經濟的なこともある。

使用する鑷には、半太と硬鑷との 2 種がある。

半太は (30—90 % Zn+Pb) は 305°C 以下の熔融點を有し、硬鑷には銀鑷と眞鍮鑷とあり、その内銀鑷 (30 % Cu+25 % Zu+45 % Ag; 50 % Cu+46 % Zu+4 % Ag)⁽¹⁾ は 720°—855°C の熔融點を有す。又銀を含まざる硬鑷即ち眞鍮鑷 (42 % Cu+58 % Zn)⁽²⁾ は 820°—875°C の熔融點を有す。アルミニウムと鑄鐵とを除いた殆んど總ての金屬及合金は鑷着けすることが出来る。半太着は附着力が弱く、又附着したものに燒ニスを施すことが出来ない等の缺點がある。

§ 313. 接着法

接合劑を用ひて部品を附着することは、止むを得ない場合の外には行はれない。その理由は、使用するセメントが不快な性質を有するためと、出來た品物も手綺麗に仕上らないためと、も 1 つはセメントが固まるのに時間を要するから、流動作業に適しないこと、又セメントは吸濕性があつたり、油を透したりするため、或は絶縁性がなくなつたり、又は高温に耐へない等の缺點があるからである。

⁽¹⁾ ⁽²⁾ 種類は甚だ多いが、唯 1, 2 例だけを掲げた。

従つて、今ではレンズの附着、ランプのソケットをガラスと附着することなどが主な用途である。

使用する接合剤には(1)物理的變化によつて固まるものと、(2)化學的變化によつて固まるものとある。

第1種に屬するものには、常溫では固態で、使用時に熱して再び固まるもの所謂熔融セメントと稱へるものがある。封蠟、硫黃、精製樹脂即ちロジン(Colophonium)、蠟などがその例である。

此等の接合剤はアルコール溶液として用ひ、接合部を熱すると、アルコールは揮發し、接合剤は熔融し、冷却すると、接合の役するから便利である。

此の種の接合剤はランプのソケットを、ガラスと取附けるために用ひられる

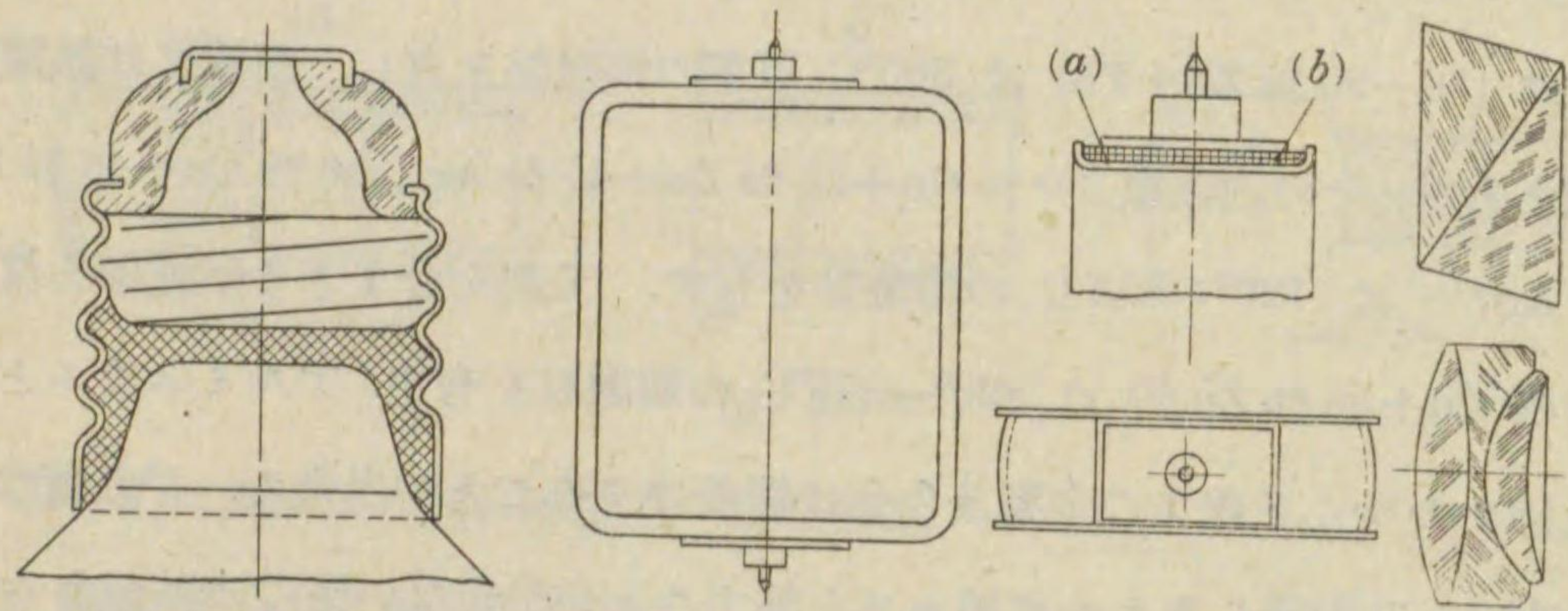


圖 313-1

圖 313-2

圖 313-3

(圖 313-1). それには、純白石膏とラックのアルコール溶液とを用ひ、又高温ランプでは、人工樹脂と鑛物質填充物とに、アルコールを加へたものを用ひる。何れの場合にも、接合剤は捏粉状にして入れ、ランプを嵌めてから熱するのである。

ラックのアルコール溶液は、電流計等の捲線枠に尖軸體 b (圖 313-2), を取附けるのに用ひる。此の場合には、捲線との間に紙の間座 a (圖 313-2), を入れる。

レンズの接合には昔からカナダバルサム (canada balsam) が用ひられてゐるが、特殊なレンズ又はプリズムでは屈折率の小さい人工樹脂が用ひられること

もある。

バルサムを用ひてレンズを接合するには、温めた鐵板上にレンズを置いて、温めたバルサムの1滴を垂らし、その上に接合すべきレンズを載せて廻しながら軽くコルク片で押し、氣泡と餘分のバルサムとを追出すのである。

第2種即ち化學變化によつて固まるセメントには、石膏、大理石セメント (marble cement) マグネシヤ・パテ (magnesia putty) 密陀僧パテ (litharge putty) などがある。

石膏は固まりが速過ぎるから、糊精 (dextrin) 又は明礬液を加へて、凝固時間を延ばすことが出来る。大理石セメントは石膏よりも固まるのが遅く、且つ質が密である。上述の溶液を加へると、矢張固まる時間が延びる。

此等の石膏と大理石セメントとは、常溫で且つ乾燥したところだけに用ひられる。金屬は侵さないが、水密性も油密性もない。

マグネシヤ・パテは硬く、丈夫であり、且つ油密性があるから、電氣器具には廣く用ひられる。併し金屬を酸化するから、豫め亞鉛メッキをして置かねばならぬ。

密陀僧パテは丈夫で、水密、油密等の性質を有し、全く中性であるから、金屬を侵すことはないが、唯有毒であるために、使用範囲が制限される。測定盒⁽¹⁾に毛細管を取附けたり、X線管に加熱管を取附けたりするのに使はれる。

§ 314. 埋込

埋込法は初め熔融状、又は可塑性状にある物質の中に、他の種の材料を嵌め、凝固してから、両者が完全に連絡されて、永久的結合を成形する方法である。

埋込まんとする部分を取圍む材料が機械の構成部品を成形する場合には、それを直接埋込と稱へる。精密機械では、金屬品をダイカストで直接に金屬に鑄込んだり、又は絶緣材料中にターミナルを埋込み、又はガラスに金屬片を埋込む

⁽¹⁾ 第6篇擴大装置. 圖 618-1 参照.

が如きその例である。

然るに、埋込まんとする部品の周囲を取囲む材料が単に膠着材として、兩機材間に存在する如き場合には之を**間接埋込**と稱へ、陶器、大理石、石盤石などに金屬片を埋込む場合に用ふる方法である。

埋込の目的は接合劑の如き特別な材料を省約して、簡単に結合しようとするのである。絶縁材では、金屬部品を直接埋込んで、手數と、材料と、重量とを、著しく軽減することが出来る。

埋込法を分類すると、次の3つの場合となる。

1. 金屬又は絶縁材料中に金屬片の直接埋込
2. ガラスに金屬片の直接埋込
3. 陶器、大理石、石盤石等に金屬片の間接埋込

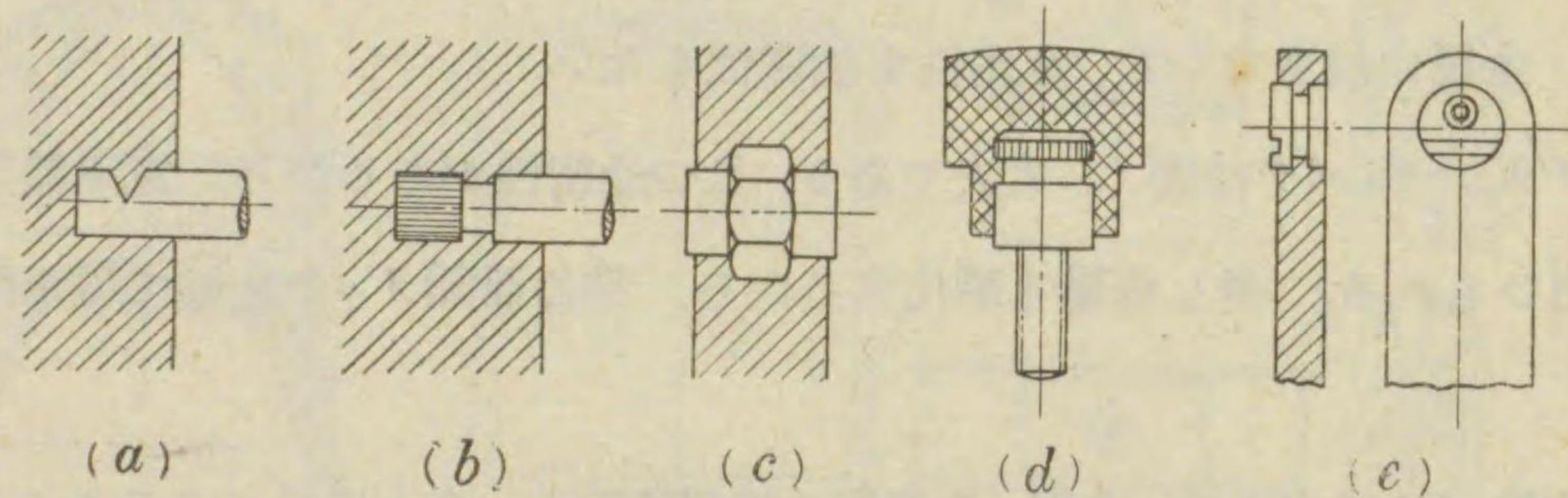


圖 314

金屬に他の金屬を埋込むには、鑄物を作るときに埋込まんとする金屬片を鑄型の中に入れて置けば良い。近時ダイカストの發達によつて、此の方法は廣く行はれてゐる (§ 115 参照)。

絶縁材料の場合には、例へばベークライトの如きものを熔融せしめるとき型の一部に埋込むべき金屬片を豫め嵌めて置くのである。

ガラスに金屬を埋込むことは、電球に於て古くから行はれてゐるが、氣密にするには、ガラスと同じ膨脹係數をもち、且つ酸化されない金屬でなければならぬ。そのために、昔は専ら白金を鉛ガラス所謂チューリング・ガラスに對して用ひたが近頃は、その代用品として各種の合金が利用されてゐる。

間接埋込法には前述の接着法に於て述べた方法がそのまま利用される。

圖 314 は各種埋込の簡單なる例を示す。埋込まるべき金屬片は廻ること、抜けること等に對して安全なために、凹み、ギザギザ等((a) (b) (c))を設ける必要がある。(d)は絶縁材料を以て頭部を作つたねぢで、(e)は黃銅金物を鑄込んだダイカスト製品である。

§ 315. 鉄 締

鉄締は一般機械に最も廣く行はれる固定法であるが、精密機械にも屢々用ひられる。その方法は實體鉄締を用ふるのと、中空鉄締を用ふる場合とある。而して精密機械に於ては、金屬同志を固着することも勿論あるが、金屬と非金屬、例へばファイバー、ベークライト紙、皮革、リノリウムなどを接合する場合、又は非金屬同志を接合する場合が相當にある。此等の場合には中空鉄締を用ふる。しかし金屬同志の場合でも、鉄締めのため破損の恐れある場合には、中空鉄締を利用した方が良い。

又非金屬同志を接合するには、座金を用ふる必要がある。

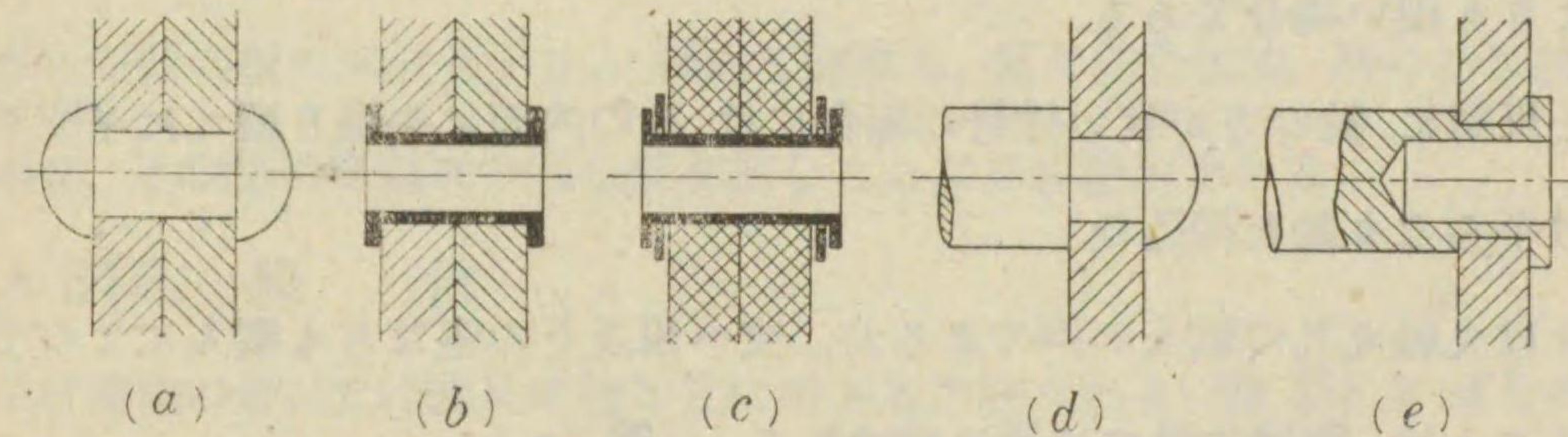


圖 315

圖 315 は此等の場合を示す。(a)は實體鉄締、(b)は中空鉄締、(c)は座金つき中空鉄締を示し、(d)及(e)は軸又は棒を直接板に固定する方法で、一般機械には殆んど用ひられない方法で、經濟的手段である。

§ 316. 壓入と鍛緊

2 部品を固定する方法の内、重要な手段に壓入と鍛緊(せめ)とがある。壓入は軸徑が孔徑よりも大きく、強制的に壓込む方法、鍛緊は孔よりも小さい軸を嵌め、

軸を膨らませるか又は孔を縮ませて、緊着する方法である。

圖 316 に此等の簡単な場合を示す。

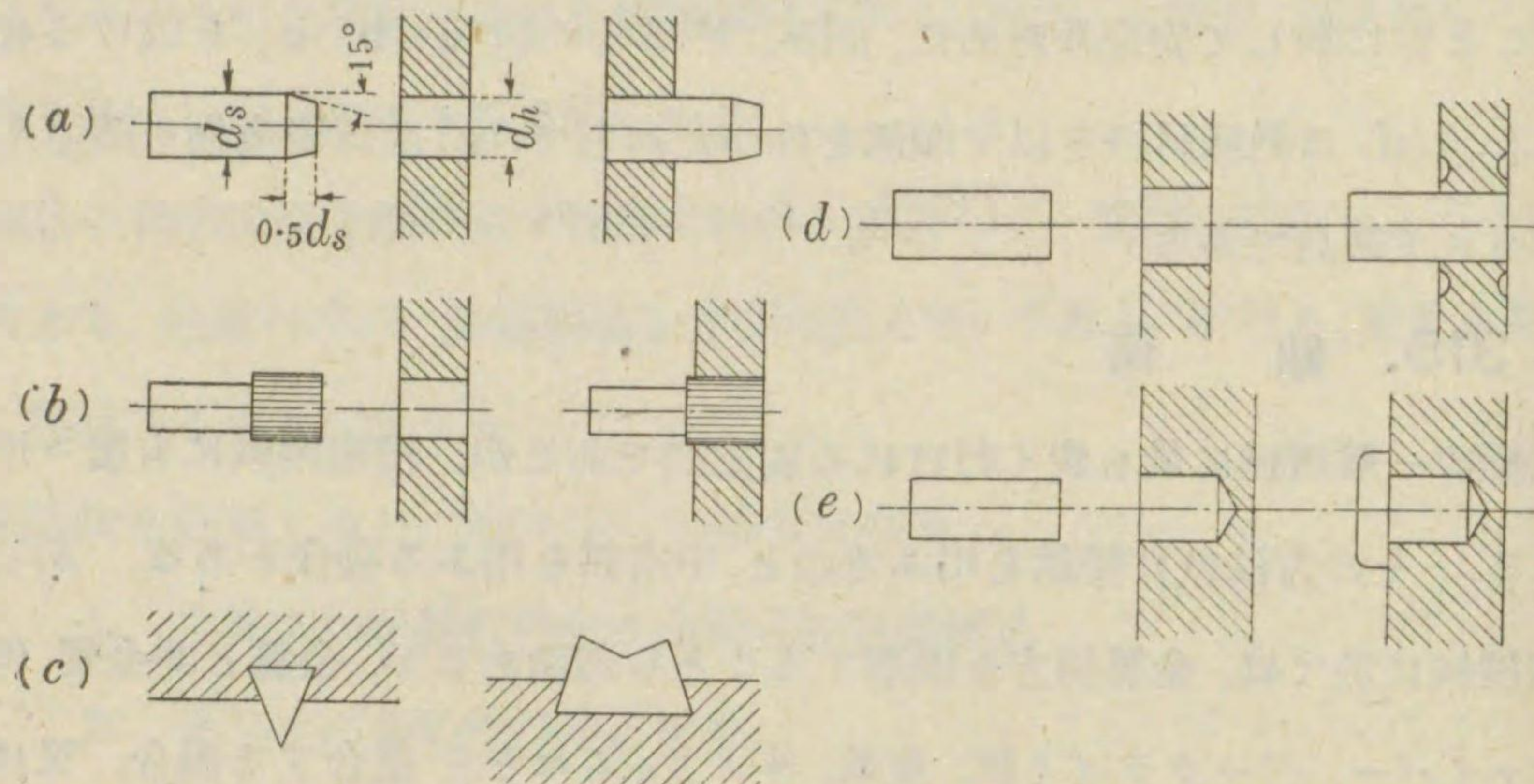


圖 316

(a) は強壓入嵌合の場合で、大體表 316 の如き寸法で孔軸を仕上げ締代を興へる。

(b) は軸にギザギザをつけ孔よりも大きい軸を押込むので、軸の材料が孔の材料よりも硬い場合である。

之と反対に、軸の方が軟い材料の場合には、孔の内面に矢張り縦てにギザギザをつけ平らな丸軸を押込む。

以上は丸軸丸孔の壓入の例であるが、支へ双及其座なども壓入によつて固定することは、衝機に於ては屢に行はれる。(圖 (c))

表 316 締代

| | | | | | | | | | |
|-----------|------|------|------|------|------|------|------|-----|-----|
| 軸 徑 d_s | 0.8 | 1 | 1.25 | 2 | 2.5 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| 孔 徑 d_h | 0.75 | 0.95 | 1.2 | 1.95 | 2.45 | 2.95 | 3.95 | 4.9 | 5.9 |

(d) は孔徑が軸徑よりも大きい場合で、孔の方を周圍から變形させて軸と緊着させる方法で、孔材料の方が軟かい場合である。

(e) は (d) と反対に、軸を膨らませて緊着したのである。

(d) (e) が所謂鍛緊である。

§ 317. 押擴げ固定結合法

此の方法の要領は圖 317-1 に示してある如く、溝に薄板を固定する場合に、板を (a) の如く、曲げておいて、角に力を與へて變形させるのである。板の長さを適當にして置けば、(b) に示す如く、完全に固定することが出来る。

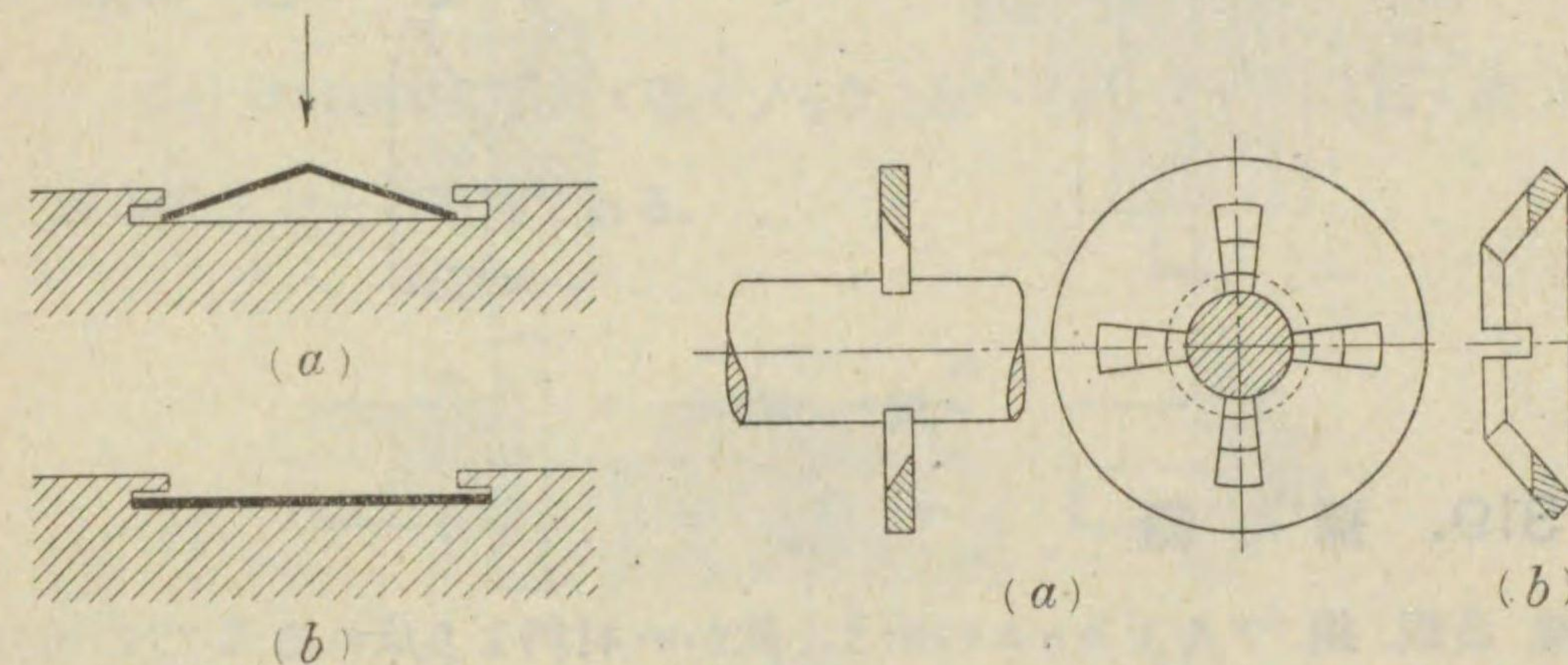


圖 317-1

圖 317-2

圖 317-2 は軸の溝に圓板を固定する場合を示し、(a) は嵌めたときの状、(b) は嵌める前の板の形狀を示す。極めて簡単な、強き結合法で、斯の如き枚 2 板を用ひ、その間に電動機の鐵心板を挟むことなどに應用される。

§ 318. 縁 付

主に薄肉の管、又は罐又は箱などに用ふる方法である。圖 318-1 はその例である。

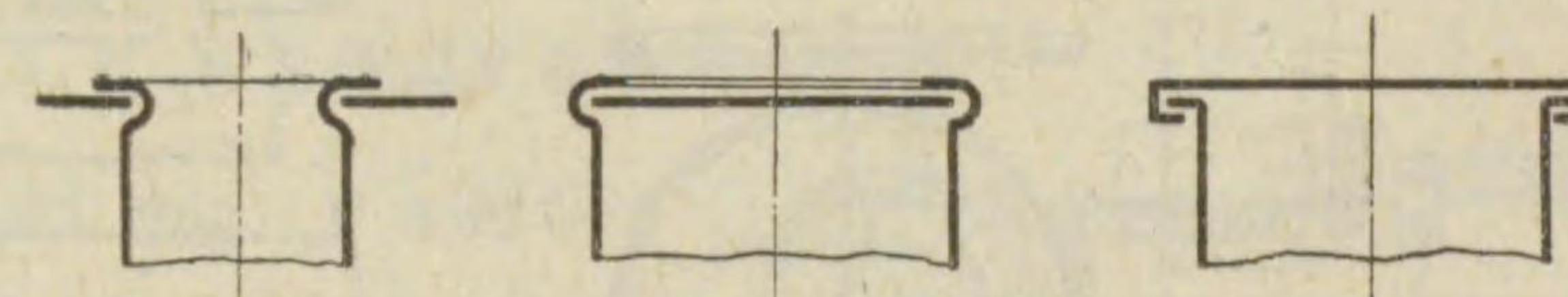


圖 318-1

寶石軸受の取付にも之れと同様の方法が行はれる。(圖 318-2, a, b)

圖 318-2 (c) は時計用齒車の小齒輪を心棒に取付ける方法を示し、(d) は軸端に球を固定する縁付を示す。

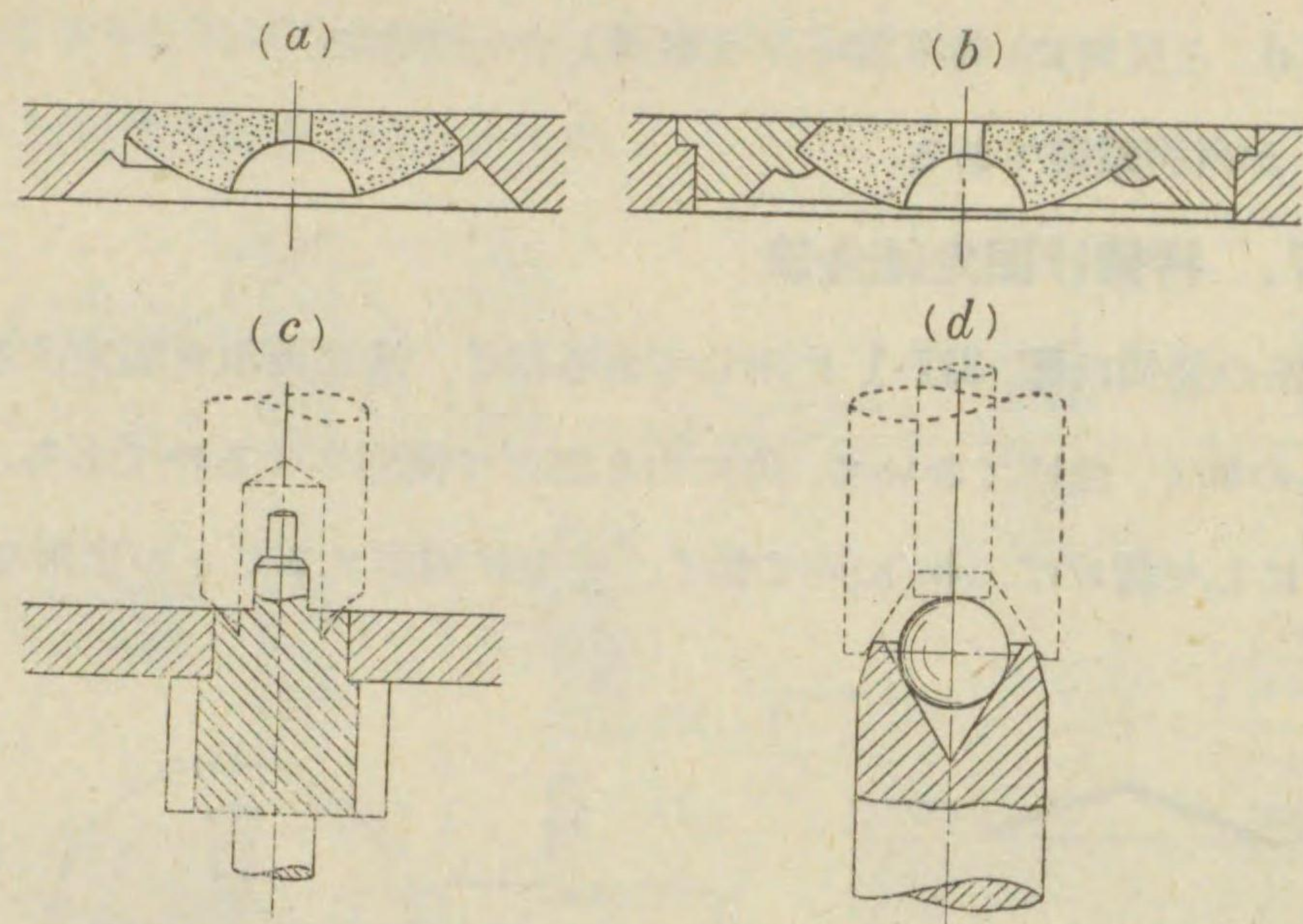


圖 318.2

§ 319. 補綴

軟鐵, 黄銅, 銅, アルミニウムの如き, 軟かい材料より成れる 2 つの部分
互に接合する方法の 1 に補綴法がある. 之は古來玩具工業に廣く用ひられたも
ので, 最も經濟的な結合法である.

圖 319 はその例を示す. (a) は綴合せて罐を作る法を示し, (b) は筒に底を
つける方法を示す. 此等は補綴部を直角に折曲げたものであるが, (c) は横に折
曲げて綴る法を示す.

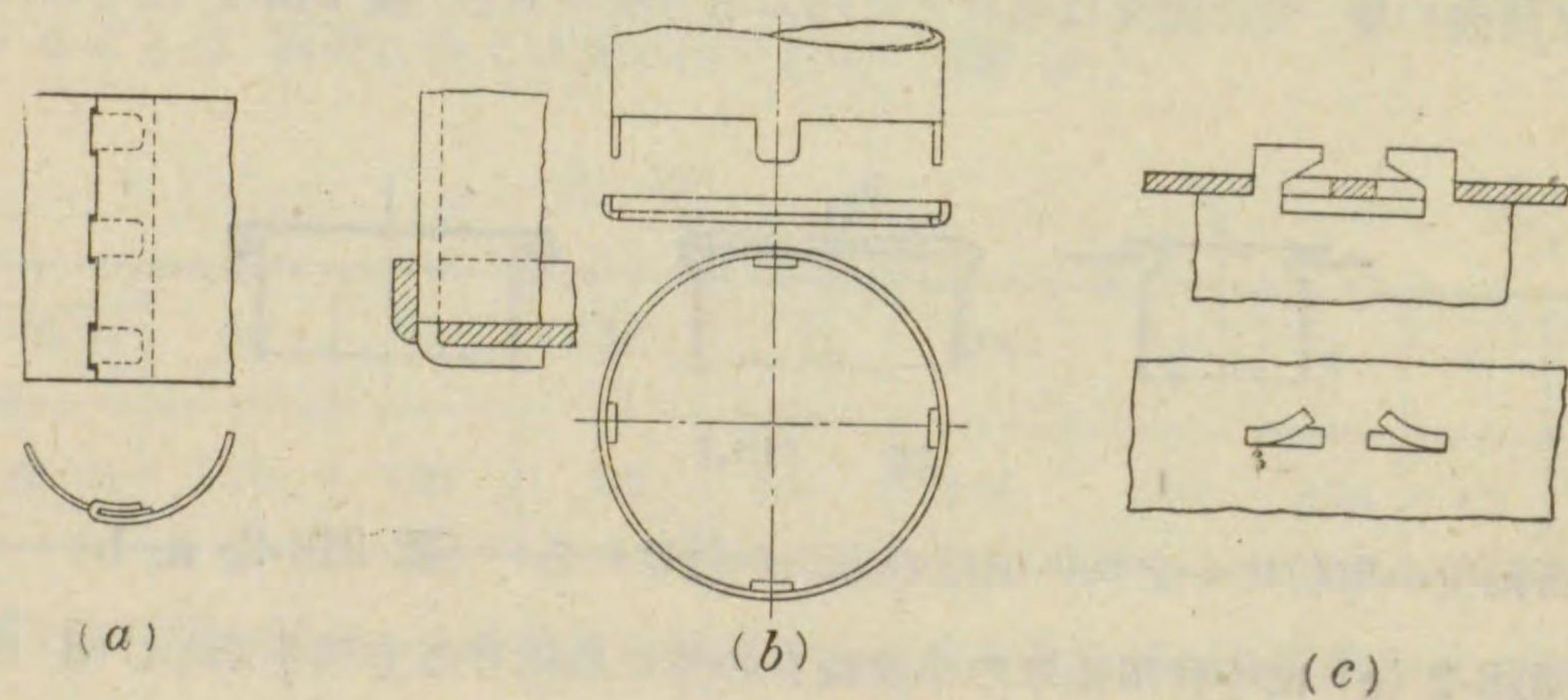


圖 319

第2章 可脱接合

可脱接合に用ふる主なる機構は, ピン, ねぢ, 締付器, 及鉸劍接合の 4 種であ
る. 以下その大要を述べる.

§ 321. ピン

ピン (pin) は我國工人間にて弘くノックと稱へられ, その用途は大體 3 種あ
る. 圖 321.1 はその略圖である.

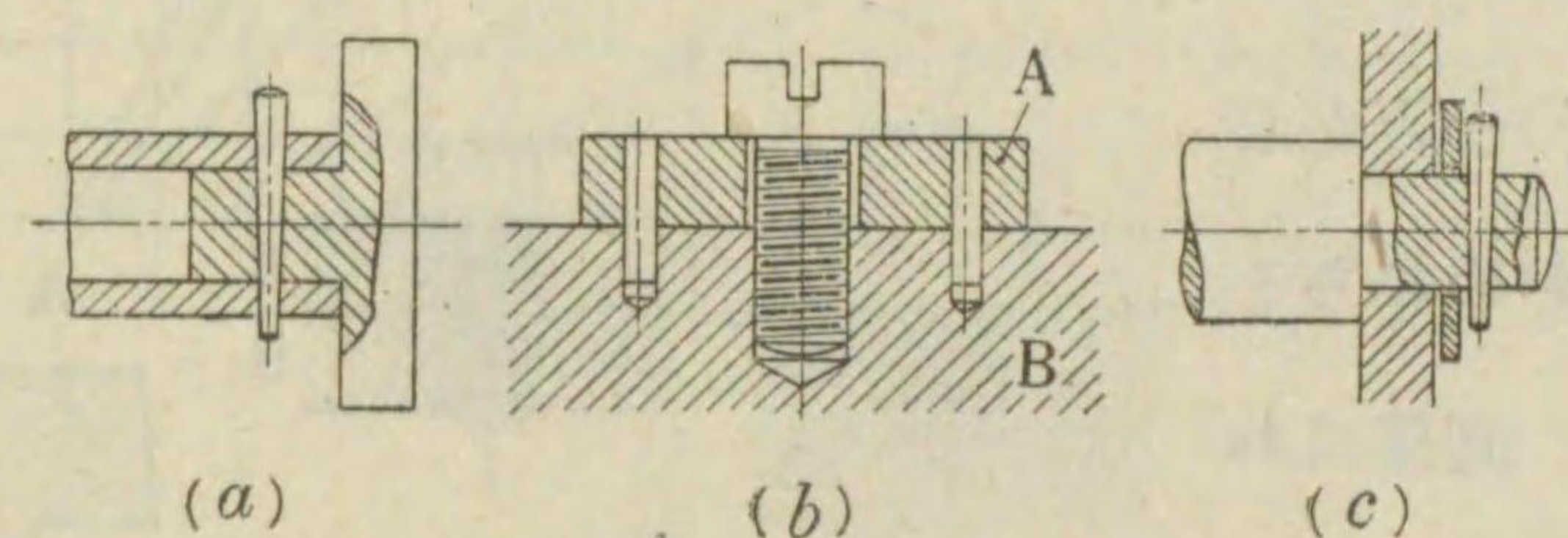


圖 321.1

(a) は 2 つのリンクをピンで連結したもの, (b) は A を B に對して, 正し
い位置に固定するために 2 本のピンを使つたもの, (c) は孔に嵌つた軸頸が抜
けないやうに止めてゐるものである.

ピンには圓錐ピン, 圓嚙ピン, 及割ピンの 3 種がある. 而して割ピンは装嵌
後端末を開かせて, 脱落を防止するに用ひる.

又ピンの變形には環状をしたものが屢々用ひられる. 圖 321.2 はその 1 例

で, リンク A に B を固定するの
に, 割環 (split ring) P が用ひて
ある. B を強く引くと, P は A の
溝の肩によつて押縮められて, A
の中を滑ることが出来る. 若し 2

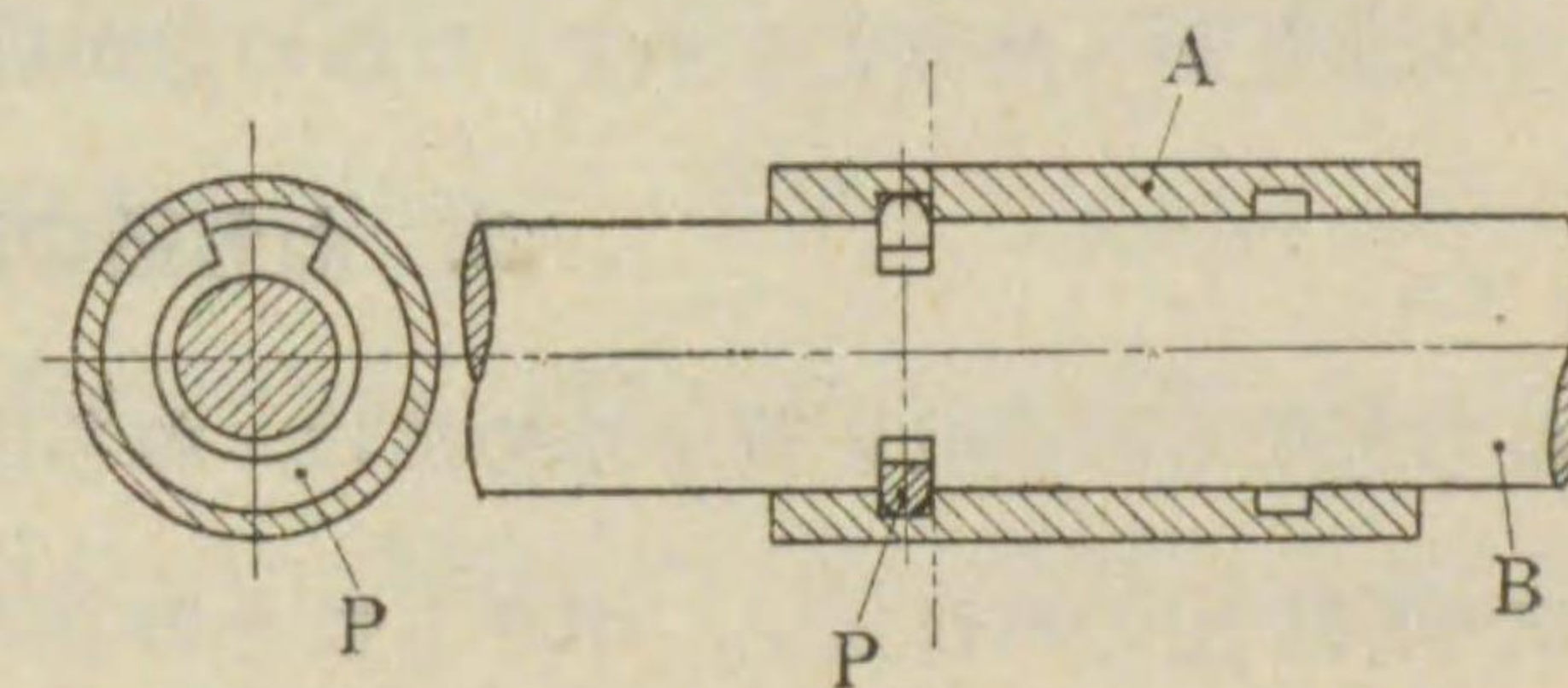


圖 321.2

つの位置に調整する必要があるれば, A に 2 つの溝を切つて置けば佳い.

§ 322. ねぢ結合

1. 總説

可脱接合に用ふる手段の内ねぢは最も普通のものである。而してそのリンクの材料や、使用の場所によつて、種々の型式がある。然るにねぢは作ることが決して容易でない。従つて廉價な接合法でないのと、振動の働く場合には、弛みを生じ、更に又脱落することがあるから、なるべくは避けた方が佳いのであるが、しかもねぢによるより外に方法のない場合が甚だ多い。

ねぢを用ひて、2つの材を互に固定する場合は凡そ3種に分けることが出来る。圖 322.1 は之を示す。

(a) は A, B の一方がねぢをもち、B がめねぢをもつてゐるから、直接にねぢつけることが出来る。之を**直接法**といふ。

(b) は A, B の一方がめねぢをもつてゐるから、ボ

ルトを使つて緊附けることが出来る。之を**半直接法**といふ。

(c) は A, B 何れも雌雄のねぢをもち得ないから、ボルトを B に取付け、ナットを使つて緊附けるのである。之を**間接法**といふ。(圖 (a) (b) の下圖はねぢの表現法をかへた方式を示す、これの方が近代法である。)

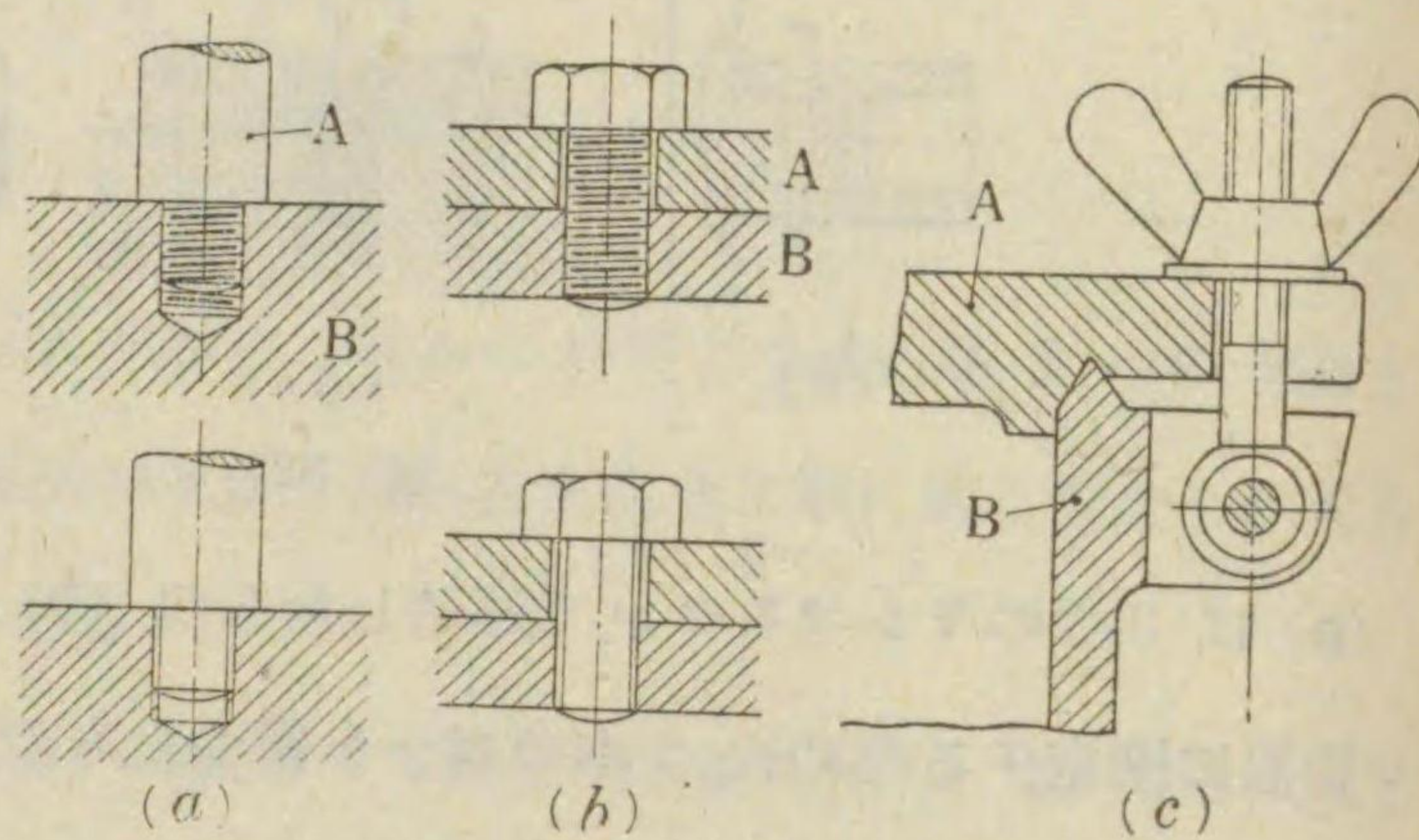


圖 322.1

2. ねぢ込の深さ

ねぢを最も經濟的に使ふためには、ねぢ山が切れると同時にボルトが切れる様に寸法を定めれば良い。ボルトはその谷の徑に相當する面積で引張力に抵抗し、ねぢ山は剪斷力で抵抗するのであるから、ボルトを深くねぢ孔にねぢ込むと、ねぢ山の抵抗力は増すが、引張力は増さない。それ故ねぢ込む深さは、ボ

ルトの材料が一定ならば、その徑と孔をもつ材料と、によつて定めるべきである。例へば鋼製ボルトは、鋼孔に於けるよりも、アルミニウム孔に、深くねぢ込まねばならない。

之について、Siemens & Halske 社で行つた實驗の結果が圖 322.2 に示してある。

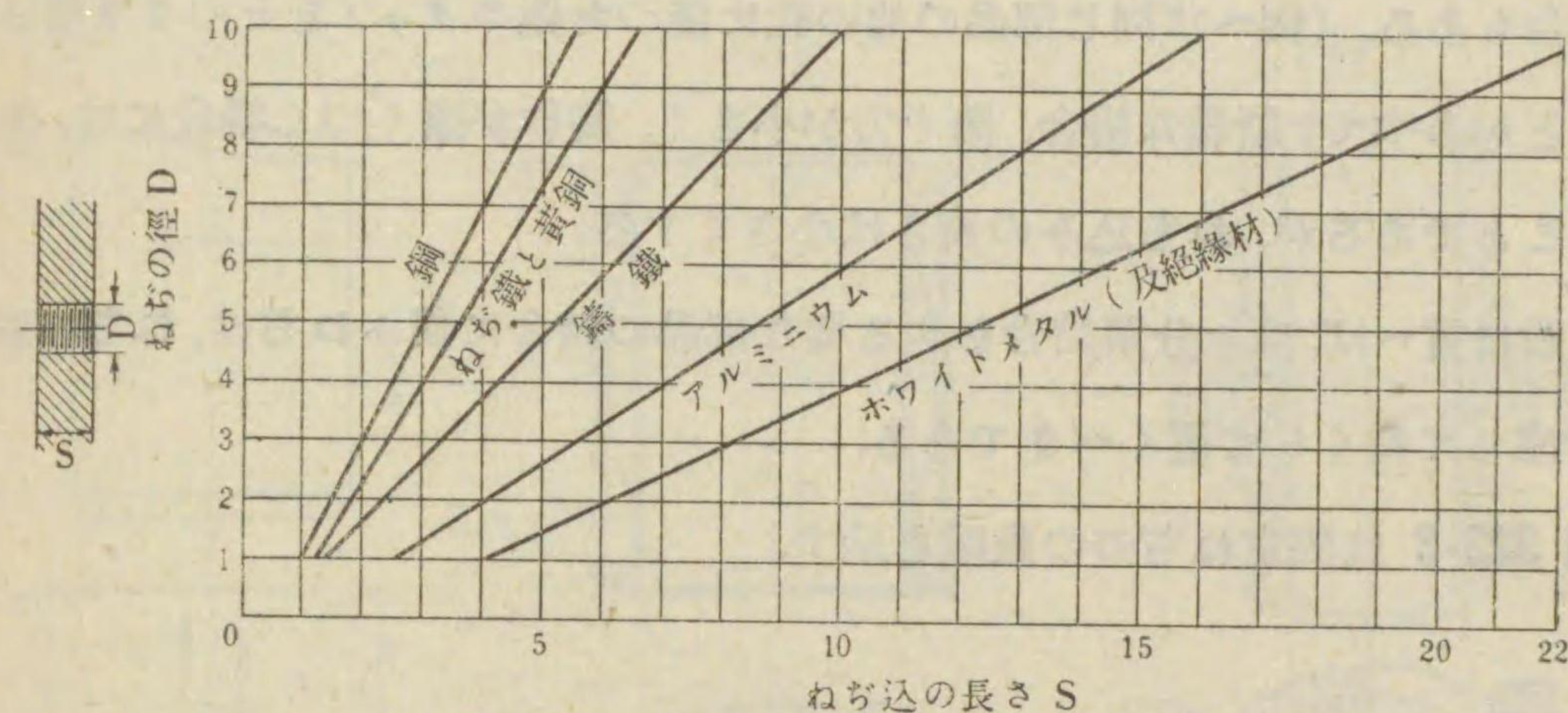


圖 322.2

此の實驗は引張力 55 乃至 65 kg/mm^2 の鋼製ボルトを用ひ、相手のナット材料を色々にかへて行つたのである。而して夫等材料の張力は 5.5 乃至 75 kg/mm^2 の範圍になつてゐた。實驗の結果はバラバラであつたのを、平均して整理した結果が圖の如きものであるから、大略の關係を示すものと思ふべきである。

此の圖によれば、外徑 7 mm の鋼製ボルトは、鋼板に約 4 mm ねぢ込めれば良いが、アルミニウムには、11.5 mm ねぢ込めねばならぬといふことが判る。

此の研究は鋼ボルトに關して行はれたのであるが、併し例へば黄銅又はアルミニウムボルトのねぢ込長を見出すにも使へる。黄銅ねぢのねぢ込み長は、ねぢ鐵及黄銅對する線で読み、アルミニウムねぢはアルミニウム對する線で読み、併し黄銅ボルトが、アルミニウムの中にねぢ込まれる場合には、アルミニウム對する線を用ひねばならぬ。

此の線圖はねぢの強さを充分に利用する場合に役立つのであるが、働く力の弱いときには、精密な計算は餘計なことである。実際上には、黄銅又はねぢ鐵製のねぢを、黄銅又は鋼にねぢ込む場合には、ねぢ込みの長さは、ねぢの外徑と等しくしてゐる。

又めねぢを刻む部品の厚さが與へられ、特別の理由から、ねぢの徑の大きい様な場合もある。(例へば同じ部品の他の孔に使つた錐ヤタップをそのまま使ひたいことがあつて)斯様な場合、働く力が小さく、製作が廉くつく場合には、無意味なことであるが、ねぢ込みの長さは小さくする。

一般に言へば、度々分解結合をする様な部品の結合に使ふねぢは、ねぢの磨損を考慮して長くして置くべきである。

圖 322-3 は固定ねぢのの數種を示す。

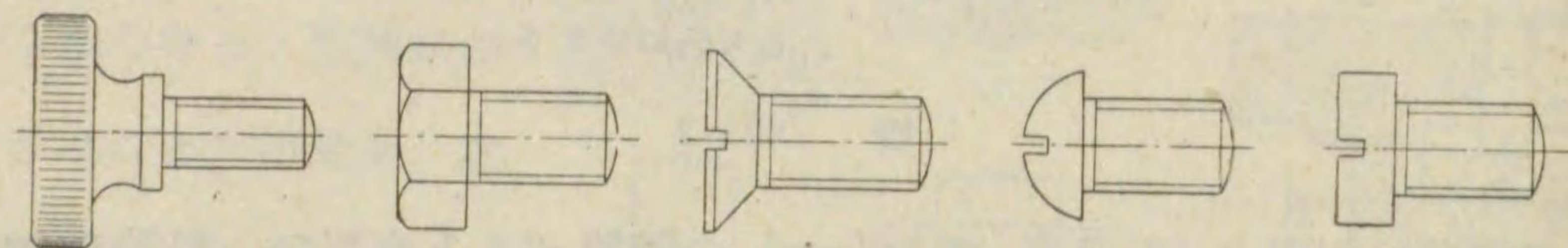


圖 322-3

3. 補強

ねぢを切るには、薄過ぎて、どうにもならない場合がある。斯様なときは、補強をする必要がある。その數例が圖 322-4 に示して

最も簡単な場合は、接合部に鐵を流すか又は、ラックを塗つて補強する。弱電流用の器具には、ねぢを用ふる代りに廉價な他の手段による方が佳い、締付又は銃劍接合もその1つである。

ねぢの一般性質は後に述べる。

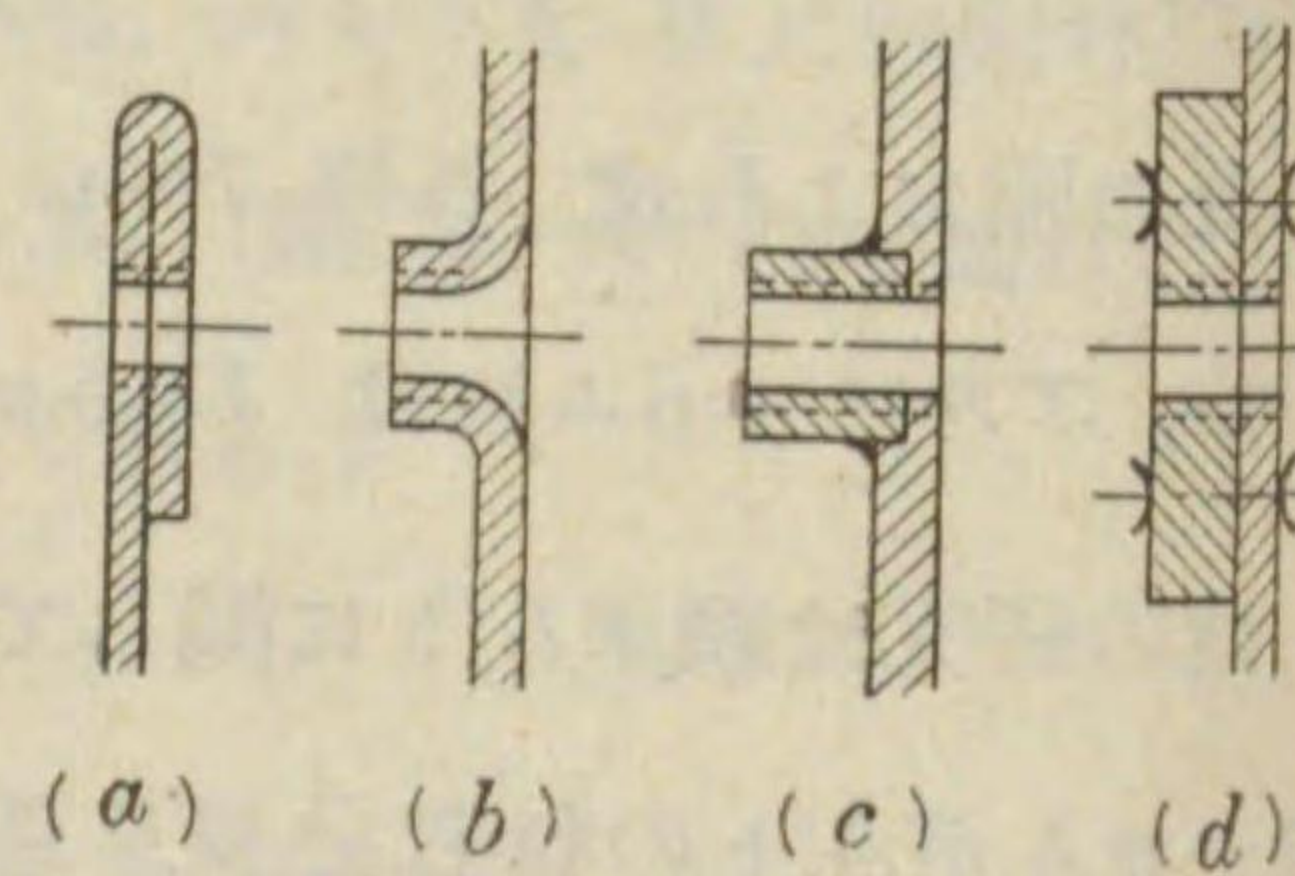


圖 322-4

§. 323. 銃劍接合

之は昔、銃に劍 (bayonet) を取付けるに用ひたために此の名がある。而して一方を他に押込んで廻すと、接合させることが出来る仕掛である。

簡單にして安全なる手段であるために、實に多くの變形がある。

圖 323 はその簡單なる 3 例である。(a) は管に棒を接合する場合、管に L 字

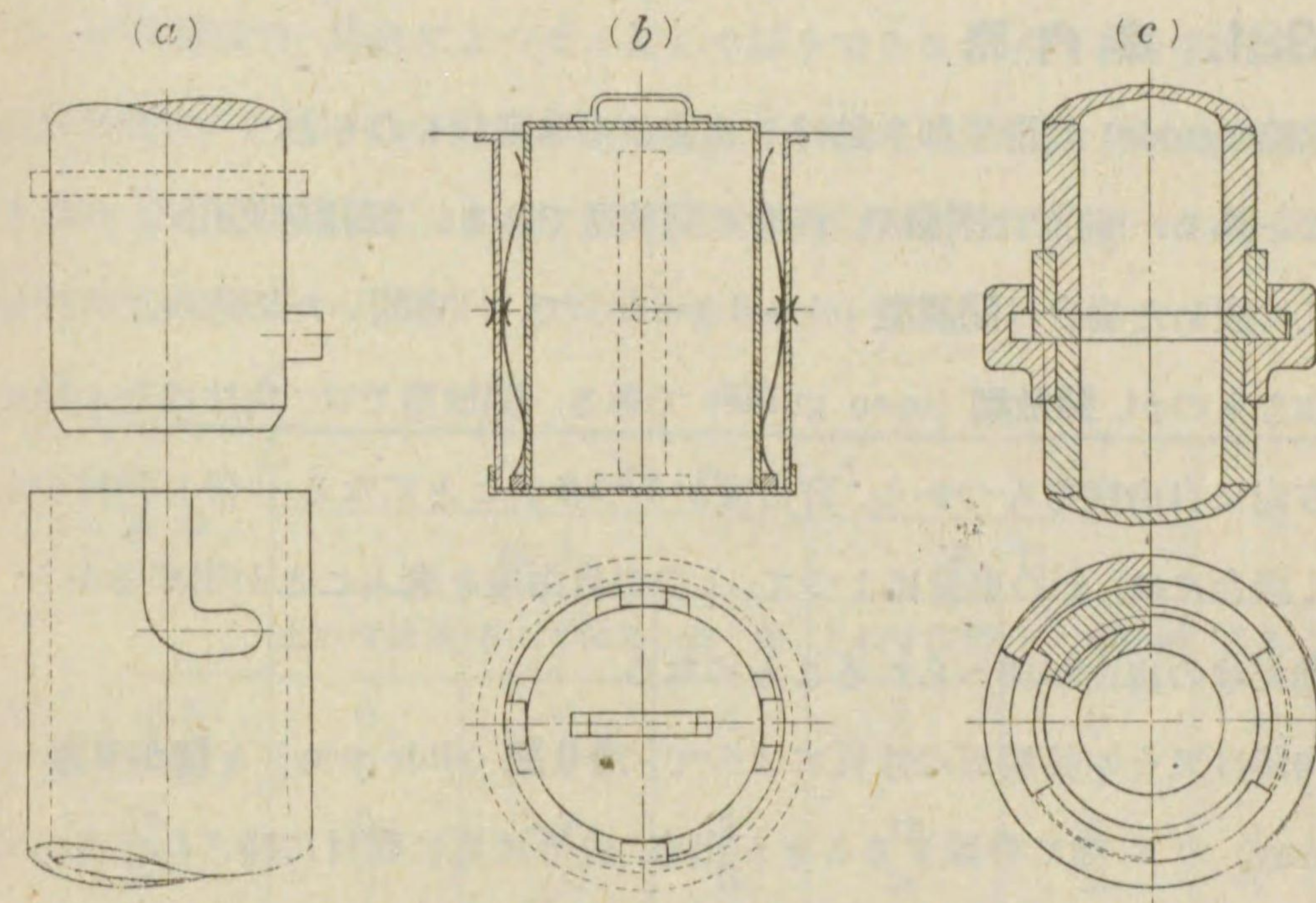


圖 323

形の切込を作り、棒にピンを嵌めたものである。而して假りに棒が栓の如き役目をするときには、フレンジをつけ、廻したときに、緊密にするために、Lの水平部を斜面にすることが出来る。

(b) はポケットに罐を入れて抜けなくするに用ひた例で、罐が左右に動くことを止めるためのばねの端と、罐の斷隔フレンジとを用ひたものである。

(c) はパイプの接合に用ひた例で、一方の管は斷隔フレンジを有し、他の管の斷隔頭と作動するのである。此の場合接合を緊密にするためには、兩斷隔部の接動面を斜面にして置けば良い。

第3章 可動接合

可動接合は運動の性質から、滑りと廻轉とに分けられ、前者の場合を案内路、後者を軸受といふ。

§ 331. 案内路

案内路 (guide) は滑子即ち動材を4方から取囲むものもと、一方だけは開いたものとある。前者は閉鎖型、後者は開放型である。圓柱を丸孔に、角柱を4角な孔に嵌めた場合は閉鎖型 (closed guide) で、一方開いた切込みに角柱を嵌めた如きものが、開放型 (open guide) である。開放型では、角柱はその軸に直角な方向に自由度をもつから、自由度が1つ多いことになる。併し動材が水平に動く場合には、その重量によつて、1つの自由度を奪ふことが出来るから、直線運動だけの自由が與へられることになる。

案内路は又その接觸面の性質によつて、滑り路 (slide way) と轉がり路 (rolling way) の2種に分類することが出来、夫等は更に動材に残された自由度及面の性質によつて分類することが出来る。

滑り路

圓嚙面を接面とするもの

縦動と廻轉とをなし得るもの

縦動のみをなし得るもの

平面で接動するもの

閉鎖型

開放型

轉がり路

嚙面上を轉がるもの

縦動と廻轉をなし得るもの

縦動のみをなし得るもの

平面上を轉がるもの

轉がり材上を動くもの

§ 332. 滑り路

滑り路の精度は、場合によつて甚しく區々である。滑り路が圓孔の場合には限界ゲージを利用して作ると甚だ有利であるが、その場合には嵌合規格を利用する。日本標準規格によれば、1級以下4級の滑合が、今吾々の場合の標準となるものである。1級だけを表示すると

表 332

| 徑の區分 mm | 滑合 (H_1/h_1) | | | | | 隙間 | |
|------------|------------------|-------|----|---------|-------|----|----|
| | 軸 h_1 | | | 孔 H_1 | | 最小 | 最大 |
| | 上の寸法差 | 下の寸法差 | 公差 | 上の寸法差 | 下の寸法差 | | |
| 3以上6以下 | 0 | -6 | 6 | 8 | 0 | 0 | 14 |
| 6を超え10以下 | 0 | -7 | 7 | 10 | 0 | 0 | 17 |
| 10 18 | 0 | -9 | 9 | 12 | 0 | 0 | 21 |
| 18 30 | 0 | -11 | 11 | 14 | 0 | 0 | 25 |
| 30 50 | 0 | -13 | 13 | 17 | 0 | 0 | 30 |

§ 333. 案内の摩擦

圖 333.1 は上下の案内溝に棒又は類似のものが嵌つた状態を示す。棒の直徑又は高さを b 、溝の長さを l とする。

棒の末端に F なる力が斜に働く、而してその傾斜角は θ である。従つて F の分力 H と V とは次式で表はされる。

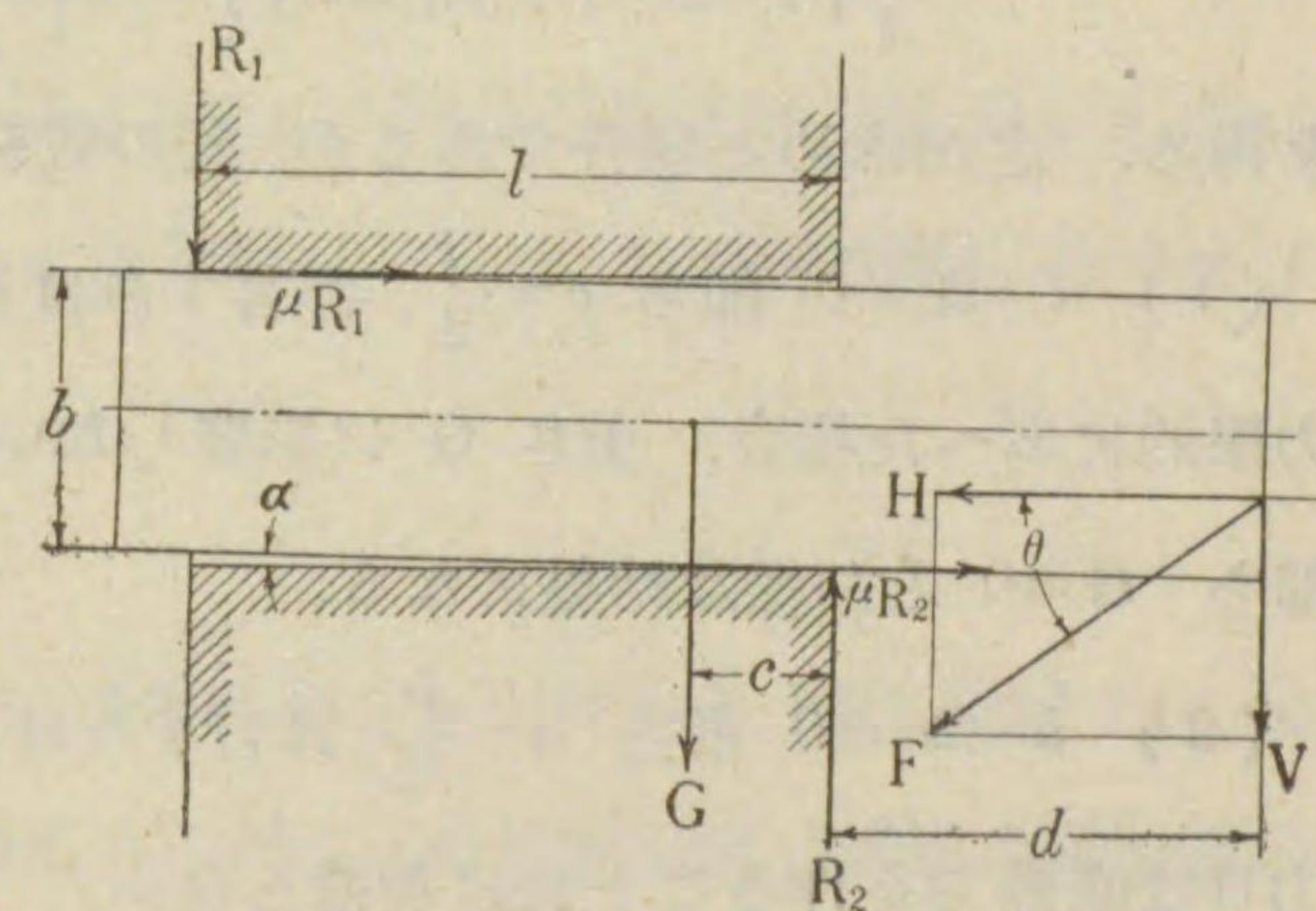


圖 333.1

$$H = F \cos \theta, \quad V = F \sin \theta \dots\dots\dots(1)$$

さて垂直分力 V が働くかめに、棒は溝の中で少しく傾き、棒は溝の両端で支へられ、反動 R₁ と R₂ とを受けることになる。棒には、別にその重さ G が働いてゐる。

今此の状況で水平力 H が何程であれば、棒は押込まれるかを求めてみる。

それには先づ R₁ と R₂ とを求めねばならぬ。それは R₁ 及 R₂ の作用する點の周りに於ける力の能を求めれば容易に見出すことが出来る。

$$\left. \begin{aligned} R_1 &= \frac{1}{l} \{-cG - (b-a)H + dV\} \\ R_2 &= \frac{1}{l} \{(l-c)G + aH + (l+d)V\} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(2)$$

棒が左の方に押込まれるには、接觸部の摩擦力に、水平力 H が打勝てば足るのである。而して摩擦力は、摩擦係数を μ とすれば μ(R₁+R₂) であるから、求めんとする關係は

$$\mu(R_1 + R_2) < H \dots\dots\dots(3)$$

である。依つて(2)式から

$$\mu(R_1 + R_2) = \frac{\mu}{l} \{l-2c\}G - (b-2a)H + (l+2d)V < H$$

此の不等式の兩邊に $\frac{\mu}{l}(b-2a)H$ を加へると

$$\frac{\mu}{l} \{l-2c\}G + (l+2d)V < H \left\{ 1 + \frac{\mu}{l}(b-2a) \right\} \dots\dots\dots(4)$$

を得る。之が求める條件であるが、此の式を少しく推論してみる。

(1) $l-2c=0$ 即ち $c = \frac{l}{2}$, 詳言すれば重心點が案内溝の中央にあれば、靜力學的に考へた場合、重さ G は影響しない。恰も重さを考へないで佳い場合即ち $G=0$ と同様な結果になる。

(2) $b-2a=0$ 即ち $a = \frac{b}{2}$, 詳言すれば力が中心線上に働く場合には水平力 H は摩擦力を作ることには加擔しない。

以上 2 つの條件のときには(4)は

$$\frac{\mu}{l}(l+2d)V < H \dots\dots\dots(5)$$

(1) 式を入れると

$$\frac{\mu}{l}(l+2d)F \sin \theta < F \cos \theta$$

$$\therefore \tan \theta < \frac{l}{\mu(l+2d)}$$

今 $\frac{l}{d} = \gamma$ とすれば

$$\tan \theta < \frac{\gamma}{\mu(\gamma+2)} \dots\dots\dots(6)$$

此の式の右邊に μ=0.2, 0.1, 0.05 を入れて計算し、圖示したものが圖 333.2 である。つまり此の θ よりも小さければ、棒は動くのである。尙圖には $\frac{\gamma}{\gamma+2}$ の値を表はしてある。注意の μ に対しては之を使つて θ を算出することが出来る。

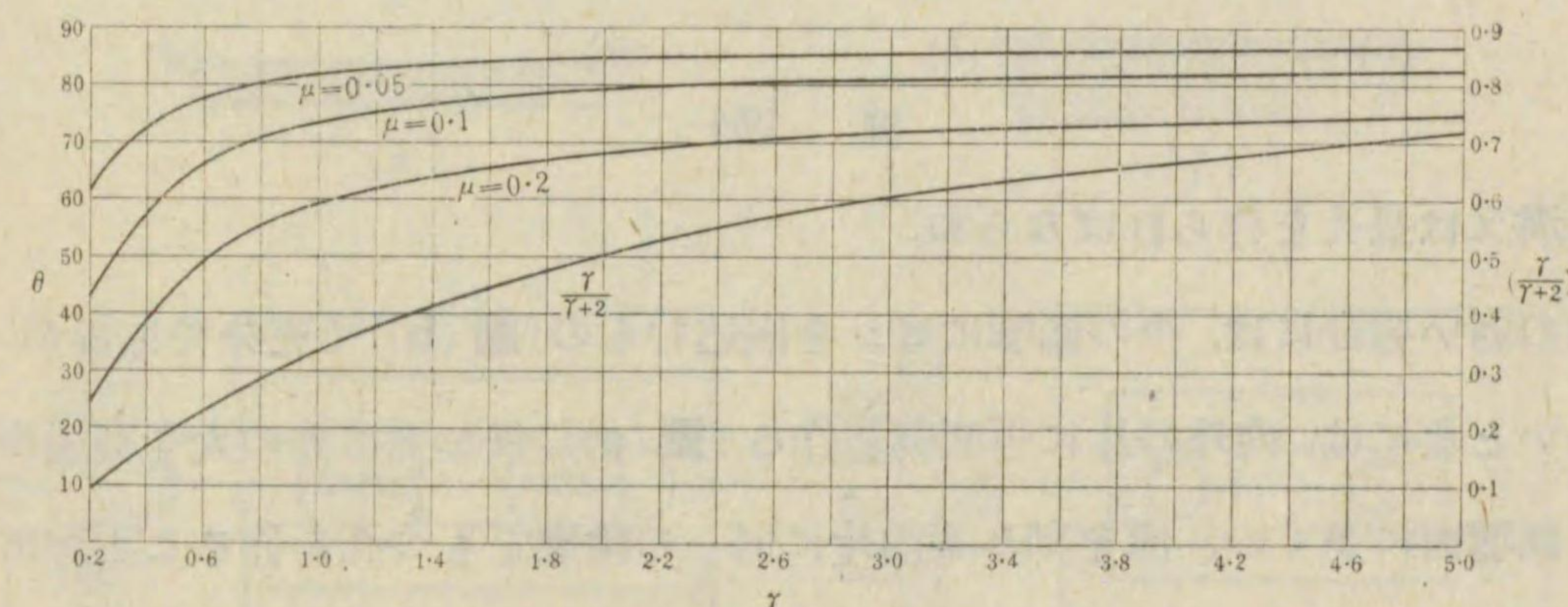


圖 333.2

上式から判るやうに、案内路の長 l が大きいほど、反動 R₁, R₂ が小さくなる、従つて滑りに對する抵抗が小さくて済むから、時としては案内路を 2 つに分けて l を大きくすることがある。

§ 334. 圓壩面滑り路

廻轉止めのない圓壩面滑り路は、製作容易であるために、殆んど總てが、圓管に丸棒又は圓管を嵌めた閉鎖型である。而してその最も廣い應用は望遠鏡類の光學機械である。此の場合、管には普通黃銅を用ひ、縫目なしの引拔又は薄板

を鐵附けして作つたものから仕上げる。後者は壁の厚みが均一であることと硬度が高いことが有利である。特に有利な材料は磨き管 (Präzisionsrohre) と稱へ内径が 10 ~ 46 mm を 25 段に分割したものが供給されてゐる。之は表面を僅か磨くと、次の寸法の管の中に正しく嵌めることが出来る。

正しく案内するといふよりも、動き難くする必要のある場合には、内筒を圖 334 (a) に示す如く切割つて、切口の方を少しく開かせて嵌めると良い。

廻轉させない圓嚮滑り路としては、一方の圓嚮面に突起を設け、他にその

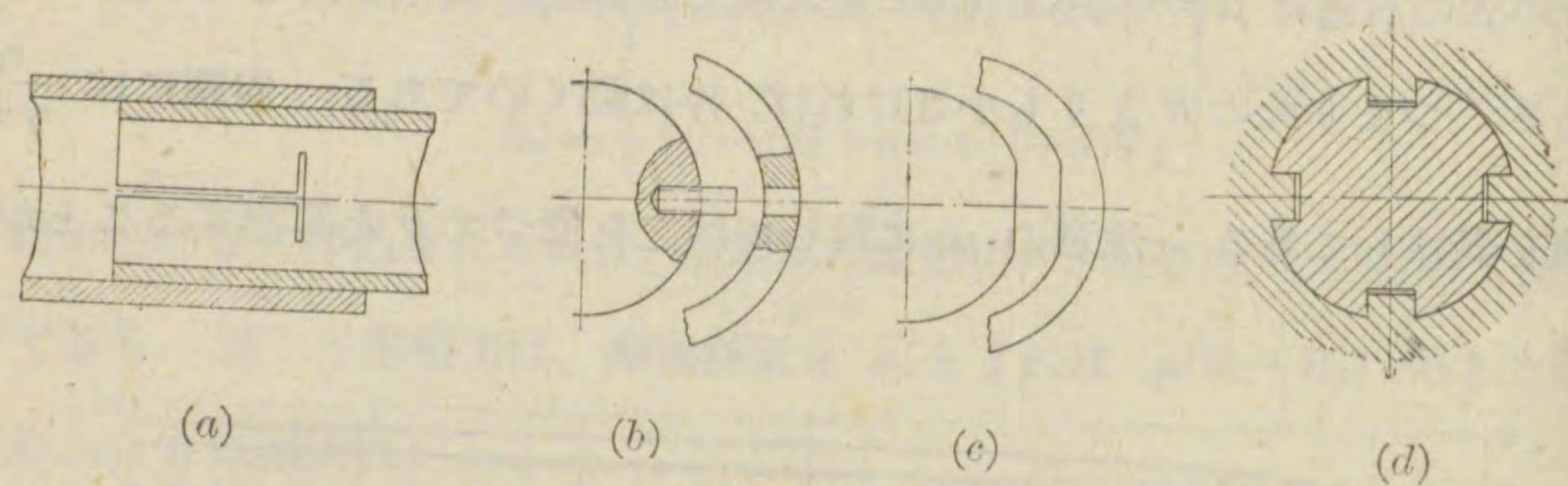


圖 334

嵌る溝又は長孔を作らねばならぬ。

力の弱い場合には、中の圓嚮面にピンを嵌込むもの(圖 (b))で充分であるが、力の強いときには、内外の片に平面部を作る(圖 (c))。併し更に力の大きい場合には、圓嚮面に多くの、溝を刻み案内片に同一の輪廓をもつ孔を作ることがある(圖 (d))。

之を spline shaft と稱へ工作機械、自動車などに廣く用ひられる。

§ 335. 平面滑り路

平面滑り路の場合にも、閉鎖型と開放型とある。

滑子の形が偏平なときには、その案内路も自然平面でなければならない。

例へば、寫眞機の乾板を入れる撮枠の蓋、ノギスの滑子などは、閉鎖型滑り路であり、又光度計の臺は開放型平面滑り路である。

滑子は断面が矩形、不等邊形又はその變形の場合が多い。此の場合には閉鎖

形を用ひ、開放形の場合の滑り路は三角形又は矩形の突起又は溝の場合が多い。

1. 閉鎖形三角滑り路

此の場合、滑り路は、普通多くの片を組合せて作る。而して接觸を維持するために、ばねを併用することが多い。薄板で滑り路を作る場合には押曲げて作る場合がある。

圖 335-1 は閉鎖型の數例である。

圖 335-2 も閉鎖形滑り路の簡単な場合で、燕尾溝又は蟻溝 (dove-tail groove) と稱へ、木材の場合に廣く用ひられる方法である。而してその應用が圖 335-3 に示してある。之は測定機などに用ひられる。

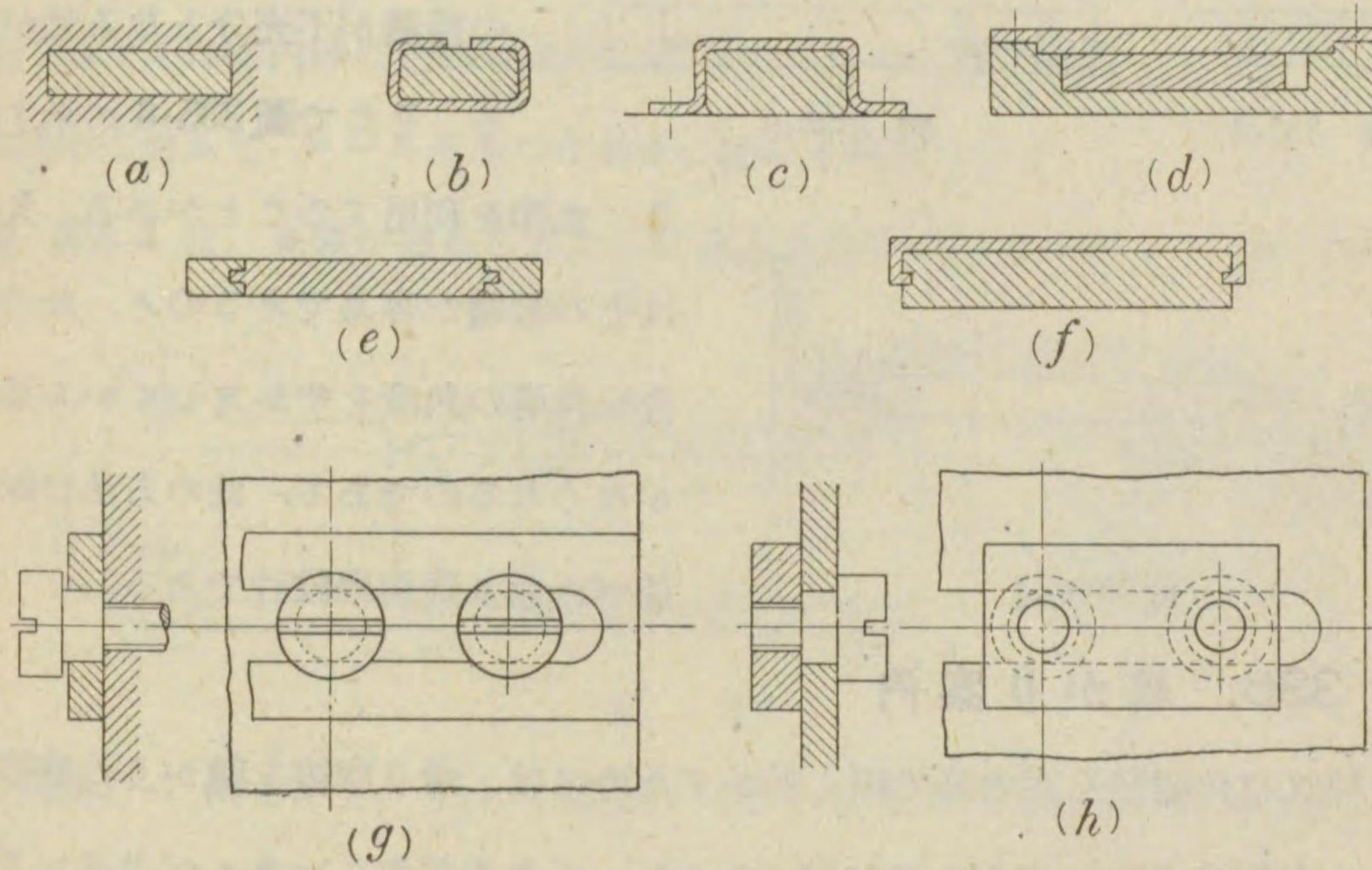


圖 335-1

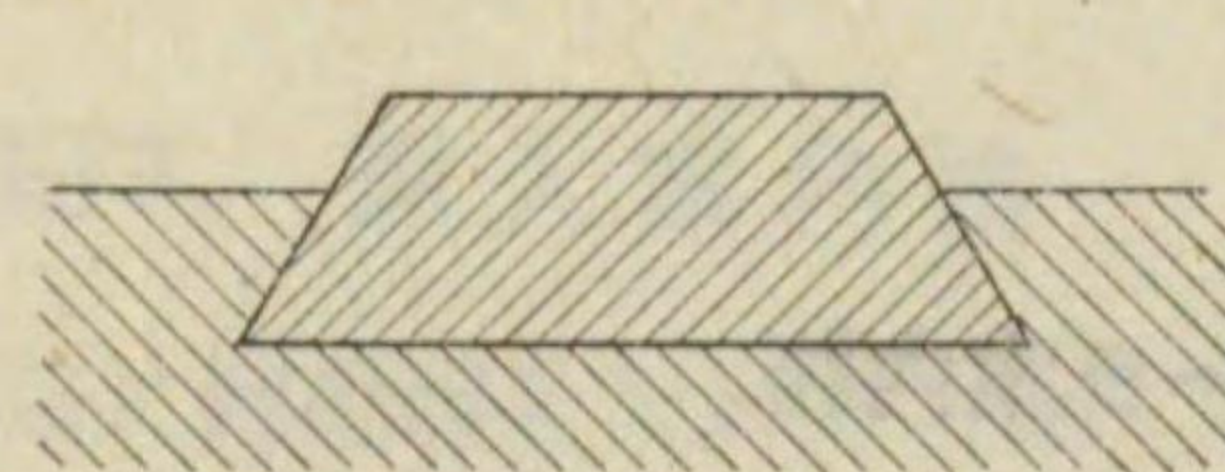


圖 335-2

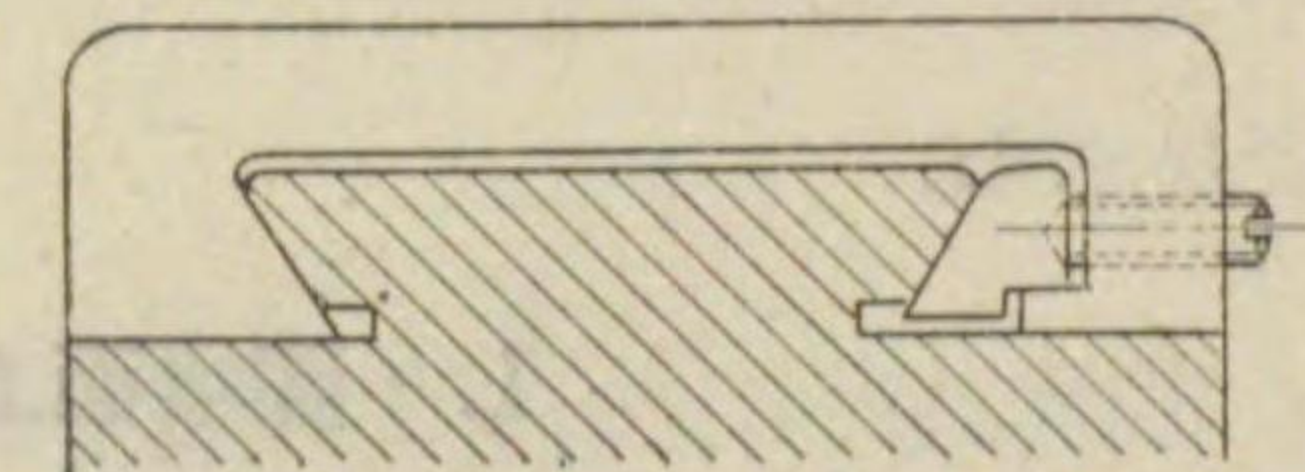


圖 335-3

2. 開放型平面滑り路

開放型滑路には三角形路面が適當である。これの利益は支ふべき力が斜面に

分配され、他の方法を用ひないでも、遊隙のない接觸を與へることである。

圖 335-4 は光度計臺などに用ひられる例である。ねぢは此の場合、持上げ

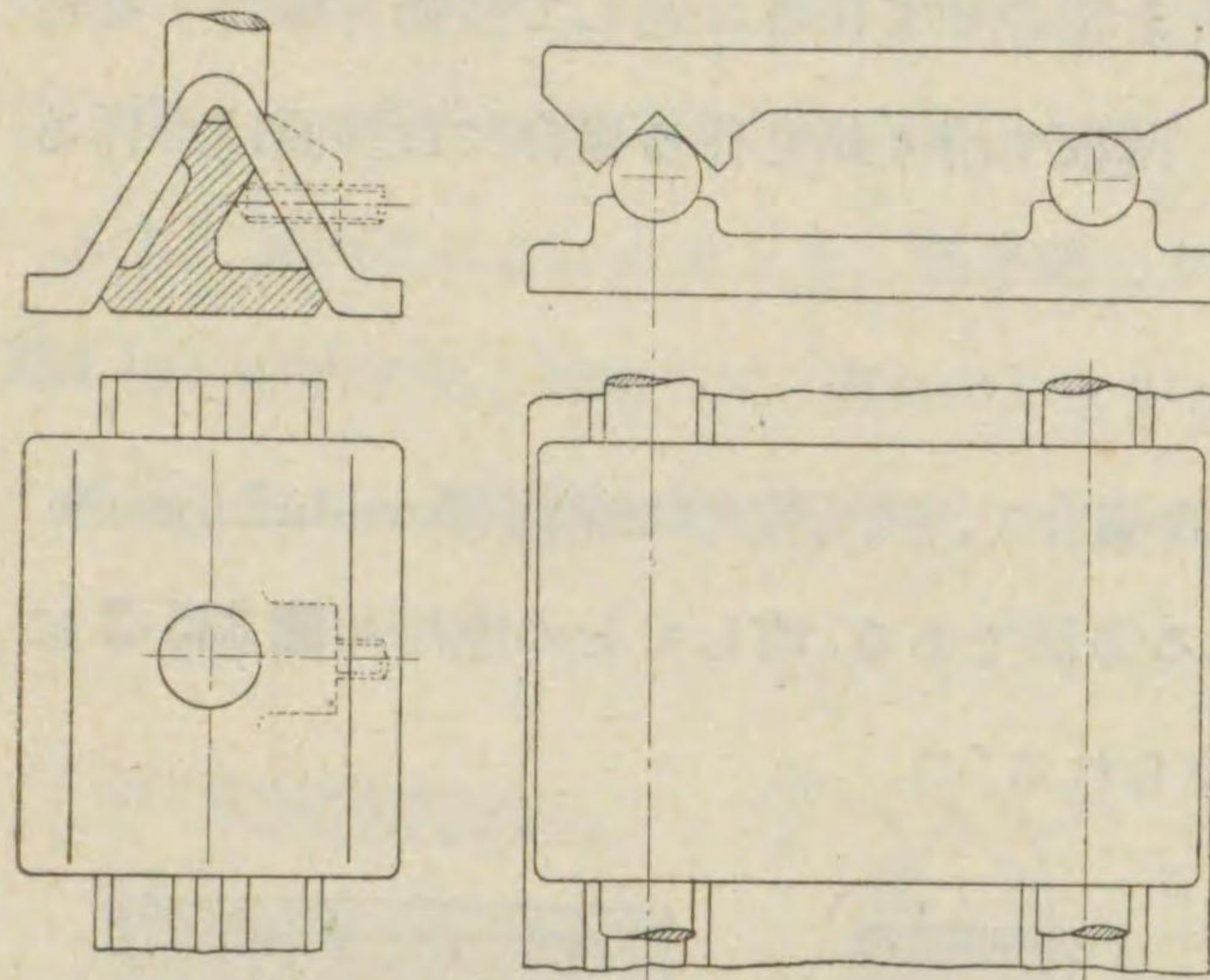


圖 335-4

圖 335-6

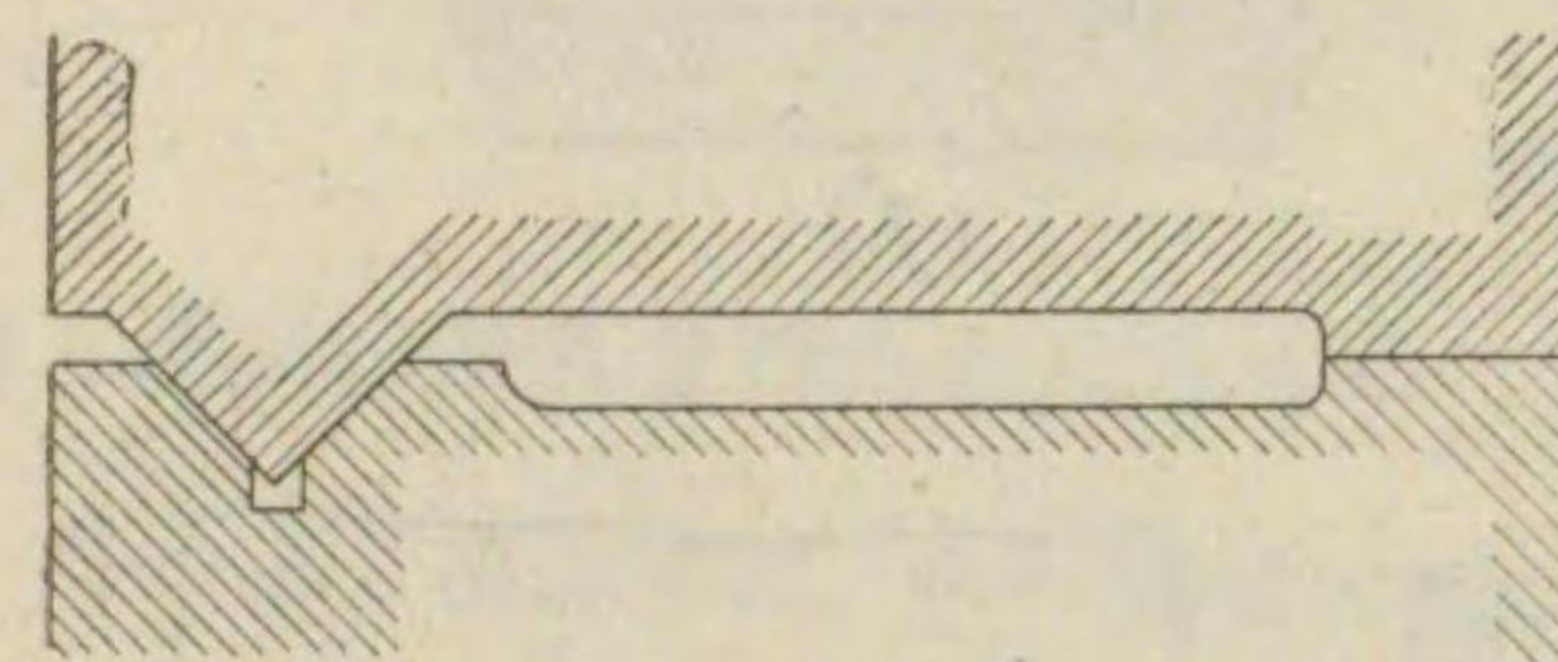


圖 335-5

るのに對する止めの役をする
と同時に、滑子を固定する役
をするのである。

圖 335-5 は測定機などに用
ひられる滑り路を示す。

此等の場合三角の角度を充
分に正しく作らないと、兩者
の接觸が不充分となる恐があ
る。そこで圖 335-6 に示す如

き、丸棒を利用することがある。丸棒
はその製造が容易であるのと、此の場
合三角溝の角度をやかましくいふ必要
がなくなるのである。此の方法は既に
述べた通り幾何學設計である。

§ 336. 轉がり案内

丸棒又は角嚮體を案内路で軽く動かすためには、滑り摩擦を轉がりの摩擦に
變へる必要がある。之がためには、ボール・ベヤリグやローラ・ベヤリングの
様に互に運動する部分間に、轉がるボールを入れるか、又はローラの如きものを
入れねばならぬ。

1. 圓嚮面上のローラ案内路

これにも動くものが廻る自由をもつのと、もたないのとある。

圖 336-1 はローラを用ひて丸棒を案内する場合で、丸棒は廻る自由をもつて
ゐる。

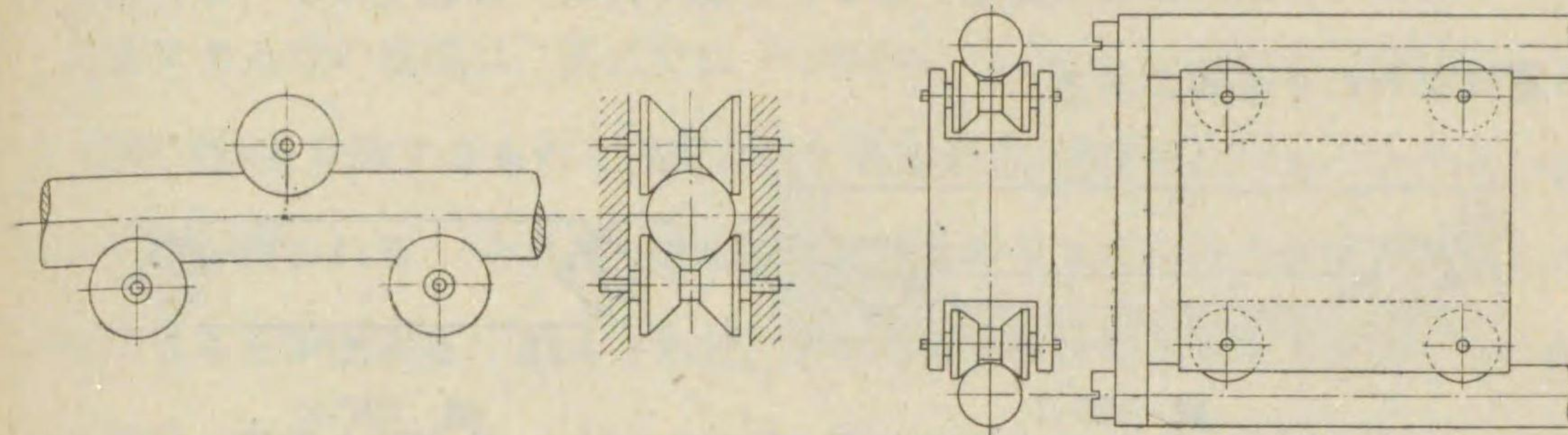


圖 336-1

圖 336-2

圖 336-2 は四角な棒が2本の棒に沿ふて動く場合で、廻轉
は止められてゐる。

2. 平面上のローラ案内路

此の場合には案内棒の廻轉は必然的に止められる。圖 336-3
は角棒に沿ふて、ローラをもつ小棒が、轉がる場合を示す。

圖 336-4 は、丸棒が廻ることなしに眞直に動かされるため

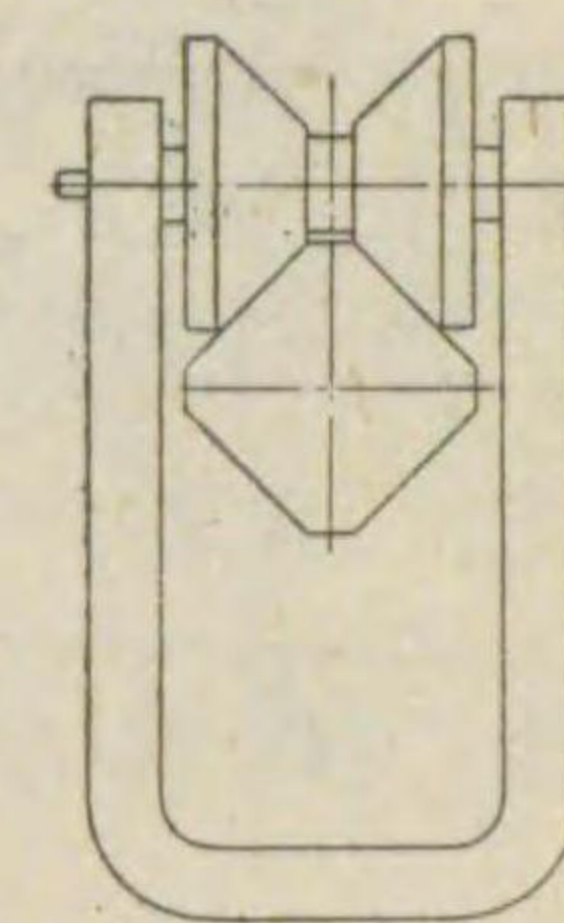


圖 336-3

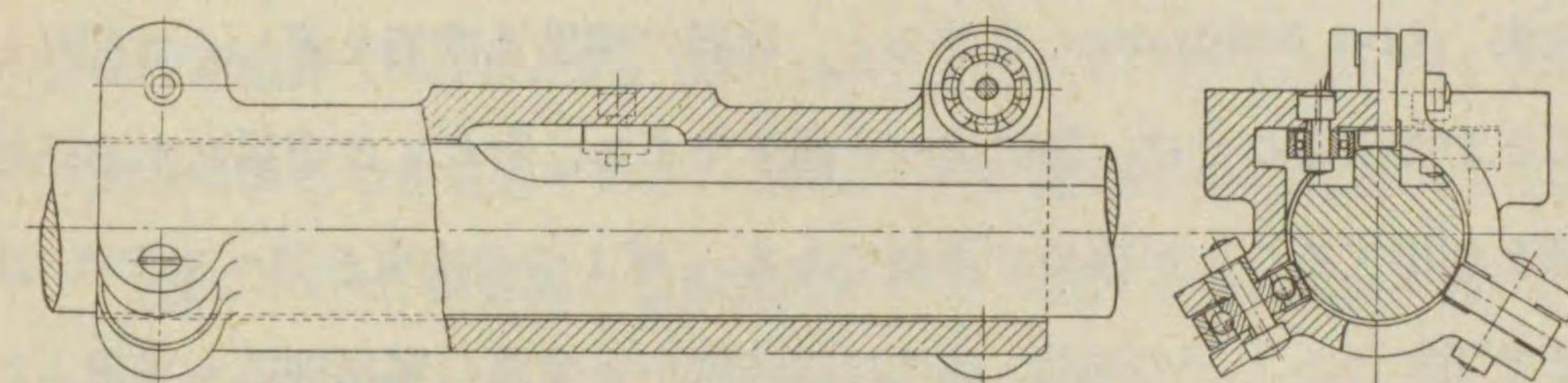


圖 336-4

の機構の1例である。而して圓嚮面に働く6個の球軸受と、平面に働く2個
の球軸受とを用ひ、それ等は何れも偏心軸を用ひて、調節するやうになつてゐ
る。

§ 337. 球入案内路

案内路に轉動體を入れると軽く動く、轉動體には主として球が用ひられる。球
は容易に且つ、正確に作ることが出来、又甚しく硬いから、大きな力の働かない
精密機械類には甚だ便利である。但し案内面は硬くしなければならぬ。

圖 337-1 は開放型球入案内路の1例、圖 337-2 は閉鎖型の1例である。

何れの場合にも球が互に相接觸することを防ぐため、球軸受のケージに相當する窓板を入れる必要がある。

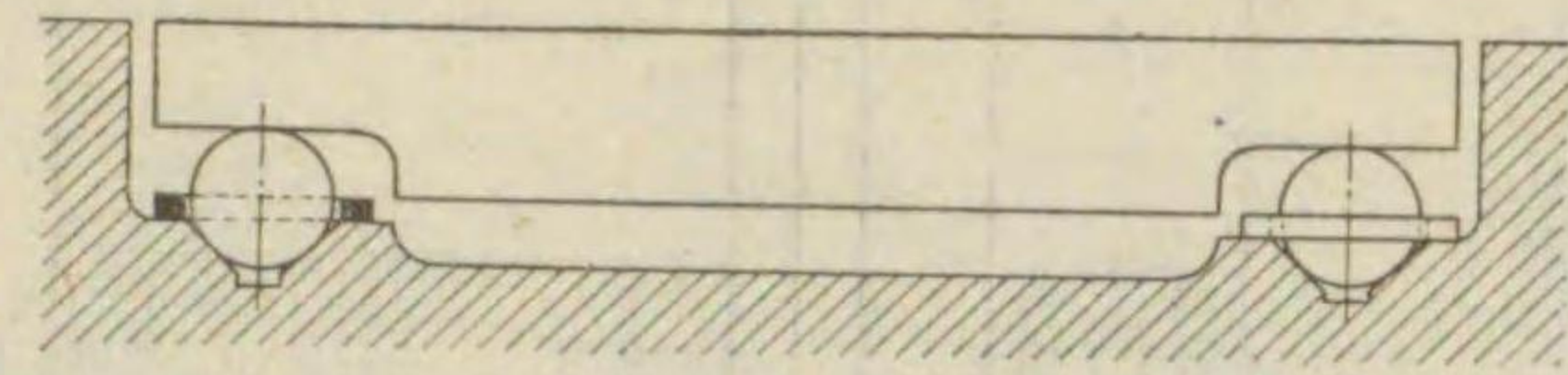


圖 337.1

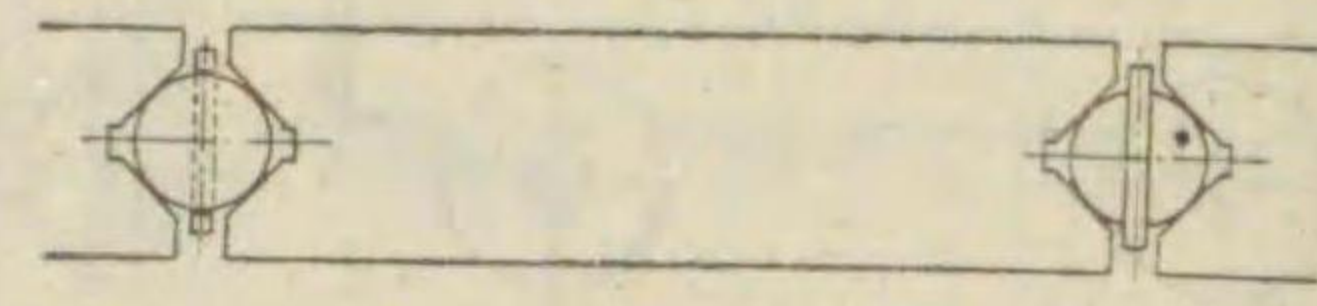


圖 337.2

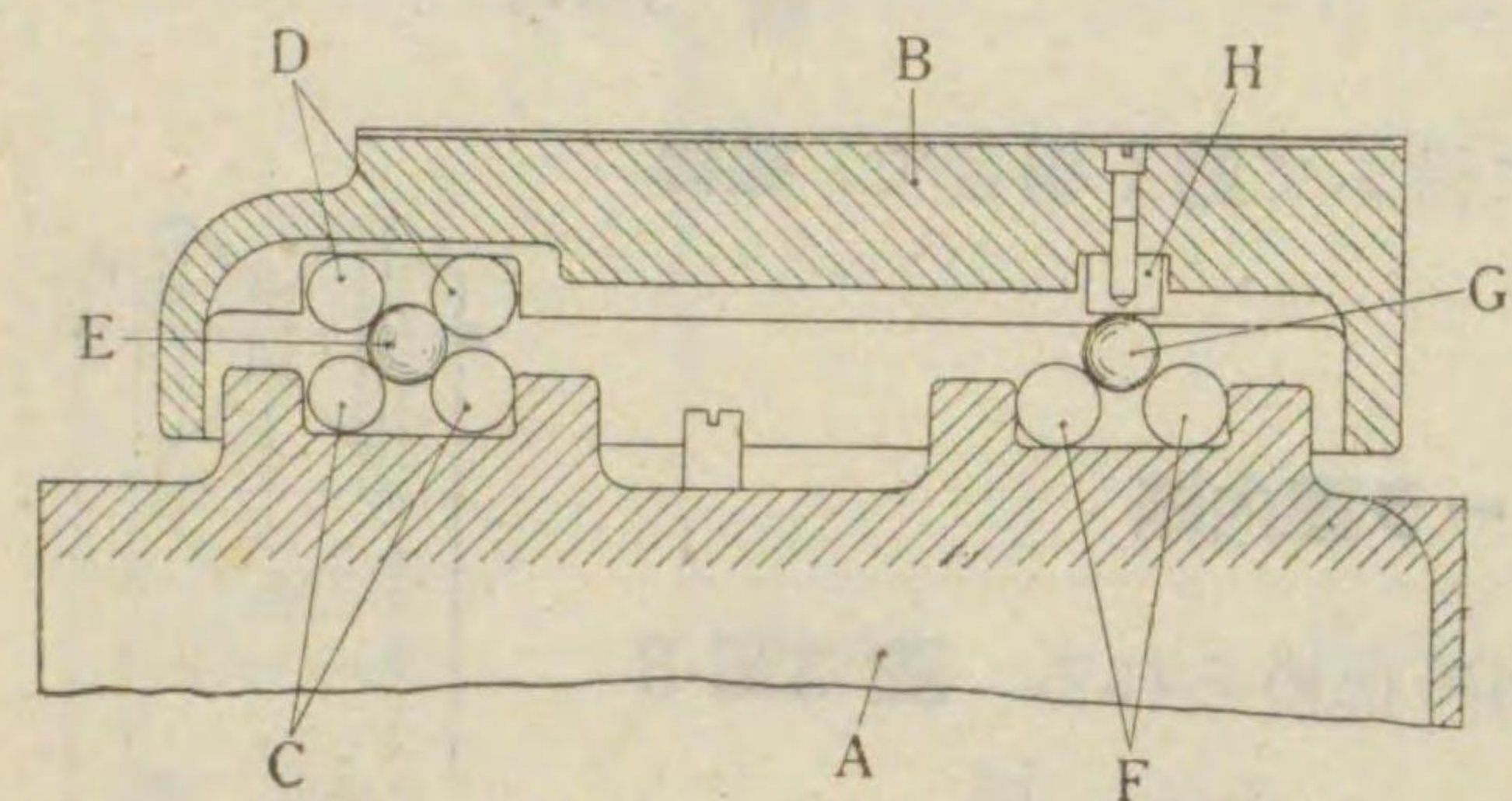


圖 337.3

圖 337.3 は臺 B を紙面に直角に滑らせる場合の 1 例で、C, D, F は丸棒、E, G はボール、H は平面である。

§ 338. 球の滑路及び球の相手となる部分の寸法

點拘束 (point constraint) にすると、計器の構造及機能を著しく有利ならしめることが出来ることは、既に述べた通りである。それには市場にある球軸受用の球を利用することが極めて便利である。唯 1 つの拘束を與へるには、球と平面とで間に合ふ。その場合、球は比較的軟かい金屬の窩に押込んで使ふことも出来る。

滑臺の場合に V 形路を設け、それに球を入れて轉動させることによつて軽く動かす様にする設計は最も廣く用ひられてゐる (圖 337.1, 2 参照)。

斯様な場合に滑路の形及び寸法を如何に定むべきかについては、定則はないが、Prof. Pollard* が、提案したものがあから、それに従へば先づ大過なきものと信ずる。以下同教授の提案の大要を述べ、且つ同氏の提案する寸法表の内 mm 単位だけを書抜いて實地設計及び工作の便に供する。

* J. Sci. Inst. Vol. 11. (June 1934).

1. 球の嵌装

市場にある球の直径は、英式では 0.0001 in., メートル式では 0.002 mm まで、稱呼寸法と合致するものと保證されてゐるから、選擇すればもつと小さい公差のものが得られる。それ故、球は適當な寸法のドリルで作つた孔に押込んで嵌装することが出来る。動もすれば、球を半太でつけることもあるが、それは、極力避くべきことである。といふのは、半太づけをすると、必ず内力を生じ、又熱を與へるがために、折角の硬い裏面を軟かくし、又表面にヒビ破れをすること

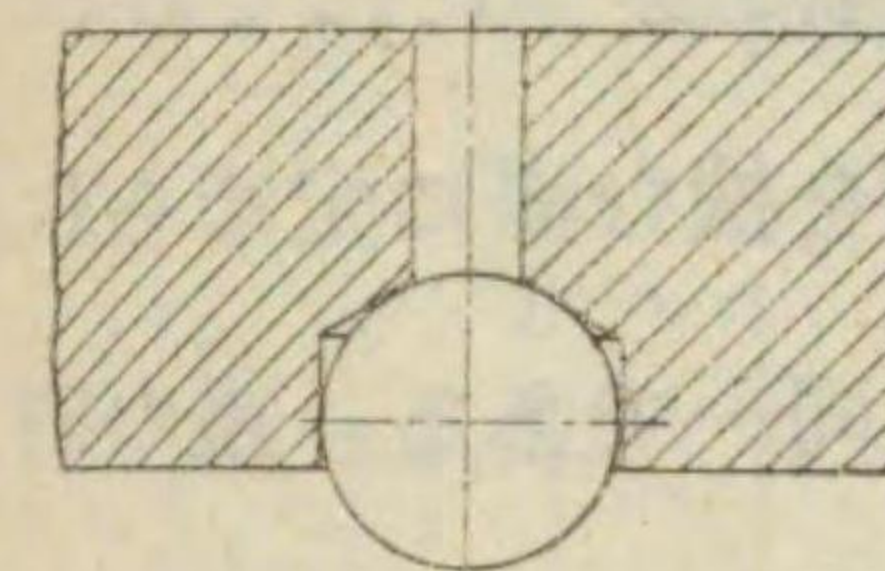


圖 338.1

があるからである。そこで、必ず押込んで使はねばならぬが、それがために必要な孔は、59° の正しい角で研磨した振錐 (twist drill) を以て穿つべきである。錐の寸法は、表の d_1 で、又球の押込まれる孔の深さは、寸法 h と拘束を作る材料によつて定むべきである (圖 338.1)。

2. 球軸受の滑動路

球軸受の滑動路 (ball-bearing slide race) には互に 90° の角をなす斜面で作られた溝を用ふるのが普通である。基本三角形 (圖 338.2) を等高 h の 4 部に分割する。球の中心は、滑動路の金屬表面から h の距りにある。溝の底には研磨及ラップの場合の逃げとして d_1 だけの幅に削つてある。球は幅 $2a$ なる溝の斜面の中央で接觸する。表 338 には製造に必要なフライス (milling cutter) も記入してある。

3. 溝形球受

球に 2 つの拘束を與へるために用ふる溝形球受 (groove bearing) は、球軸受滑路と同一寸法のものでよらしい。但し特に高級な計器に用ふる場合以外は溝底を唯丸めただけでも足りる。表に與へた稱呼寸法 r は $2a$ なる幅を減らさない様に定められてゐる。併し V 形双物の先きを丁度與へられた半徑 r に研ぐことは、製造費を高めるから、正の公差を與へてゐる。表の c は、半徑 r の

最小値に對して、金屬板の表面から溝底に到る深さを示すもので、薄い板に溝を作る場合の計畫上参考となる値である。

4. 圓錐窩

圓錐窩受 (Conical recess bearing) は(圖 338・2, b) に示してある。之は直徑 d_1 なる孔に案内された直角圓錐双物で作られる。従つて溝形球受と同一の幅の接觸を有する。

5. 圓形縁球受

球に3つの拘束を與へる最も簡単な方法は、板面に直角に穿つた孔である。(圖 c)。孔の直徑 d_2 は、接觸圓が、球心に對して直角圓錐を挟む様に定められてゐる。従つて球に於ける壓力分布は、圓錐窩に於けると同一である。錐の研ぎ方が悪いと稱呼寸法よりも大きい孔を作るから、幾分小さいものが指定してある。

6. 計算公式

表示した數値は球の直徑 D に對して、次の關係をもつてゐる。

$$\begin{aligned} H &= D(1+1/2\sqrt{2})/2 = 0.67677_7 D & h &= D/4\sqrt{2} & & = 0.17677_7 D \\ d_1 &= 2h & & = 0.35355_3 D & d_2 &= 2d_1 & = 0.70710_7 D \\ d_3 &= 3d_1 & & = 1.06066_1 D & c &= D(1+1/\sqrt{2})/4 = 0.42677_7 D \\ r &= a = D/4 & & = 0.25000_0 D \end{aligned}$$

7. 點拘束の許容荷重

球と平面とが接觸する場合の壓縮量については有名な Hertz (§ 232) の研究から出發して多くの研究がある。運動學的設計の場合には球接觸に對する許容荷重が重大な問題となる。之について著者 Pollard⁽²⁾ は多くの實驗の結果、平面と接する直徑 D なる鋼球の安全靜荷重 P は次の如き極めて簡単な關係にあることを見出した。

(2) Pollard. Proc. Inst. Mech. Eng. 125, 1933 (143).

$$P = D^2$$

但し $P = \text{荷重 kg}$, $D = \text{直徑 mm}$ である。

又上の場合、兩者の彈性變形による接近量 $\delta(\text{mm})$ は

$$\delta = 1.907 \times 10^{-3} P^{2/3} D^{-1/3}$$

上述の最大許容荷重を代入すると $\delta = 0.0019 D$

となる。即ち最大荷重の下に於て、球の直徑の約 0.002 だけ壓縮されることを知る。

8. 球軸受滑路、溝形滑路、圓錐窩及圓孔縁の標準寸法

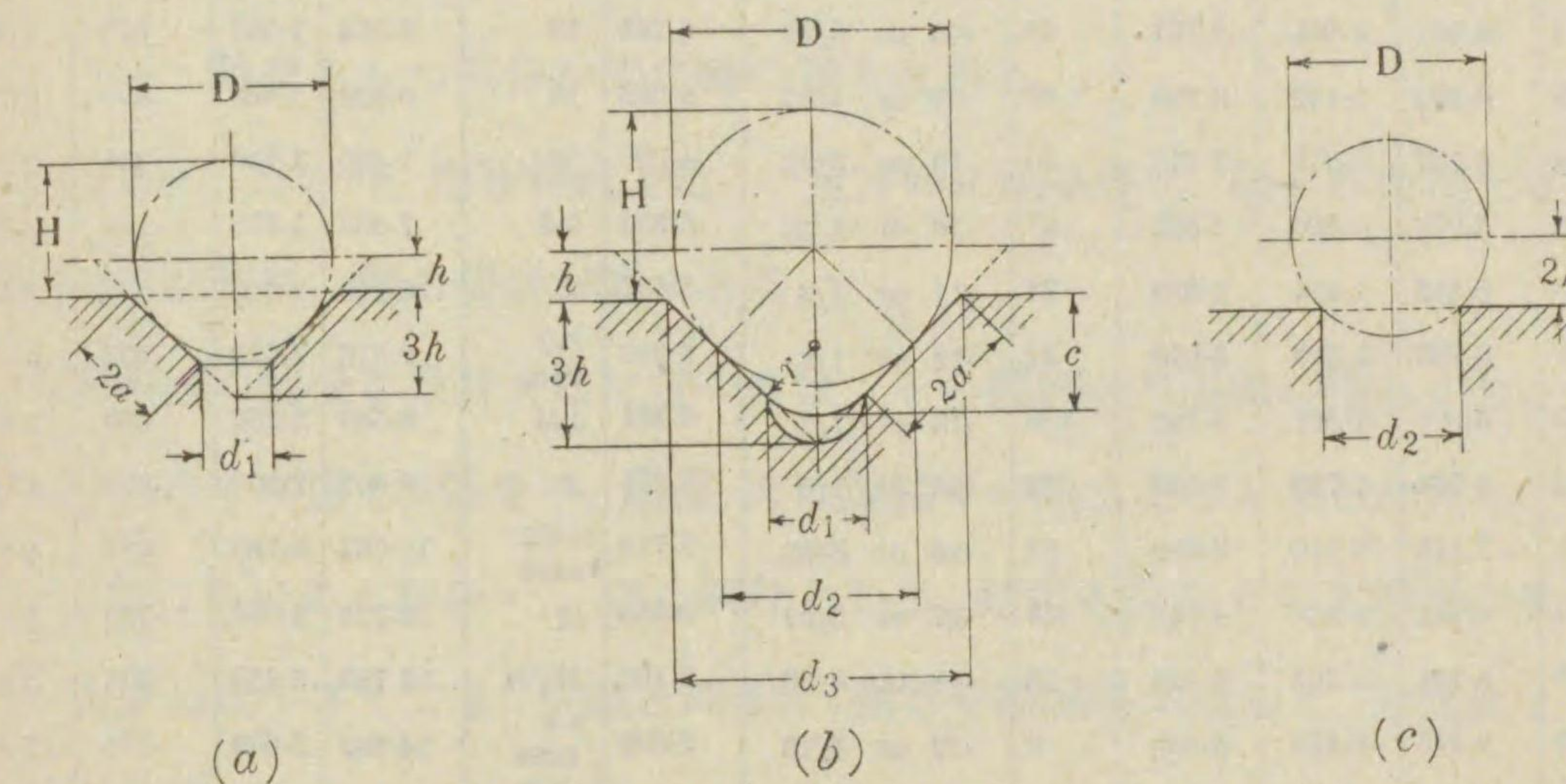


圖 338.2

9. 球拘束の腐蝕とその防止

球拘束の利用上一大障害は、埃がたまつて、水分がなくとも、腐蝕を起すことである。此の現象は相手がサファイヤ (Sapphire) であつても同様である。斯様な腐蝕は精密なる、鋼拘束に、著しく影響するが幸なことに、此の腐蝕は、グリースに 50% の酸化亜鉛* (zinc oxide) を加へたものを與へると、防止することが出来る。金屬亜鉛の驚くほど薄い膜が表面に出來て、防蝕作用をするのである。勿論その膜の厚みは、普通の工作限界には何等影響しない程度である。

* The Engineer, 148, 1929 (337).

表 338

| D | H | h | d ₁ | | | d ₂ | | d ₃ | r | | c |
|------|--------|-------|----------------|-------|----------------------|----------------|------------|----------------|-------|-------|--------|
| | | | mm | ドリル | フライス | mm | ドリル | | mm | 正公差 | |
| 2.5 | 1.692 | .442 | .884 | 65 | .0359 (A.W.G. 19) | 1.768 | 1.75 mm | 2.652 | .625 | .156 | 1.067 |
| 3.0 | 2.030 | .530 | 1.061 | 58 | .0453 (A.W.G. 17) | 2.121 | 2.1 mm | 3.182 | .750 | .188 | 1.230 |
| 3.5 | 2.369 | .619 | 1.235 | 56 | .05 | 2.475 | 2.45 mm | 3.712 | .875 | .219 | 1.494 |
| 4.0 | 2.707 | .707 | 1.414 | 54 | .06 or 1/16 | 2.828 | 34 | 4.243 | 1.000 | .250 | 1.707 |
| 4.5 | 3.046 | .795 | 1.591 | 1/16 | .06 or 1/16 | 3.182 | 1/8 | 4.773 | 1.125 | .281 | 1.920 |
| 5.0 | 3.384 | .884 | 1.768 | 50 | .07 or 1/16 | 3.536 | 3.5 mm | 5.303 | 1.250 | .313 | 2.134 |
| 5.5 | 3.722 | .972 | 1.945 | 48 | .08 or 3/32 | 3.889 | 24 | 5.834 | 1.375 | .344 | 2.347 |
| 6.0 | 4.061 | 1.061 | 2.121 | 45 | .08 or 3/32 | 4.243 | 19 | 6.364 | 1.500 | .375 | 2.561 |
| 6.5 | 4.399 | 1.149 | 2.298 | 43 | .09 or 3/32 | 4.596 | 15 | 6.894 | 1.625 | .406 | 2.774 |
| 7.0 | 4.737 | 1.237 | 2.475 | 40 | .10 or 3/32 | 4.950 | 10 | 7.425 | 1.750 | .438 | 2.987 |
| 7.5 | 5.076 | 1.326 | 2.652 | 37 | .10 or 3/32 | 5.303 | 5.3 | 7.955 | 1.875 | .469 | 3.201 |
| 8.0 | 5.414 | 1.414 | 2.828 | 34 | .11 or 1/8 | 5.657 | 2 | 8.485 | 2.000 | .500 | 3.414 |
| 8.5 | 5.753 | 1.503 | 3.005 | 31 | .12 or 1/8 | 6.010 | 6.0 mm | 9.016 | 2.125 | .531 | 3.628 |
| 9.0 | 6.091 | 1.591 | 3.182 | 1/8 | .13 or 1/8 | 6.364 | 1/4 | 9.546 | 2.250 | .563 | 3.841 |
| 10.0 | 6.768 | 1.768 | 3.536 | 28 | .14 or 1/8 | 7.071 | J | 10.607 | 2.500 | .625 | 4.268 |
| 11.0 | 7.445 | 1.944 | 3.889 | 23 | .15 or 5/32 | 7.778 | 7.75 mm | 11.667 | 2.750 | .688 | 4.695 |
| 12.0 | 8.121 | 2.121 | 4.243 | 18 | .17 or 5/32 | 8.485 | Q | 12.728 | 3.000 | .750 | 5.121 |
| 13.0 | 8.798 | 2.298 | 4.596 | 15 | .18 or 3/16 | 9.192 | 23/64 | 13.789 | 3.250 | .813 | 5.548 |
| 14.0 | 9.475 | 2.475 | 4.950 | 9 | .19 or 3/16 | 9.899 | 9.9 mm | 14.849 | 3.500 | .875 | 5.975 |
| 15.0 | 10.152 | 2.652 | 5.303 | 4 | .21 or 7/32 | 10.607 | 10.5 mm | 15.910 | 3.750 | .938 | 6.402 |
| 16.0 | 10.828 | 2.828 | 5.657 | 2 | .22 or 7/32 | 11.314 | 7/16 | 16.971 | 4.000 | 1.000 | 6.828 |
| 17.0 | 11.505 | 3.005 | 6.010 | B | .24 or 1/4 | 12.021 | 12.0 mm | 18.031 | 4.250 | 1.063 | 7.255 |
| 18.0 | 12.182 | 3.182 | 6.364 | 1/4 | .25 | 12.728 | 1/2 | 19.092 | 4.500 | 1.125 | 7.682 |
| 19.0 | 12.859 | 3.359 | 6.718 | 17/64 | .26 or 1/4 | 13.435 | 17/32 | 20.153 | 4.750 | 1.188 | 8.109 |
| 20.0 | 13.536 | 3.535 | 7.071 | J | .28 or 9/32 | 14.142 | 14 mm | 21.213 | 5.000 | 1.250 | 8.536 |
| 21.0 | 14.212 | 3.712 | 7.425 | L | .29 or 9/32 | 14.849 | 37/64 | 22.274 | 5.250 | 1.313 | 8.962 |
| 22.0 | 14.889 | 3.889 | 7.778 | N | .31 or 5/16 | 15.556 | 15.5 mm | 23.335 | 5.500 | 1.375 | 9.389 |
| 23.0 | 15.566 | 4.066 | 8.132 | P | .32 or 5/16 | 16.263 | 41/64 | 24.395 | 5.750 | 1.438 | 9.816 |
| 24.0 | 16.243 | 4.242 | 8.485 | Q | .33 or 11/32 | 16.971 | 17.0 mm | 25.456 | 6.000 | 1.500 | 10.243 |
| 25.0 | 16.920 | 4.419 | 8.839 | S | .35 or 11/32 | 17.678 | 17.5 mm | 26.517 | 6.250 | 1.563 | 10.669 |

第4章 廻轉運動に対する案内一軸受

§ 341. 緒

廻轉運動に対する案内を軸受といふ。内外の2部より成り、外部のものは中の部分を取囲み、中のものの縦ての運動を止める役をも兼ねてゐる。中の部分が軸で、外の部分が軸受である。之には2つの區別がある、

1. 軸は固定の軸受中を廻ることが出来る、
2. 軸受をもつ部分が固定軸の周りを廻る、

のであるが、此の外、精密機械では、一定方向に廻る外に、限られた角だけ、或は右に或は左に、廻る場合が屢々ある。

精密機械の軸受を設計するに當つては、その製造法や運搬の際の安全といふ様な點を多く考慮し、強さや、磨滅、又は運轉中の熱することなどは大して問題には、ならないことが多い。併し例外として、摩擦を少なくする必要のある場合加はる力は小さくても、一般と同様に、強さや磨滅を考慮して、計算によつて出来るだけ小さくする必要がある。

電気計器類の軸受は屢々弾力をもつやうに形成される。

精密機械の軸受には、あまり給油しない方が佳い。油が硬化すると、摩擦が増すからである。

軸受の互に接觸する兩部は、同一材料でない方が佳い。同一材料で作ると、「かじり」やすいからである。そのために、鋼と黄銅、青銅と鑄鐵、又時計仕掛では寶石と鋼などが用ひられる。

軸受の分類

軸受はその作用するとき働く摩擦抵抗の性質によつて、滑り軸受と、轉がり軸受に大別することが出来る。

而して、滑り軸受は、その形状によつて圓錐形、圓錐形及球形軸受に分類し、轉がり軸受は、ボールベヤリング、ローラベヤリング、ニードルベヤリングと支へ又とに分けることが出来る。

第1節 圓錐形滑り軸受

§ 342. 圓錐形軸受

之には固定軸軸受と廻轉軸軸受とある。

1. 固定軸軸受

固定軸軸受には、耳軸(trunnion)と稱へるものと、普通軸とある。耳軸は廻轉體を支へる臺に固定された圓錐軸で、之に片側耳軸と、兩側耳軸とある。普通軸は兩端で固定されたものである。

圖 342-1 は簡單なる齒車の片側固定耳軸軸受を示し、圖 342-2 は兩側固定耳軸軸受を示す。

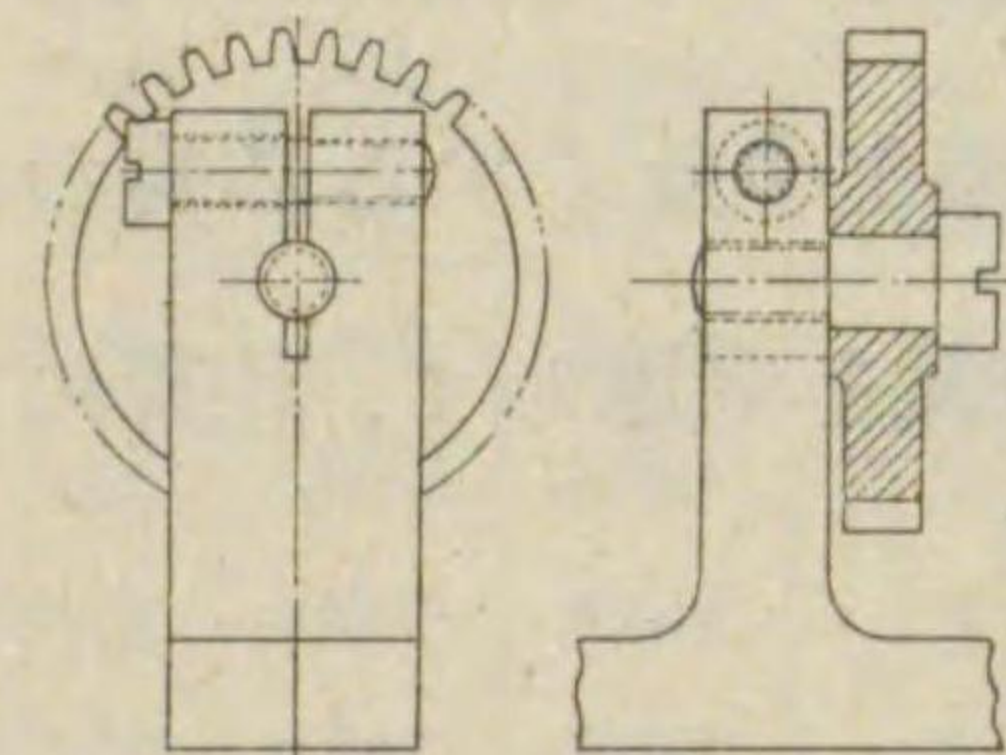


圖 342-1

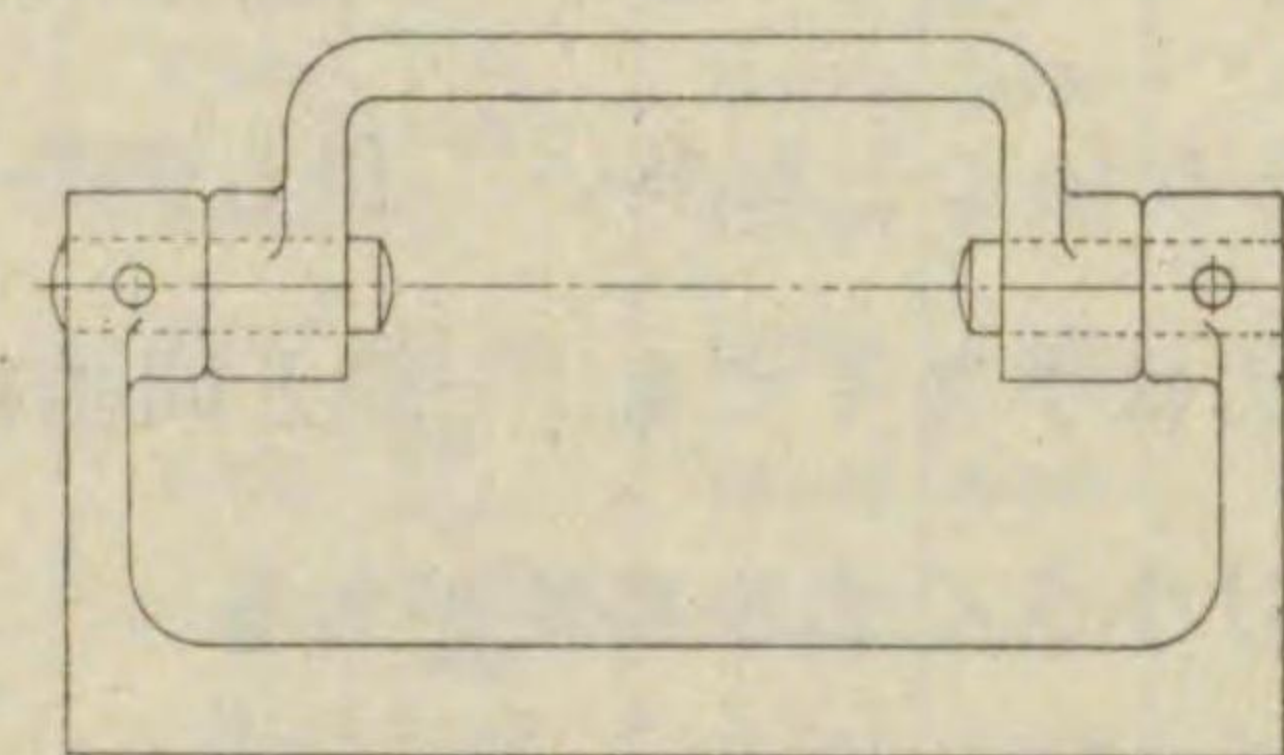


圖 342-2

圖 342-3 は普通固定軸軸受の 2~3 の構造を示す。

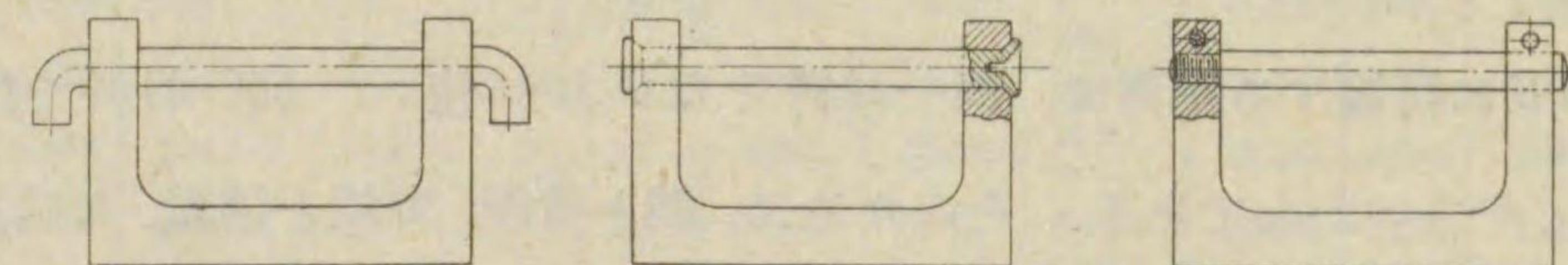


圖 342-3

2. 廻轉軸軸受

之は、廻轉體が、軸に固定されるのであるから、軸は軸受の中を廻らねばならぬ。そのことは普通と同じ要領である。

之れにも片側と兩側とある。

a. 片側廻轉軸軸受.

は軸に直角に働く力即ち廻轉力が、軸受から餘り遠くないところに働く場合特に連続的に力が働かない場合だけに用ひられる。

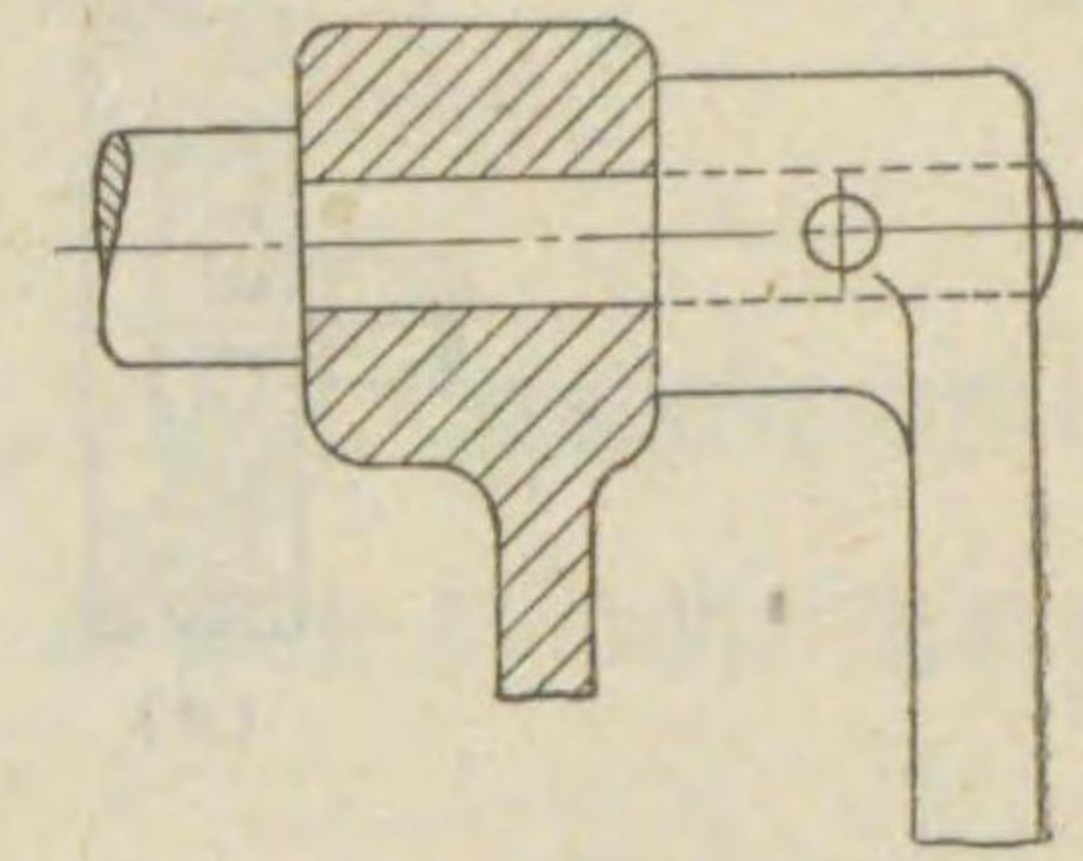


圖 342-4

圖 342-4 はその 1 例である。

b. 兩側廻轉軸軸受.

之は摩擦能を減らすために、軸の兩端を細くして所謂軸頸を作り、軸受の中に嵌めたものである(圖 342-5).

而して、軸が縦てに動いて軸頸の肩が軸受に接して大きな摩擦を作ることを避けるために、軸の兩端を丸くし、端蓋を施したものもある(圖 342-6).

又同じ目的のために一方の軸受に球を入れたものもある(圖 342-7).

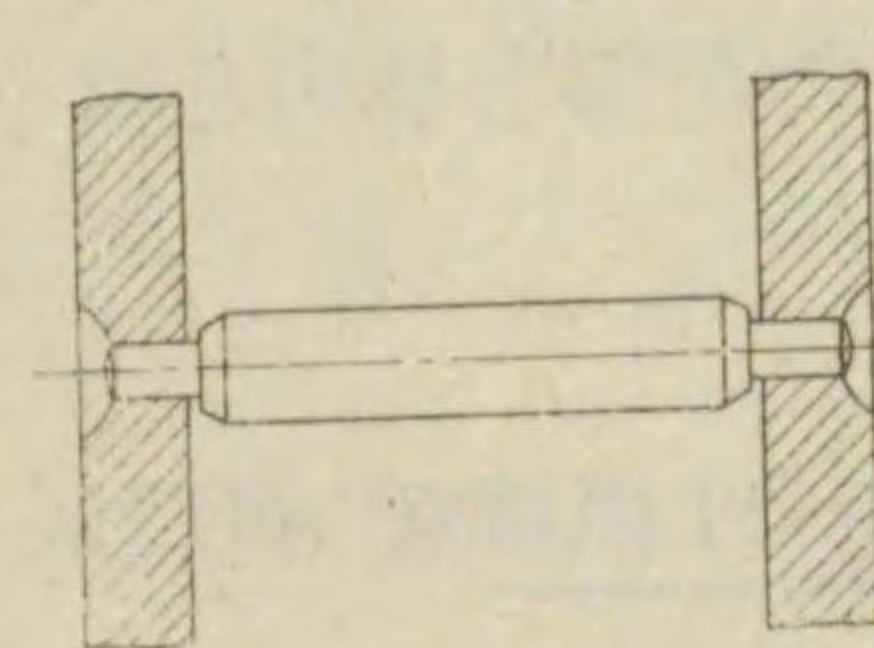


圖 342-5

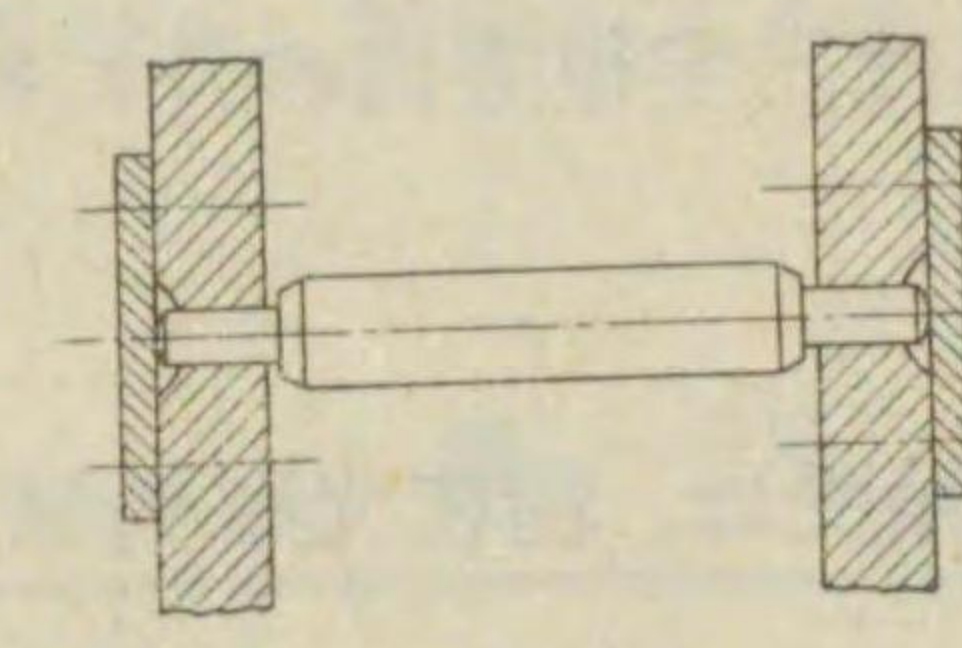


圖 342-6

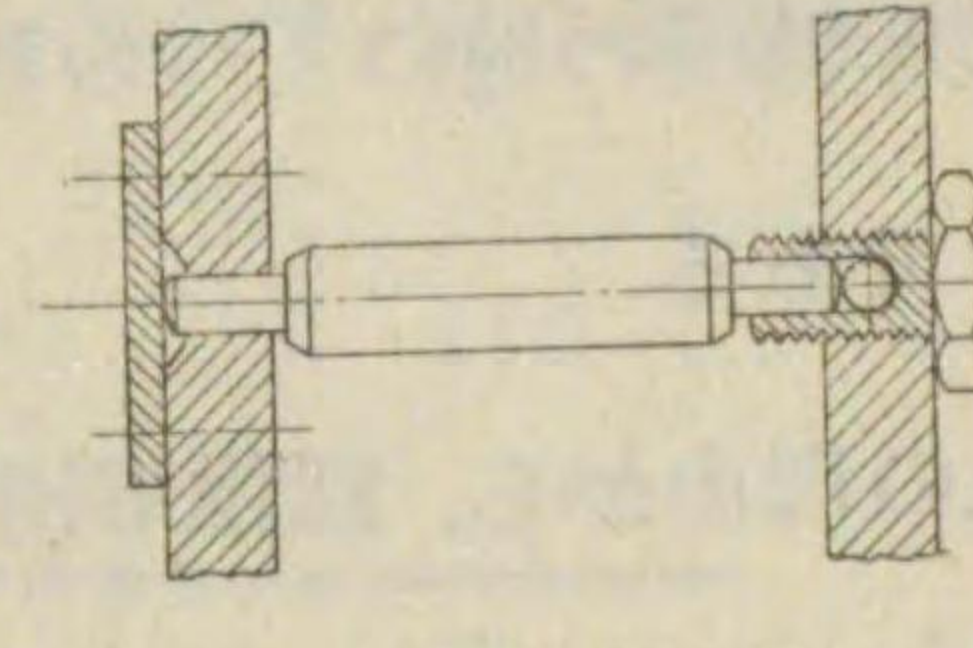


圖 342-7

3. 寶石軸受

廻轉力の甚しく小さい場合には、寶石軸受を用ふる。例へば、携帶時計の軸、電氣メートルの指針の軸受の如きである。而してその型式には單に軸頸を支へるための孔石(jewel)だけのもの(圖 342-8, a)と、軸の縦ての方向の推力を支へるための孔石と受石(jewel and end stone)とを組合せたもの(圖 (b))とある。圖(c)は電氣計器に用ふる寶石軸受である。使用する寶石は碧玉(sapphire)紅玉(ruby)瑪瑙(agate)の類である。

孔石の孔は單に圓錐形であるよりも鼓形として、軸が横になつたとき、面でなしに、線で接觸するやうにする方が佳い。

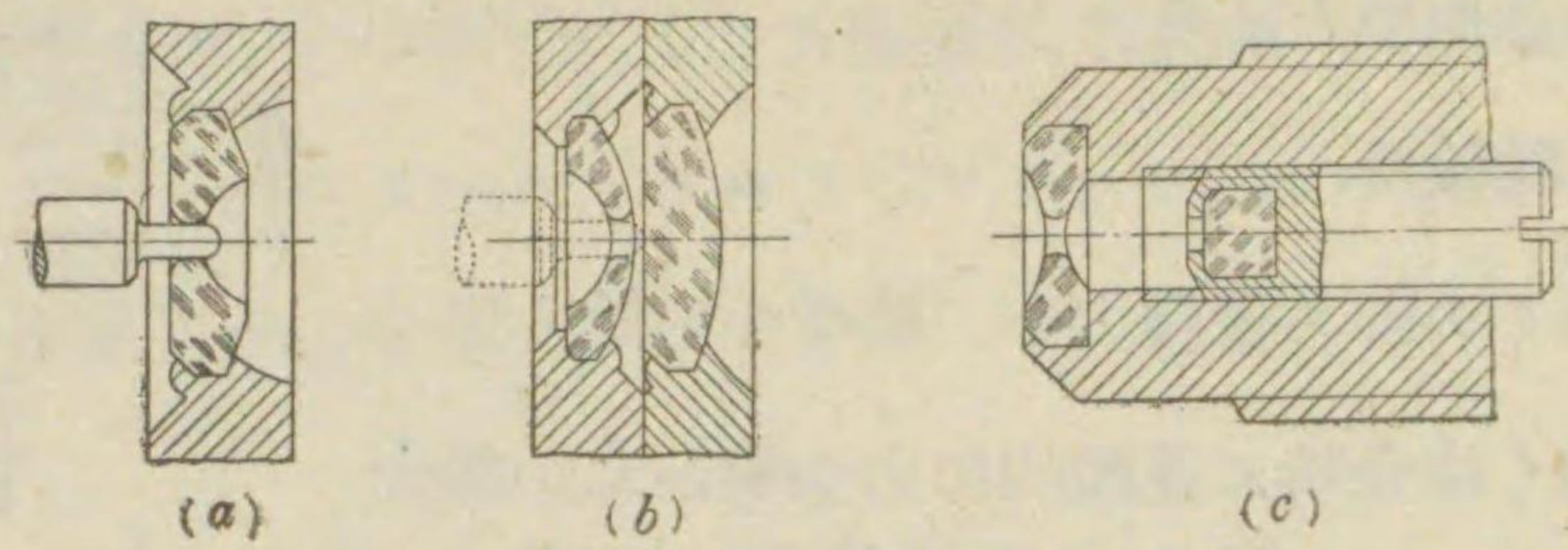


圖 342.8

第2節 圓錐形滑り軸受

§ 343. 圓錐形滑り軸受

圓錐形滑り軸受は、接觸面が磨滅したとき、隙間が大きくなる缺點があるが、圓錐形軸受では、磨滅しても正しい幾何學的の中心を保存することが出来るから、磨滅すれば軸受を縦てに動かして調整するか、又は自動的に調節する如くして置けば佳い。

圓錐形軸受の他の1つの利益は、半径方向の外に縦ての荷即ち推力を支へ得ることである。

以上の理由から、圓錐形滑り軸受は、精密光學機械、例へば經緯儀、轉鏡儀、天文機械などの度盛盤の廻轉軸として広く用ひられ

る。之にも片側軸受と兩側軸受とある。

1. 片側圓錐軸受

圓錐軸に推力 F が働くと、受からの反動 R は圖 343.1 に示す如く、

$$F = R \sin \theta \quad \therefore R = \frac{F}{\sin \theta}$$

但し θ は圓錐角の半分とす。

上式から判る様に、角 θ を小さくすると反動 R が大きく、従つて、廻轉に對する摩擦抵抗が大きくなる。然るに一方、多くの場合、圓錐

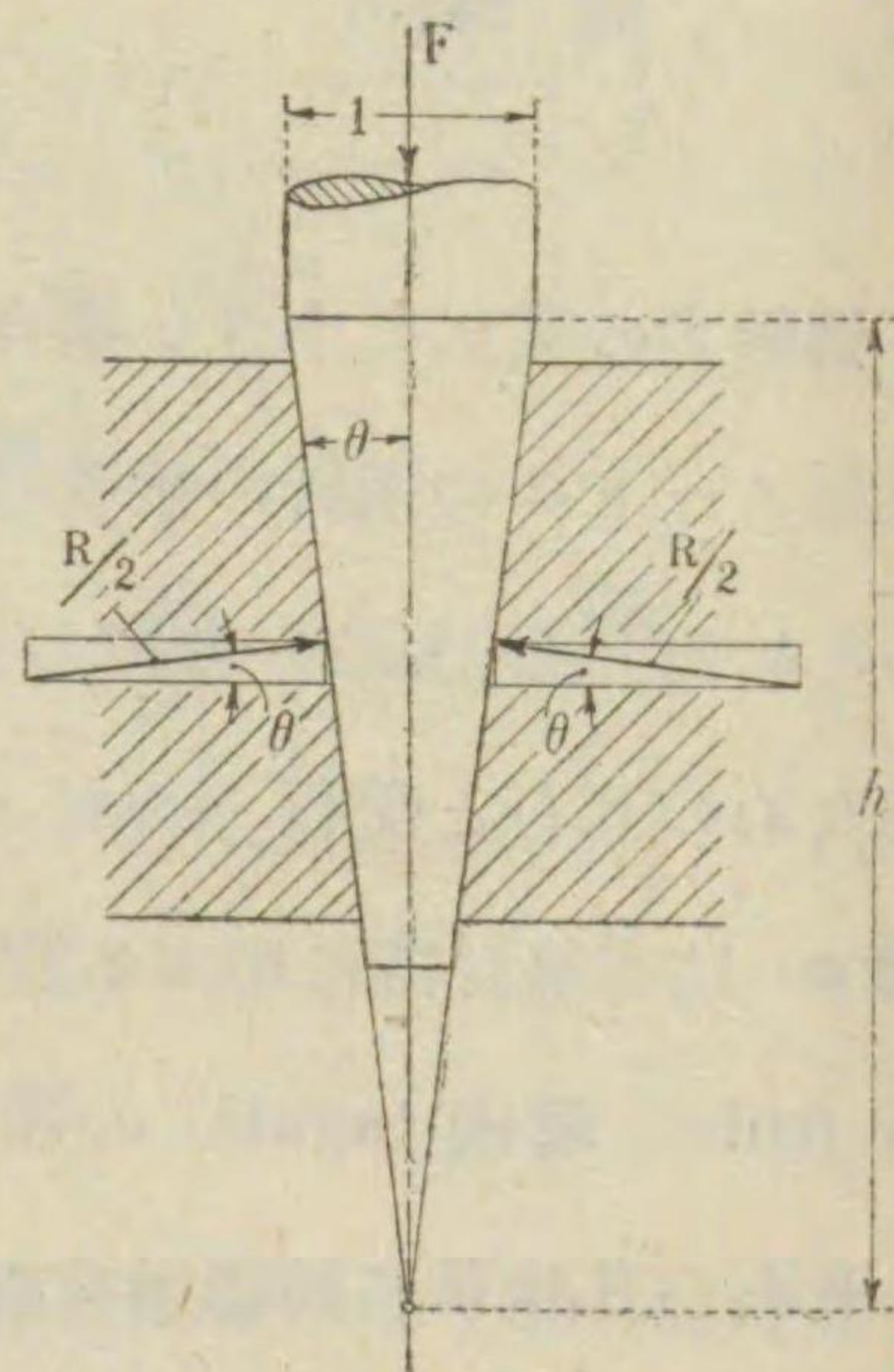


圖 343.1

軸は長くして、確かな廻轉軸が得たい。

細長い圓錐では、受と同一の熱膨脹係數のものにしないと、溫度變化の際に、兩部が互に喰込む心配がある。而して普通に 2θ は 2° 以上 5° の間に定める。前式の $F=1$ と置けば、表 343 の如くなる。

廣く行はれるものは、兩方共鋼で、圓錐軸には焼を入れ、受は軟かいままにするか、又は、軸を焼入れしない鋼で作し、受を青銅で作るのである。

何れの場合でも、圓錐面は全面が接觸しない様にする方が良い。即ち中央に所謂「逃げ」を作るべきである。

も1つは、圓錐の接觸部の下部に、 S (圖 343.2) で示す様に、少し受の接觸面から、突出する部を設けることである。さもないと磨滅してから後、受の方に肩を作り、圓錐が下られなくなつて、定心機能が不良となる憂がある。

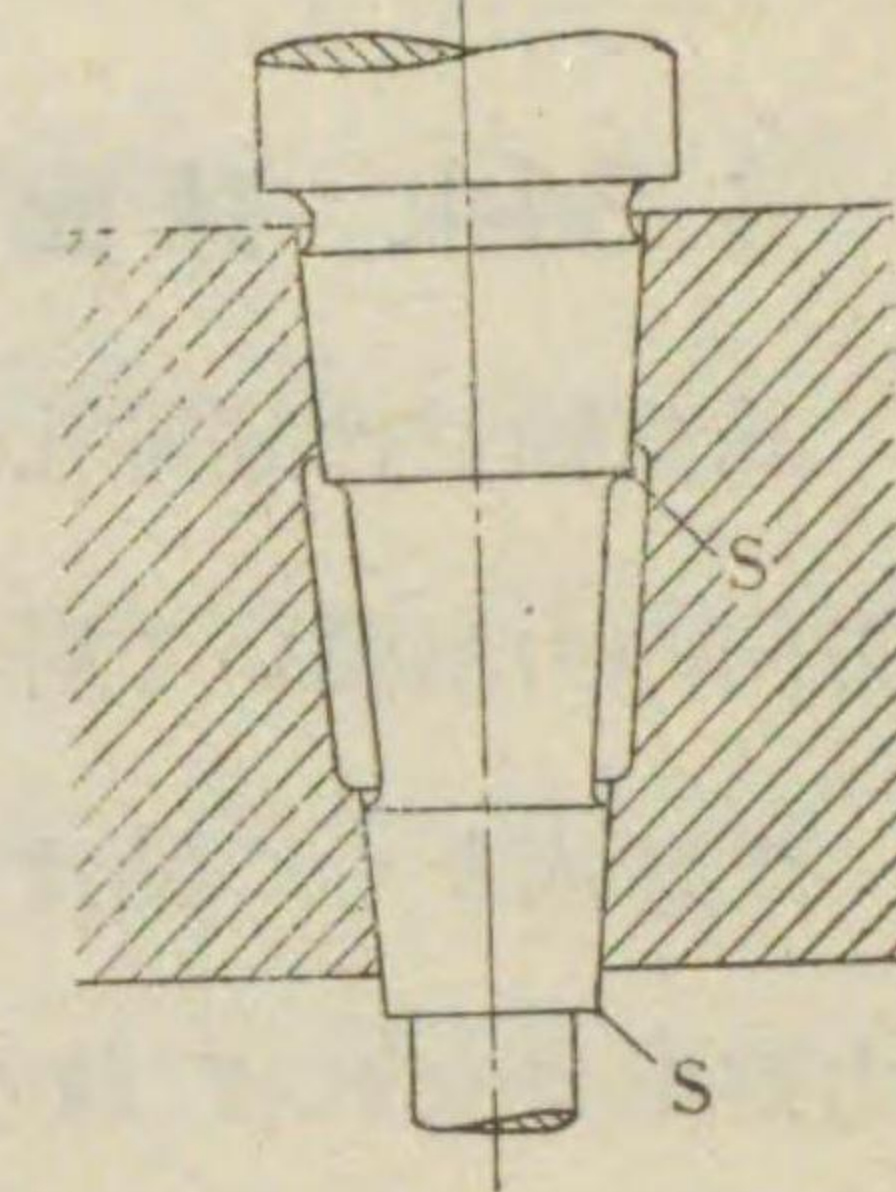


圖 343.2

表 343

| 圓錐 1 : h | 2θ | $\sin \theta$ | $\frac{1}{\sin \theta}$ |
|-------------|--------------------|---------------|-------------------------|
| 1 : 5 | $5^\circ 42' 30''$ | 0.09961 | 10 |
| 1 : 6 | $4^\circ 46'$ | 0.08310 | 12 |
| 1 : 3 | $3^\circ 34' 20''$ | 0.06250 | 16 |
| 1 : 10 | $2^\circ 52'$ | 0.05001 | 20 |

2. 兩側圓錐軸受

縦ての遊びを奪ふには、ねちを用ふるのが普通であるが、それには、軸の兩端を圓錐尖にしたものと、反對に軸の兩端に圓錐窩を設けたものとある。而して

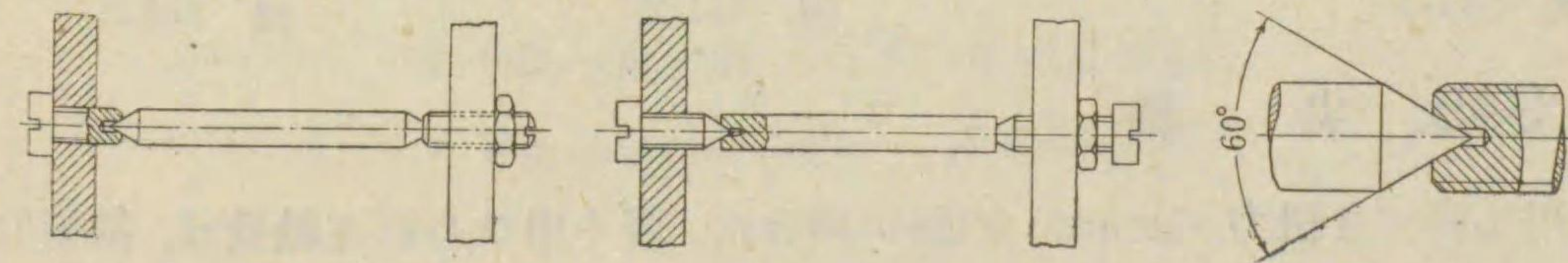


圖 343.3

圓錐角は普通 60° を用ひ、窩の底には圓錐形孔を設けて、圓錐面の作成を容易にし且つ圓錐尖の接觸を確實にする。

第3節 球面をもつ滑り軸受

§ 344. 球面軸受

球面軸受は圓錐孔の斜面で球が接する如く作られたものであるから、縦ての方向の力が働いて居れば軸受に遊隙はない。従つて正しく軸の位置を指定する。

又球面をもつ軸は球の中心の周りに少しの向を變へることが出来る。縦ての力が F であれば、球の面に働く力 $R = \frac{F}{\sin \theta}$ であることは圓錐軸受の場合と同様である(圖 344-1)。

此の球軸受にも片側と兩側とがある。片側のときには、球の反對側から力を與へて、圓錐面から球の脱出を防止する手段が必要である(圖 344-2)。

兩側軸受の場合と同様唯圓錐の代りに球を用ひるだけである。

圖 344-3 は電氣計器に用ひられる球軸受の 1 例を示す。

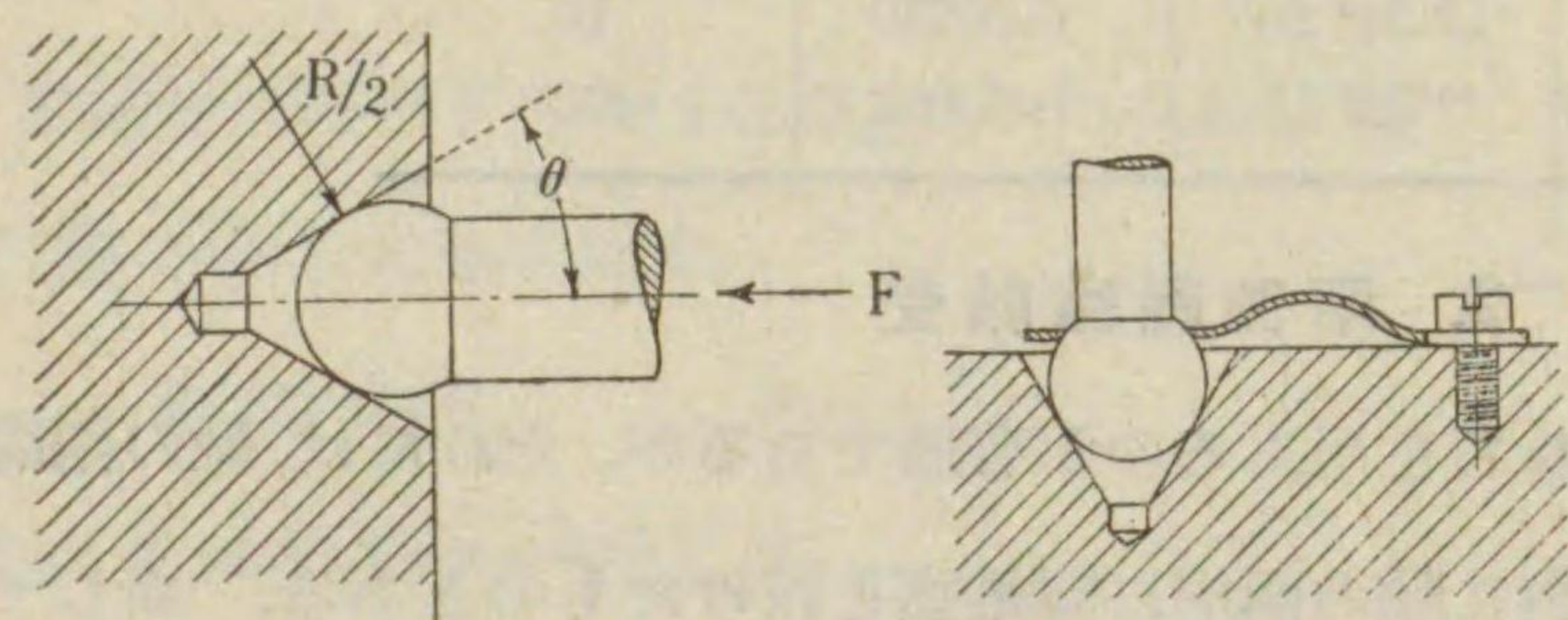


圖 344-1

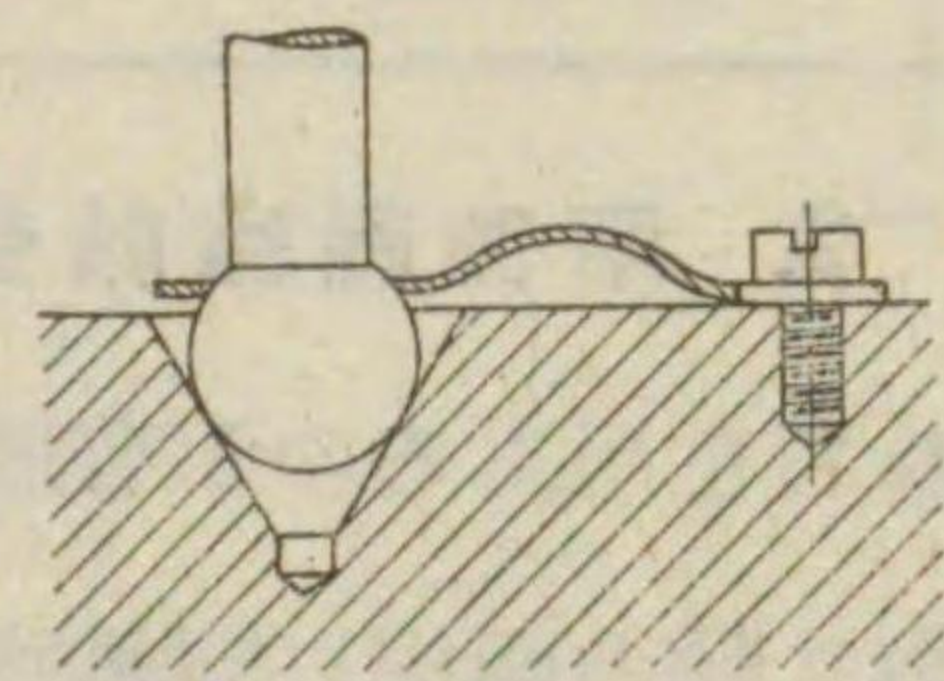


圖 344-2

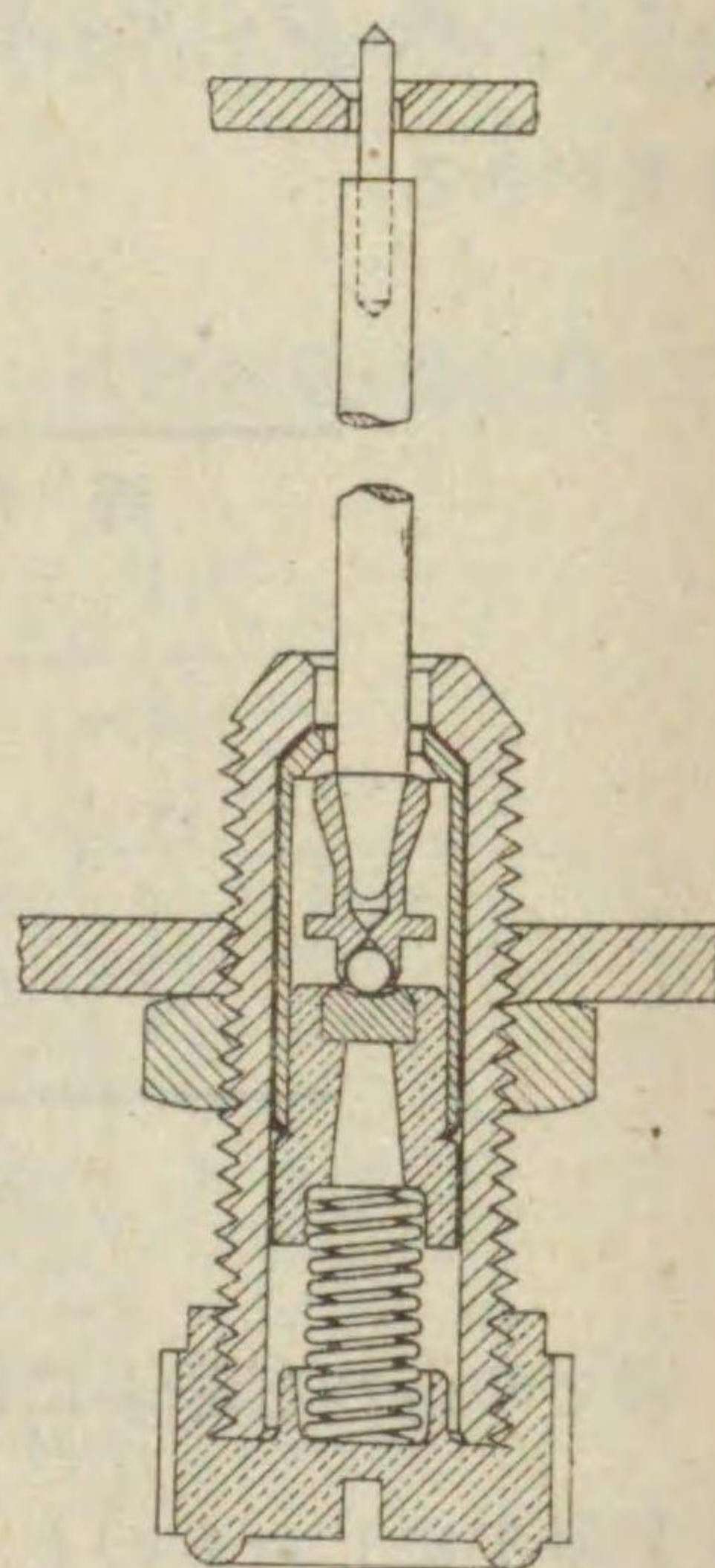


圖 344-3

§ 345. 尖 軸

使用し得べき扭力 (torque) の弱い場合に、廣く用ひられる軸受は、鋼製尖軸と寶石受、所謂 pivots and jewels である。

使用する寶石は碧玉 (sapphire), 紅玉 (ruby), 瑪瑙 (agate) の類である。此等の石には圓錐窩を設け、その圓錐角よりも小さい圓錐角をもつ尖軸と併用するものである(圖 345-1)。

尖軸といつても先端には丸味があるから、實は半徑の異つた球面の接觸である。

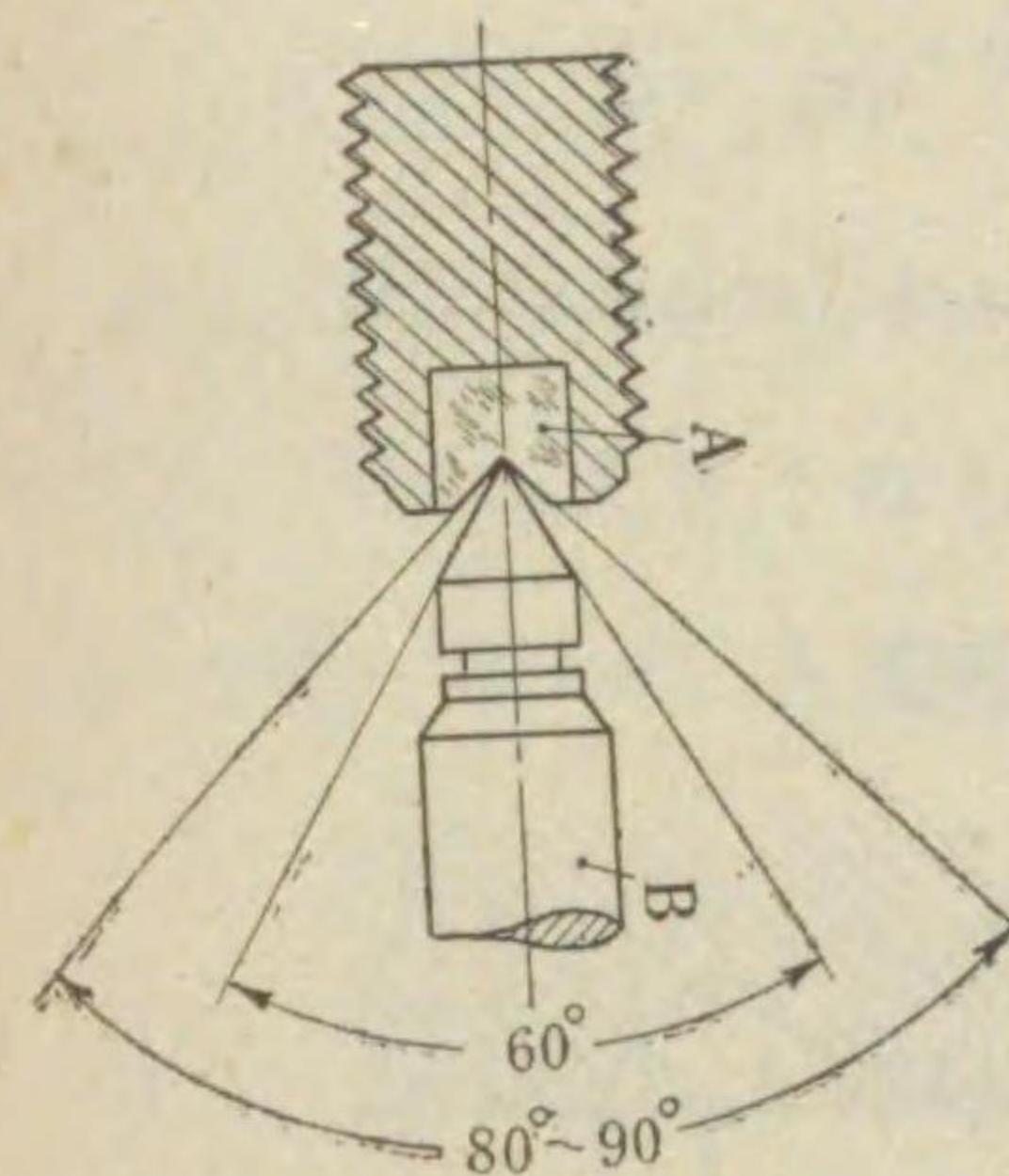


圖 345-1

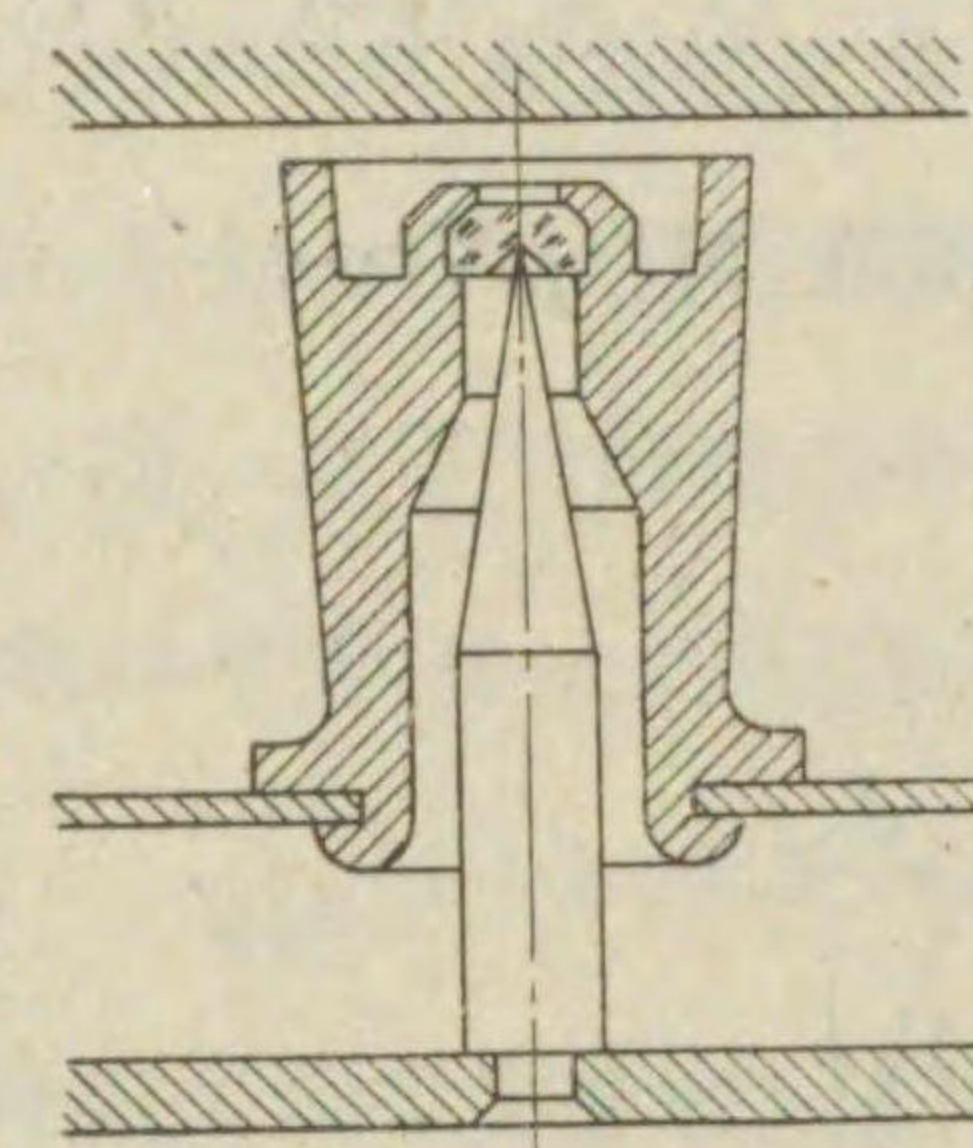


圖 345-2

尖軸圓錐角については、色々異つた意見があるが、廣く用ひられるものは、60° である。實驗室用計器では尖つたほど佳いが、工業用計器では鈍角の方が耐久性が良くて佳い。

尖軸の使用法にも、片側と、兩側とがある。例へば磁石羅

針儀の磁石の支軸(圖 345-2)は片側であるが、廻轉コイル型電流計の支軸は兩側である。

§ 346. 尖軸の偏心

尖軸も受石も、接觸面には丸味を與へてあるのと、兩側軸受の場合には軸端と受石との間に、止むを得ず與へた弛みがあるために、軸が水平になつたときには、軸は、受石の中心よりも下方に位することになる。その狀圖 346-1 に示す如くである。

軸方向に遊隙 d があり、垂直力 V (軸及それに取り付けられた部品の重さ) が働くために、軸は受石の中心線から D だけ下り、尖軸の端末は A で B に接する代りに、C 點で接觸することになる。遊隙 d と垂下 D との関係は、

$$OB - OF = d, \quad OF = R \cos \theta - EA, \\ EA = r_1(1 - \cos \theta), \quad \sin \theta = \frac{D}{r_0},$$

から

$$D = \sqrt{d(2r_0 - d)} \dots\dots\dots(1)$$

が得られる、 $r_0 = R - r_1$ 即ち兩球面半径の差である。

兩接觸面間には N なる合力が共通の法線方向に働く。此の尖軸が廻ると、 C に生ずる摩擦 F は $CE = l$ なる臂で、廻轉力に抵抗する、即ち抵抗能 $M = Fl$ を作る。而して $F = \mu N$ である、 $N = \frac{V}{\sin \theta}$ 、 $\sin \theta = \frac{l}{r_1}$ であるから、

$$\therefore N = V \frac{r_1}{l} \quad \therefore F = \mu N = \mu V \frac{r_1}{l}$$

$$\text{摩擦抵抗能 } M = \mu V r_1 \dots \dots \dots (2)$$

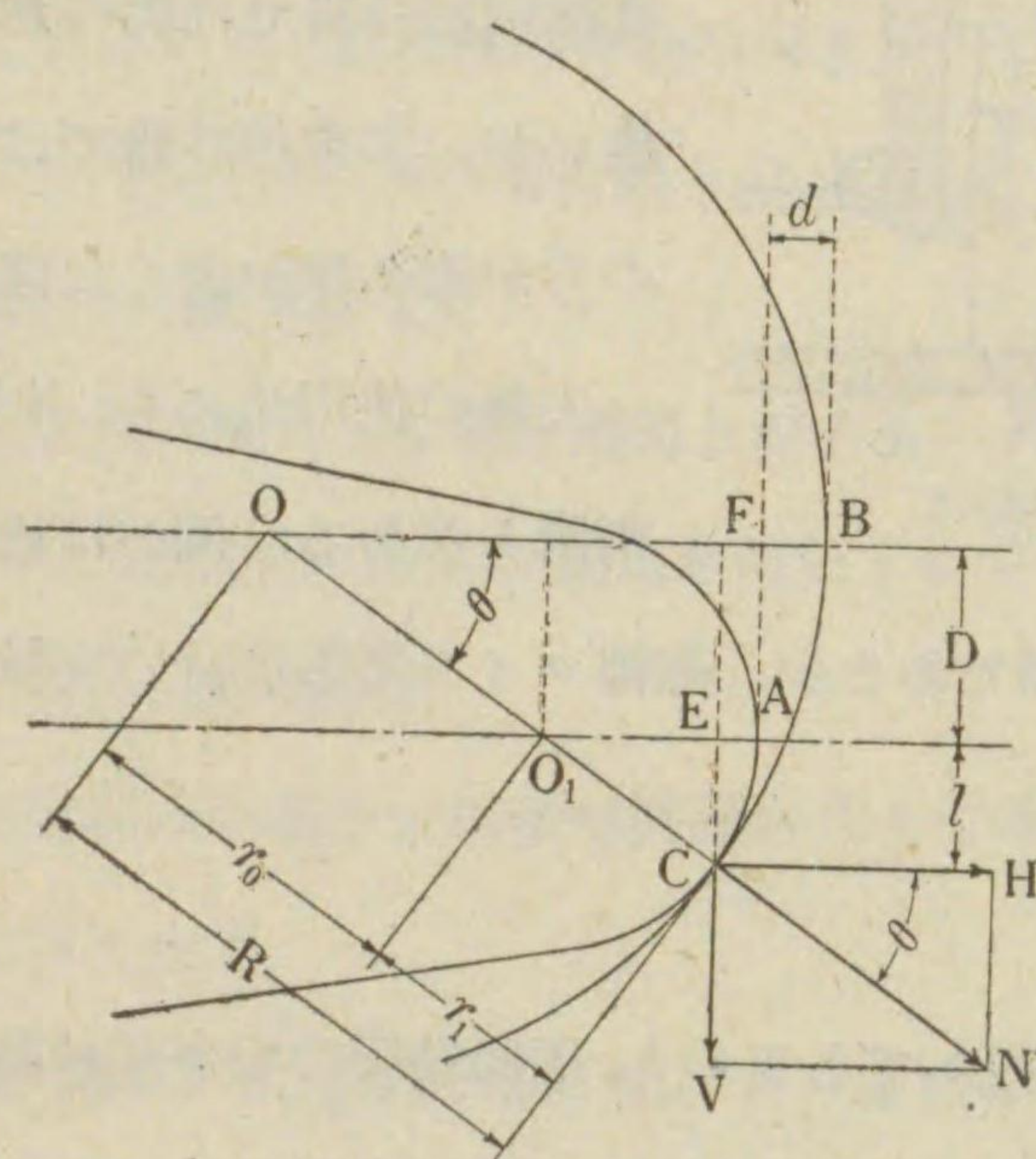


圖 346.1

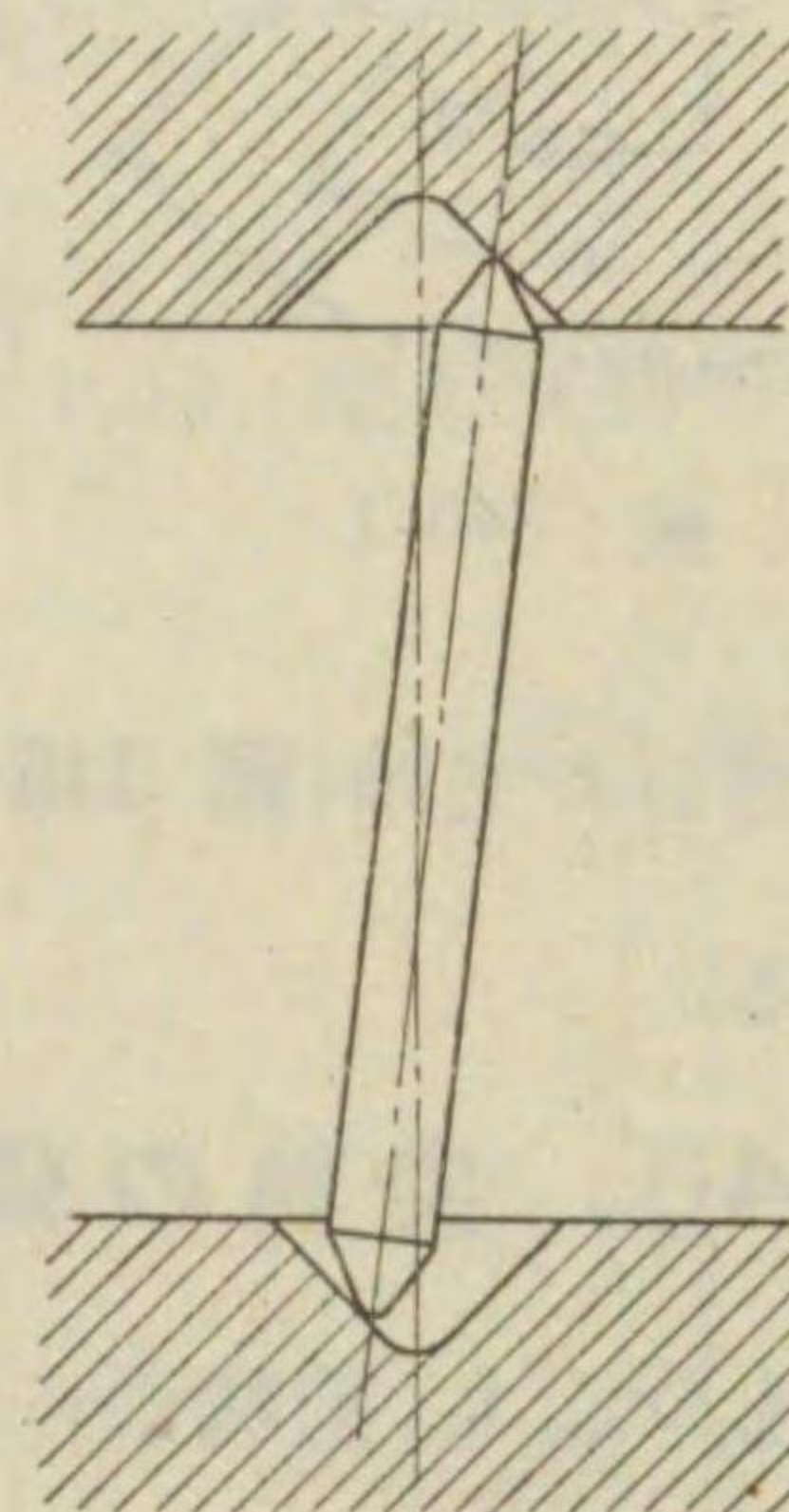


圖 346.2

となる。即ち抵抗能は、受石の曲率半径にも関係なく、又縦ての遊隙 d にも関係ない、唯半径 r_1 だけによつて定まることになる。但し垂直力 V による面の變形は少しも考慮しない場合である。

さて尖軸の偏心は軸が水平の場合に限らず、軸に對して直角なる力が働けば垂直の場合にも生ずるのである。而してその不良なる場合には、圖 346.2 に示す如く、軸は傾斜したまま廻ることになる。此のことが、尖軸を廻轉軸とした光挺などの再示性を缺ぐ主要な原因である。

§ 347. ストットの尖軸に関する研究

N.P.L. の Verney Stott は尖軸の耐久力、摩擦等につき極めて有益なる研究をなし遂げた。以下その大要を述べる。

1. 靜的荷重に對する尖軸の變形

尖軸は焼入しないのと焼入した鋼、ステライト、不銹鋼と黄銅 (brass) とで作り、各を $30^\circ, 50^\circ, 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ$ の圓錐體に作つて試験した。

靜的荷重 (statical load) を加へると尖端が扁平に潰され、荷重が増すと、扁平端の半径が大きくなる。同一材料で角度の異なる尖軸について單位面積に於ける荷重 $P/(\pi r^2)$ と圓錐角の半分 θ との關係を實驗結果から誘導すると、

$$\frac{P}{\pi r^2} (1 + a \cot \theta) = k \dots \dots \dots (1)$$

となる。 a と k とは材料によつて定まる定數である。即ち圓錐角の大きい尖軸では、單位面積で支へる力が大きいのである。實驗値を表示すると次の如くである。

| 材 料 | a | k | 單位面積荷重 $\frac{P}{\pi r^2}$ kg/mm^2 (實測値) | | | | |
|------------|-------|------|--------------------------------------------|------------|------------|------------|-------------|
| | | | 30° | 50° | 60° | 90° | 120° |
| Brass | 0.245 | 153 | 72 | 101 | 106 | 126 | 133 |
| Soft steel | 0.090 | 165 | 104 | 139 | 142 | 152 | 157 |
| Stellite | 1.051 | 1394 | 288 | 414 | 497 | 698 | 851 |
| Hard steel | 1.405 | 1247 | 470 | 672 | 723 | 899 | 1006 |

2. 尖軸の硬度

尖軸の硬さを Vickers hardness-testing machine を用ひ、圓錐角 120° の圓錐ダイヤモンドの凹み (indentation) で決定し、一方 120° の圓錐角を有する尖軸の單位面積に對する荷重を前述の實測値 a 及 k から計算して、比較してみると、丁度合致することが判つた。そこで此の方法は、針金の様な試料の少ないものの硬度を決定する好い方法であることが判つた。之は尖軸を製作する

ときの管理 (control) の一便法である。焼入れの温度は最も大切である。同じ計器から取出した 2 つの尖軸の硬度が 25 % も相異して居ることがある。実験の結果、1050°C から急冷した圓錐角 60° の不銹鋼は、486 kg/mm² を支へ、1100°C で急冷したものは 567 kg/mm² を支へ、それ以上の温度では支力が減る。即ち餘程正確に焼入れしなければならないことが到る。

3. 尖軸の曲率半徑

次に尖軸端の曲率半徑を何程にして置けば、永久變形を起すことなしに、所望の荷重を支へさせることが出来るかといふ重要な問題がある。

尖軸端を球の一部である様に仕上げた場合に、受石と接觸する具合は、大きな角をもつ圓錐と平面との接觸と類似して居る。その様な場合には、(1) 式の θ (圓錐角の半分) は、凡そ 90° になるから、 $\cot \theta$ は凡そ零になり、従つて

$$P/(\pi r^2) = k \dots \dots \dots (2)$$

となる。だから、此の式の左邊が右邊より大ならざる様にすれば、尖軸は永久變形なしに荷重を支へることが出来る筈である。

2 つの球面が接觸する場合、接觸面の中心に生ずる壓力については、Hertz が計算法を誘導してゐる (§ 232) から尖軸と受石の材料が決つてゐれば、荷重を支へるに必要な最小半徑を算出することが出来る。少しの安全率を取つて焼入れした鋼の場合の k を 1000 kg/mm² とし、平面碧玉 (sapphire) と接觸するときの鋼針端の半徑を、何程にして置けば 50 g までの荷重を支へることが出来るかを計算すると圖 347-1 の様になる。又實驗の結果此の關係が正しいことが證明された。

所が圖 347-1 の與へる尖軸の曲率半徑 r_p は尖軸が平面と接した場合の値である。受石が曲率半徑 r_j を有する場合の尖軸の最小曲率半徑 r'_p は次式で與へられる。

$$\frac{1}{r_p} = \frac{1}{r'_p} - \frac{1}{r_j}$$

普通に用ひられる受石に對しては、 r'_p は r_p と大した相違がない。

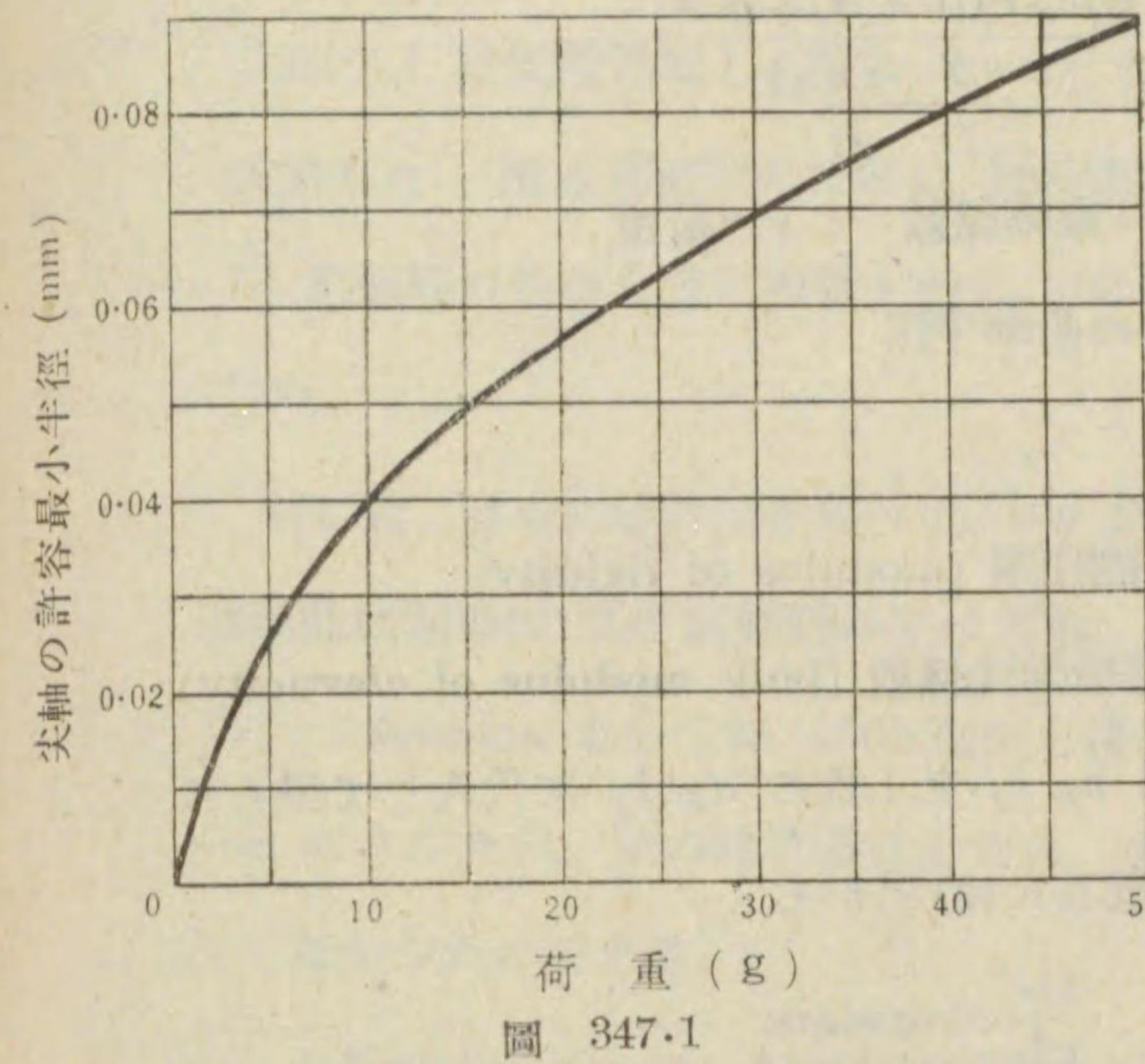


圖 347-1

實際に尖軸を作る場合には尖軸の丸みは全く偶然的に (by chance) 定まる様なものである。尖端を作るつもりのものが、誤まつて丸くなり、又は出来上つた尖端は僅かの力が加はつて丸くなるといつた具合である。併し荷重の軽い場合に端末を全く尖銳にするが佳

いか、又は少し丸みをつけて大した摩擦なしに、荷重を充分に支へることが出来る様にするが佳いかは問題である。

尖銳にするのは製造上からは寧ろ容易であるし、使用中に磨滅して出来た平面は、初めから永久變形なしに、荷重を支へる様に定められた最小曲率半徑を有する尖軸よりも理論上抵抗が少ない。併し尖軸の形が不安定で、受石に對して尖軸が位置を變へると、尖軸の形が漸に變る様な結果を招來するから、結局不定形になつて抵抗も亦色々に變ることになる。

一方、端末を一定の非常に小さい曲率半徑、(例へば 0.04 mm) に仕上げることは、比較的困難なことであるが、尖軸端の形が殆ど不變であるといふ利益がある。従つて比較的大きな荷重、例へば 10 g 以上、では尖軸端は必ず一定の曲率に仕上げるべきである。しかもそれには大して製造上の困難はない。

4. 尖軸と受石間の摩擦抵抗能

電氣のメートルに下軸受 (bottom bearing) として用ひてある様な型の尖軸と受石の間に起る摩擦を數學的に研究して、摩擦による抵抗能を算出した。

その結果

$$C_f = \frac{\pi\mu(3P/16)^{\frac{4}{3}}(\vartheta_p + \vartheta_j)^{\frac{1}{3}}}{\left(\frac{1}{r_p} - \frac{1}{r_j}\right)^{\frac{1}{3}}} \dots\dots\dots(3)$$

を得た、 C_f =抵抗能 μ =摩擦係数 P =荷重

r_p, r_j =尖軸と受石の曲率半径

$$\vartheta_p = \frac{4n_p + 3k_p}{n_p(n_p + 3k_p)}$$

n_p = 尖軸の材料の剛性率 (modulus of rigidity)

k_p = " 体積弾性係数 (bulk modulus of elasticity)

ϑ_j は受石に対する n_j, k_j を上式の n_p, k_p に代入して得られる。

寸法と材料の定つた尖軸と受石には(3)から

$$\frac{C_f}{P^{\frac{4}{3}}} = \text{constant} \dots\dots\dots(4)$$

なる関係が得られる。即ち摩擦能は $P^{\frac{4}{3}}$ に比例するといふ関係である。

摩擦能 C_f と荷重 P との関係

| 荷重 P (grammes) | 摩擦能 C_f (dyne-cm) | $P^{\frac{4}{3}}$ | $\frac{C_f}{P^{\frac{4}{3}}}$ |
|----------------------|---------------------------|-------------------|-------------------------------|
| 7 | 0.27 | 12.4 | 0.021 |
| 12 | 0.50 | 26.0 | 0.019 |
| 22 | 1.1 | 60.4 | 0.018 |
| 36 | 2.2 | 121 | 0.018 |
| 86 | 6.3 | 380 | 0.017 |
| 136 | 17.9 | 703 | 0.025 |

此の関係は實驗的に證明される荷重は、鋼製尖軸の尖端曲率半径を 0.8 mm とし、人造碧玉受石 (synthetic sapphire jewel) の曲率半径を 1.73 mm としたものを使用して得た結果である。

5. 潤滑と磨耗との関係

半徑 0.4 mm の焼入鋼尖軸と半徑 1.7 mm の人造碧玉を用ひて磨耗試験を行つた。荷重は 22 g で、尖軸の廻轉は 150 r. p. m である。同様な組合せを 2 組作つて、其の 1 は潤滑油なし、即ち dry で、他は潤滑油を與へ、即ち lubricated で試験した。兩方共初めのほどは、摩擦能が 2 dyne-cm であつたが、dry の方は、50 萬廻轉の頃から急に抵抗が増し、100 萬廻轉になつたとき、48 dyne-cm になつた。

他の 1 對には、初めに時計油を與へて、100 萬廻轉を終つたときに更に給油した。摩擦能は初めの 100 萬廻轉の間は勿論、1500 萬廻轉に達するまで、殆ど變化なく、2 dyne-cm であつた。1500 萬から後は少し増加し 1650 萬のときに 10 dyne-cm になつたが、此の時實驗は止めた。油は 100 萬廻轉の時に與へてからは與へなかつたのである。

之で見ると給油することは、甚だ大切であることが判る。從來は初期抵抗能 (initial torque) に相違がないといふので、給油はどうしても佳いと考へられてゐたが、それは誤りであることが證明された。

6. 摩擦能の測定法

序に上記の實驗に用ひた摩擦抵抗の測定法を記することは興味あることと思ふ。

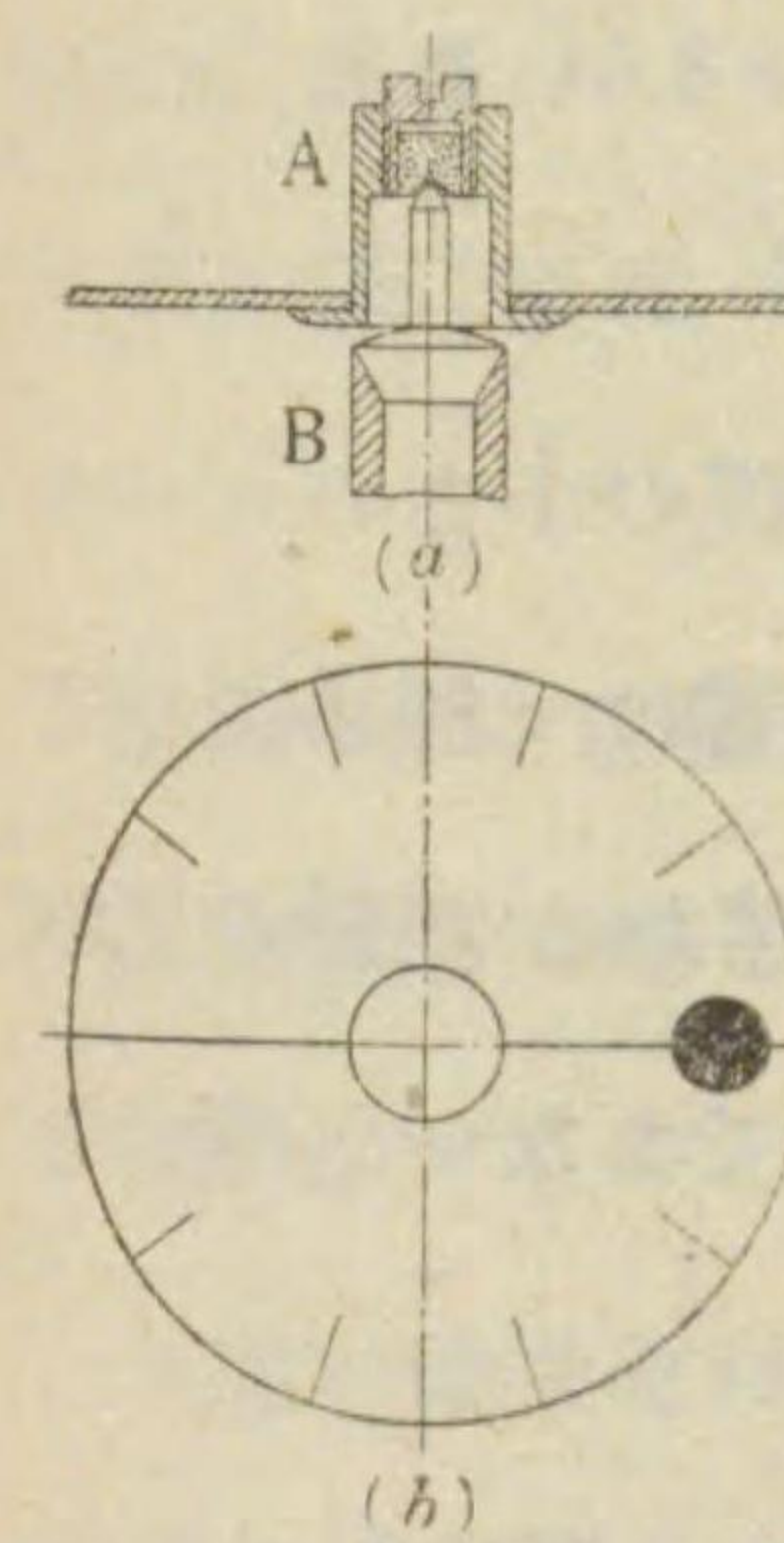


圖 347.2

ふ。

測定装置の要部は 圖 347.2 に示してある。受石は短い金屬管 A の頂に固定し、此の管のフレンジに圓板を取付け、その上面に (b) に示す如き、目盛と黒星とが描いてある。尖軸を小さいコレット (collet) で掴み、尖軸端に圓板をのせると、尖軸と受石とが接觸するのである。

コレットを等速 (uniform speed) で廻すと、圓板が、尖軸と受石との摩擦力で、廻り始める。そこで圓板上の標線が、固定の標線を通過するときの時刻を測定し、廻轉角と時間との關係曲線を

測定し、廻轉角と時間との關係曲線を

求め。此の曲線から速度—時間曲線を求め、その曲線から圓板の加速度を求めることが出来る。圓板と管と受石との慣性能率に加速度をかけると、尖軸と受石との間に働く摩擦力が得られる。

軸の廻轉を止めて、尙記録をとり、圓板の減速曲線を求め、それから摩擦力を出すことも出来る。兩者は完全に一致した値を與へたいといふ。

第5節 轉がり軸受

轉がり軸受は、廻轉角の大きい場合に用ひられる轉がり廻轉軸受即ちコロ軸受 (roller bearing) 及球軸受 (ball bearing) の類と、廻轉角の小さい場合に用ひる支へ双受 (knife-edge bearing) とに分けることが出来る。

§ 348. コロ軸受

滑動軸受を轉がり軸受に變へる最も簡単な方法は、圓壘形軸とその軸受との間に、丸棒即ちローラを入れることである。斯くすれば、兩接觸面が滑る代りに轉がりを生じ、摩擦力は著しく減少する。それが所謂コロ軸受である。併しコロ軸受は一般に力の大きい場合に用ひられるので、精密機械にはその利用される場合が少ないから、その詳細は茲に略することにする。

§ 349. 針軸受

1. 總説

針軸受 (needle or needle roller bearing) は兩軌道面間に直径の小さいローラ即ち針を入れ、針と針とは互に接觸する如く配置したもので、言はゞ極めて小さいローラをもち、ケージのないコロ軸受である。針軸受は純然たる轉動の原理に依つて動作するのでなく、又純然たる滑動原理に従ふものでもない。兩者を組合せたやうな動作をするのである。

針は全體として所謂浮游滑動皮 (Schwimmende Gleithülse) を形成してゐる。而して強い軸壓の作用するときだけ、部分的に轉動し、針と針との間の毛細管

作用を有する小さい楔形の空積と、廻轉の際に生ずる吸込作用とで潤滑劑が軌道面から振り出されることを止め、一方又有效潤滑層を作つて、針の破損を防ぐから、能率よく働くのである。潤滑が良いのと、針に働く遠心力の小さいのと、針の廻轉が少ないのとで、針軸受は高速に使へる。又之を使ふと、コロ軸受と比べて、場所の經濟と、負擔能力とに、大きな利益がある。

例へば直径 35 mm の軸に對する軸受では、コロ軸受の外径は 72 mm となるが、直径 3 mm の針を使ふと直接式では、 $35+3\times 2=41$ mm の内径をもつ軸受面を作れば足ることになる。

従つて軸受部の全體が、それだけ小さくなる。圖 349.1 は大きさの比較を示す。

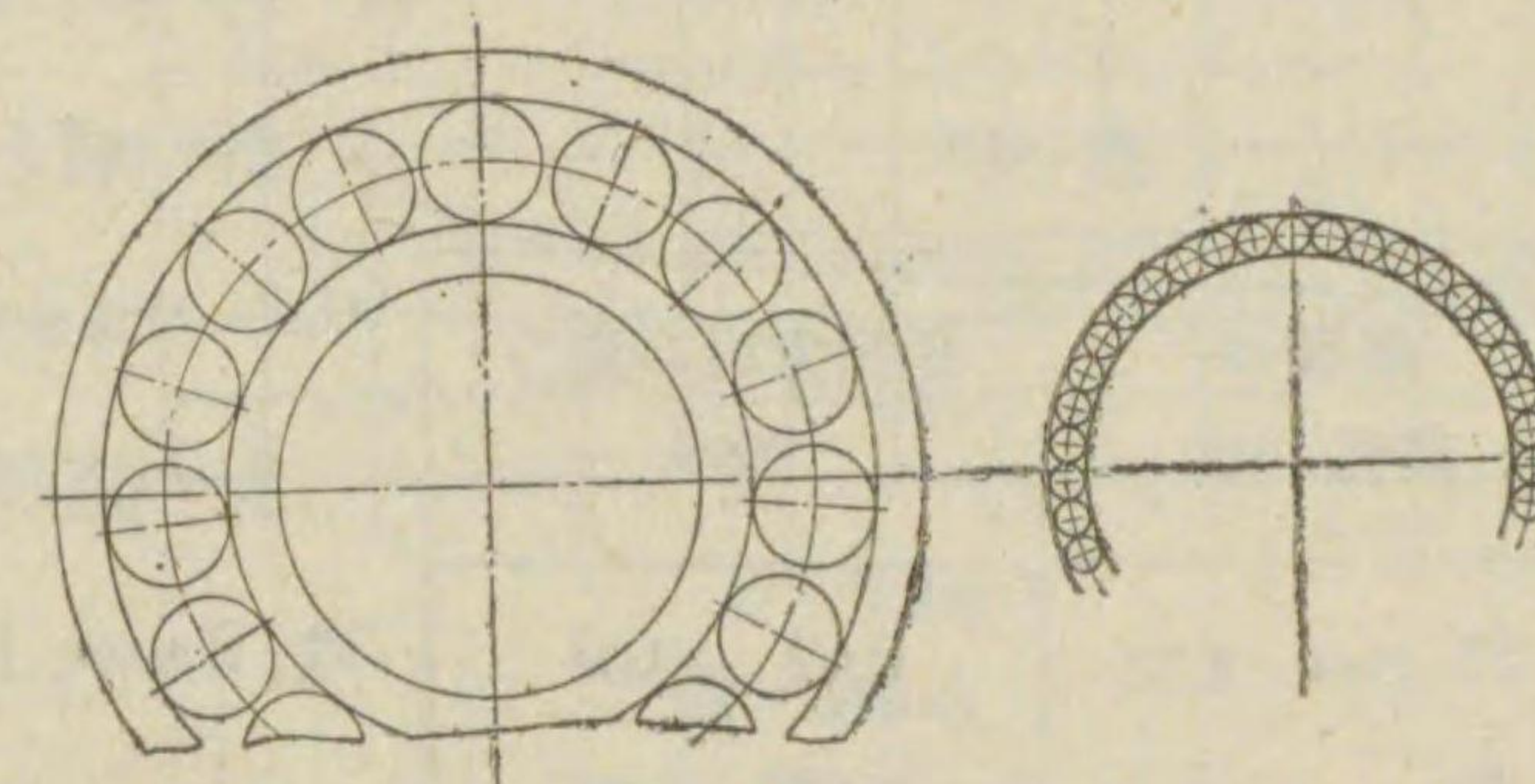


圖 349.1

コロ軸受では (軸周 120° で負荷するものと假定して) 直径

10 mm のコロ 6 個で負擔することになるが、針軸受では、軸の接觸線が 11 になる。

重さから言へば、直径 10 mm、長さ 10 mm のコロと、それに相當する直径 3 mm、長さ 15.8 mm の針とでは、重量比が 6:1 となる。遠心力を考へる必要のある場合には、特に針軸受が有利である。

2. 針軸受の種類と負荷能力

針軸受に、直接式即ち針が直接に軸及軸受面上を轉がるもの (圖 349.2, a) と、間接式即ち内輪と外輪とを有するもの (圖 b, c) と半直接式即ち内、外輪の内 1 つを缺ぐものとの 3 種がある。

此等の軸受を自作する場合には、針の長さの方向と、半徑方向とに、適當な遊隙をもつやうにする必要がある。

半徑方向の遊びは、軸受が完全に動作するために重要なので、製造會社では

適宜な量を規定してゐる。而して大體表 349 の如きものである。

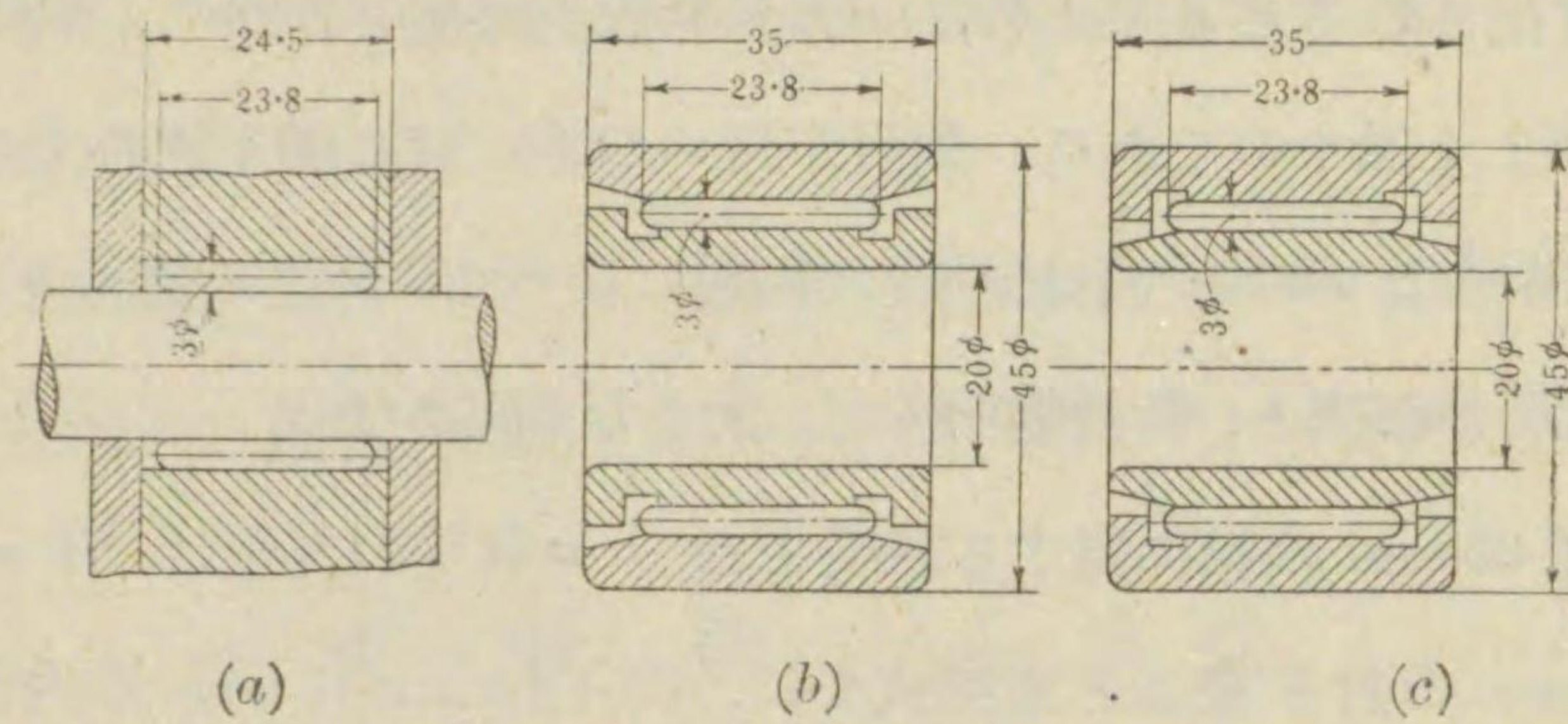


圖 349.2

表 349

| 軸頭の直径 mm | 平徑方向の遊び mm |
|----------|--------------|
| 25 mm まで | 0.02 — 0.04 |
| 40 ” | 0.025 — 0.04 |
| 60 ” | 0.03 — 0.05 |
| 60 以上 | 0.04 — 0.06 |

針の肩と側輪との間の、側方の遊びは、0.2—0.4 mm でなければならぬ。

針の直径は、直径の小さい軸受に対しては、2 mm, 比較的大きいものでは 2.5, 3, 3.5 mm が用ひられ、更に大きい軸受には 4 及 5 mm が用ひられる。

更に重要なことは、針を軸受の全周に入れてはならないことである。即ち針を配列した場合に、ピッチ円の周上に於て、全體として、0.5 mm の遊びが存在しなければならぬ。即ち最後の針を押込むほど遊びが小さくては良くないし、又遊びが大き過ぎても良くない。

針軸受の負荷能力は次式で計算が出来る。

$$P = k l L.$$

但し

$$P = \text{許容荷重, kg}$$

k = 許容比面壓力, kg/cm^2 (圖 352.3)

l = 針の長さ, cm (但し 2 列の時は 2 倍, 3 列の時は 3 倍にとる)

L = 針の内軌道面の直径, cm .

v = 軸の圓周速度, m/sec .

圖 349.3 の曲線は、針軸受の壽命を 500 時間として、描かれたものである。壽命が之より小又は大なるときは、曲線の値は次表の係数を乘じて用ひねばならぬ。

| 運轉時間 | 500 | 1,000 | 1,500 | 3,000 | 5,000 | 10,000 | 15,000 | 25,000 | 50,000 |
|------|-----|-------|-------|-------|-------|--------|--------|--------|--------|
| 係数 | 2 | 1.7 | 1.4 | 1.2 | 1 | 0.8 | 0.7 | 0.6 | 0.5 |

無衝擊荷重では $k=300$

kg としても佳い。

潤滑は他の轉がり軸受

と同様にグリース又は他

の粘性の大きい油で行ふ

ことが出来る。

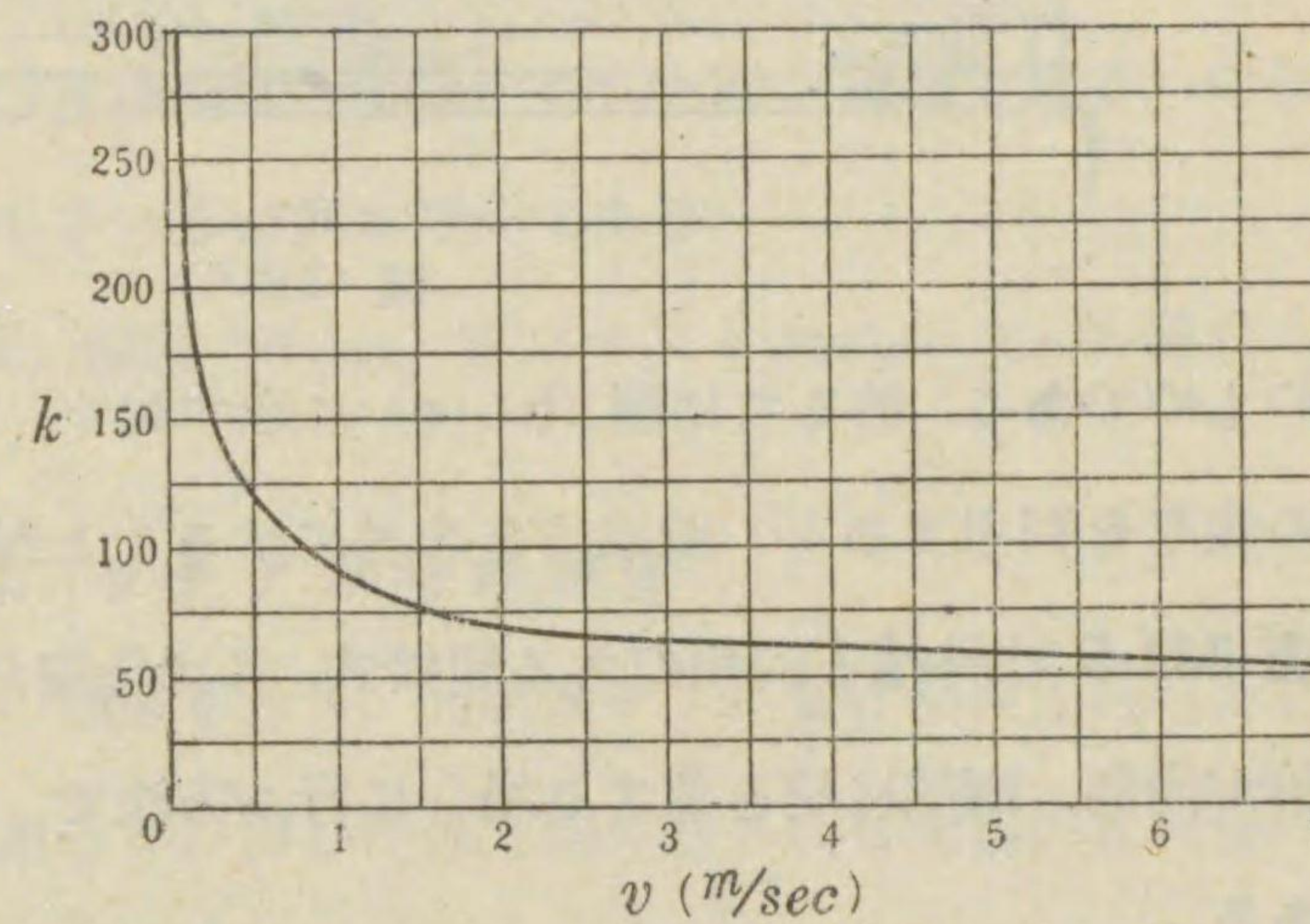


圖 349.3

3. 組立てを容易くした針軸受

針軸受はそれを組立てるとき、針を保持するのに面倒があるために、負荷能

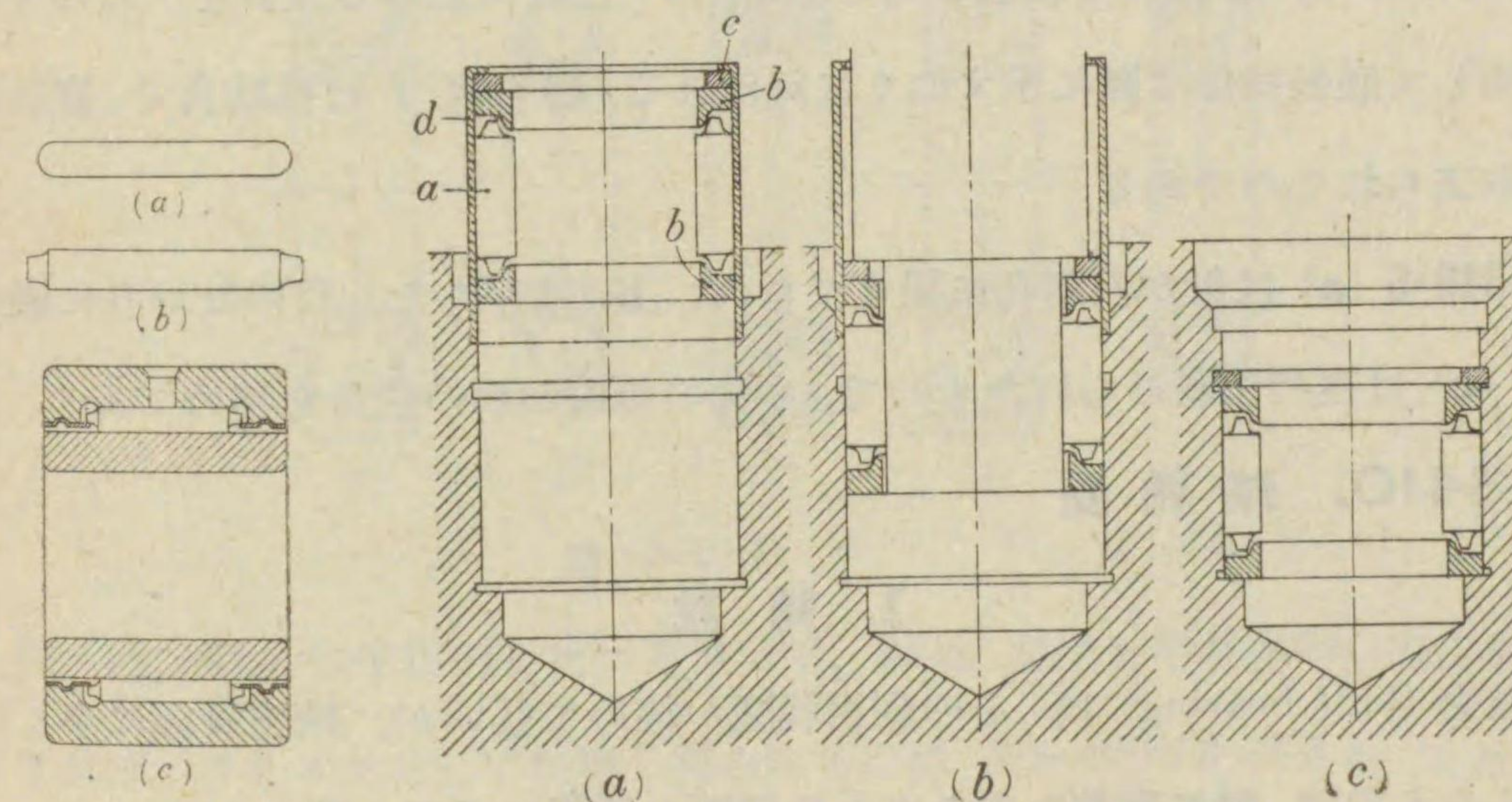


圖 349.4

圖 349.5

力を充分に發揮するように利用し得ないことがある。この缺陷を除くために以下説明する如き考案がある。(1)

従来広く用ひられてゐる針は、圖 349.4 (a) に示す如き、両端球状、又は圓錐

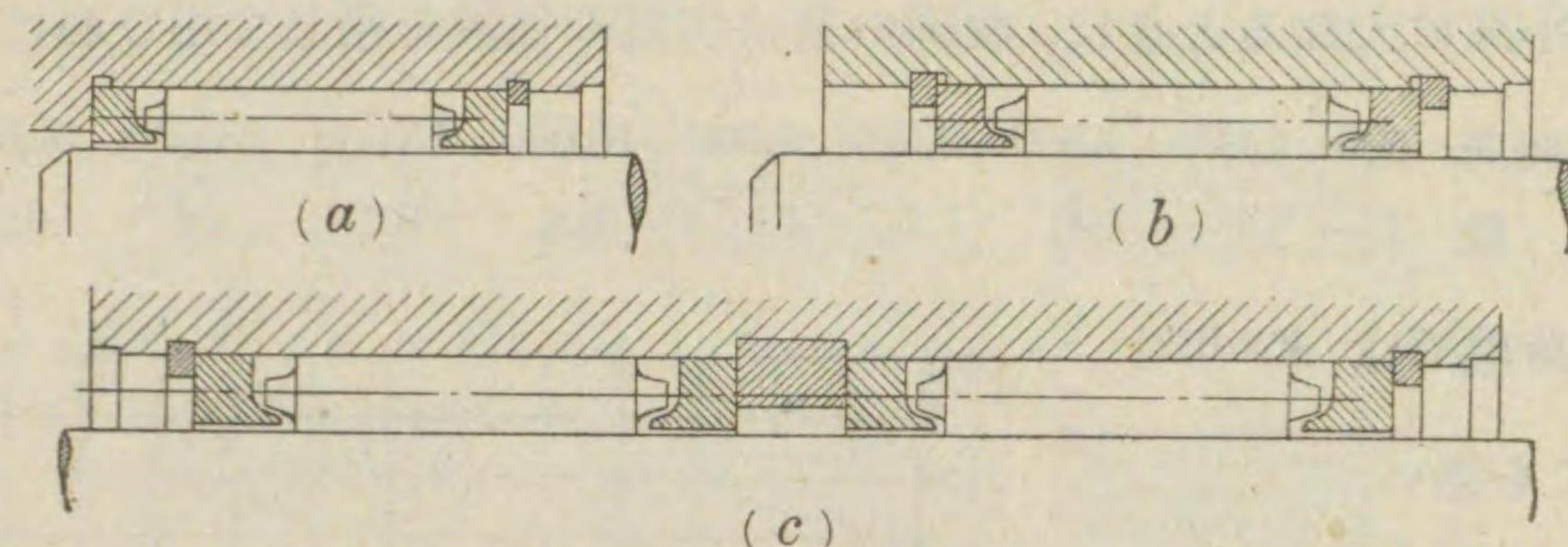


圖 349.6

状のものである。然るに同圖 (b) (c) に示す如く、端面に耳軸状の突起を作り、此の突起を利用すると、組立てを容易にすることが出来る。

圖 349.5 は外輪と内輪のある間接式、又は外輪だけ用ひる半直接式に於て、外輪が内側、両端に肩を有する場合に行ふ方法で、針は緊定板で保持されるのである。

圖 349.5 は内輪を用ひずに、軸は針と直接する場合を示し、針 a は外づれ落ちないやうに、適当な形の端輪 b、b と、外筒 d とによつて、保持されてゐる。c は切割ばね輪で、軸受を嵌装したとき、正しい位置に止める役目をするのである。而して嵌装操作は圖に示す如くに行はれる。即ち筒 d は補助具で、嵌装後には取去られるのである。

圖 349.6 (a) は針が段附孔に組立てられ、(b) は平らな、段のない孔に嵌装され、(c) は複列に嵌められたもので、中央の割輪が肩の役目を務めてゐる。

§ 3410. 球軸受

1. 總説

球軸受 (ball bearing) は、その利用範囲が極めて広いが、精密機械に多く用ひられるものは、軸に直角な力を支へる種類の所謂ラジアル型である。

球は普通内外の軌道 (race) の間に入れられ、球と球とは 磷青銅製のケー

(1) Machinery (E) 39-5-25. p 234.

(cage) によつて互に接觸することのないやうになつてゐる。球も軌道も共に高級な特殊鋼を以て作り、焼入れして研磨し、特にラップして少しの疵も曇もないやうに磨いたもので、その寸法は高級品では $1\sim 2\mu$ 以上の狂ひがないやうに作られてゐる。又軌道は $20\sim 10\mu$ の精度で作られてゐる。

軌道には球の直径の $1.0\sim 1.3$ 倍の丸味が與へられた溝が刻んである。而して此の曲率半径は近年次第に小さい方に向ふ傾向である。

球軸受はラジアル (radial)、傾斜 (radax) 及スラスト (axial) の3種に大別することが出来る。

2. ラジアル型球軸受

圖 3410.1 はラジアル型の種類を示す。元來ラジアル型は半径方向の力を支へるために作られたものであるが、併し半径方向に許された荷重にまだ使はな

い残りがあれば、その残りの $\frac{1}{10}\sim\frac{1}{3}$ 位の縦ての力即ちスラストをも支へることが出来る。

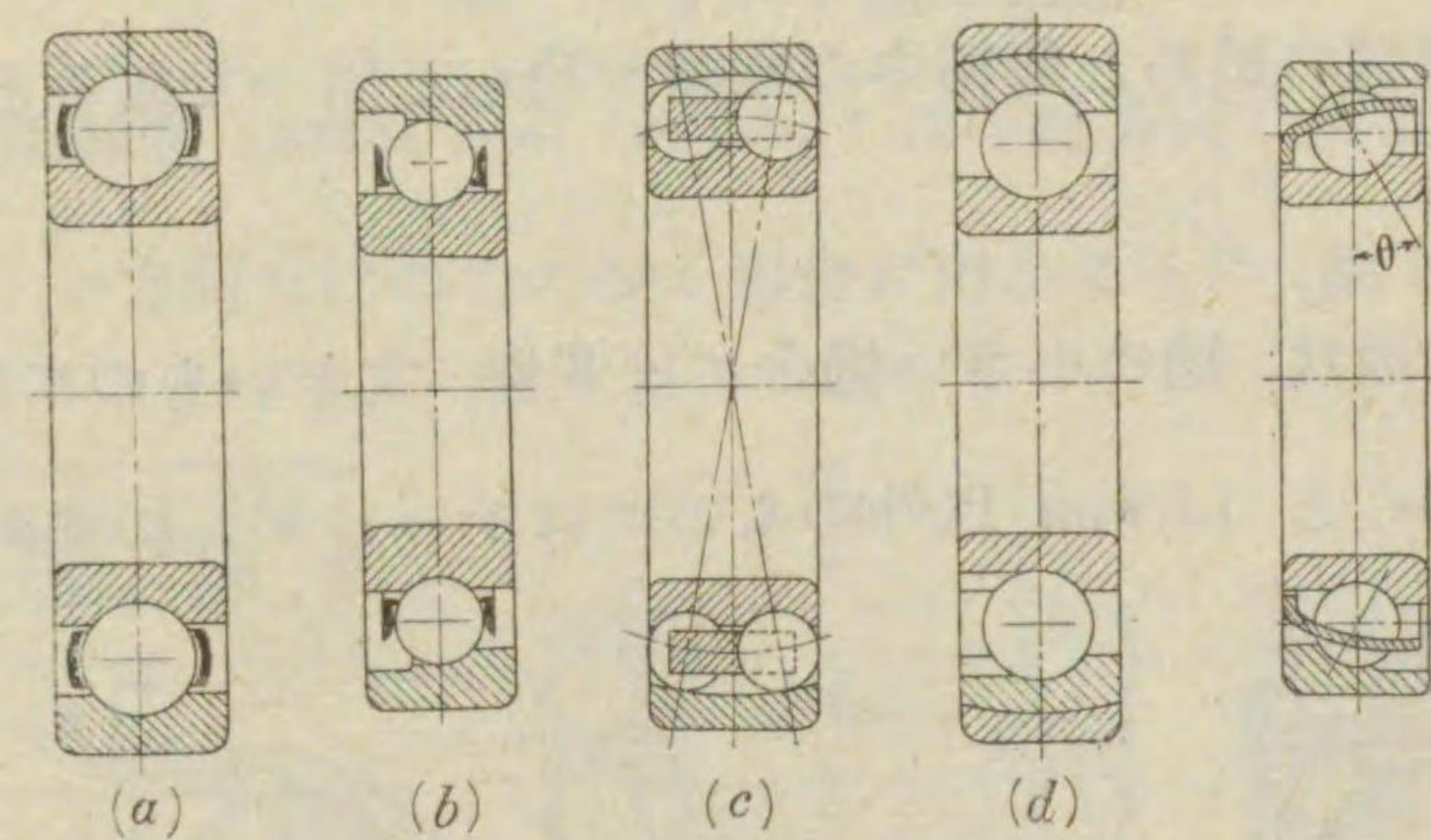


圖 3410.1

圖 3410.2

例へば 50 kg の半径力を支へる軸受で、 25 kg だけを半径方向の力に使つたとすれば、スラストとして利用し得られるのは $(50-25)\div 3=8.3\text{ kg}$ である。

圖 3410.1 (a) は単列ラジアル型を示し、(b) はマクネト型 (Magneto type) と稱へ、内輪と、球と、ケー

ジとは1つの単位を形成し、それだけを軸に嵌め、軸受函に収めた外輪に、後から嵌合させる便利がある。點火用發電器 (Magneto) の

組立てに必要なために、此の型式が考へられたのである。(c)は球を2列に入れた2列自動調心型(double row self-aligning type)である。(d)は単列自動調心型(single self-aligning type)であるが、今では餘り用ひられない。

3. 傾斜型球軸受

圖 3410.2 は傾斜型(radax type)を示す、之は半徑方向の力の外に、大きなスラストの働く場合に利用される。之は球の受壓面が軸半徑と或角度 θ をなす直徑上にあるもので、その角は、或るものでは $11\frac{1}{2}^\circ$ になつてゐる。

4. ミニアチュア球軸受

傾斜型の最近の一大進歩は、倭小球軸受(miniature ball bearing)の出現である。その構造には種々の型式があるが、その主要なる特質は、名前の示す通り著しく小さいことである。従つて携帯時計に用ふる孔石受石の代りにも利用され得るものであるから、一般の計器類に於て尖軸と受石より成れる、軸受の代りに用ひて甚だ有利である。加之尖軸と受石の場合よりも摩擦が著しく小さい利益もあり、又廻轉の始めと廻轉中の摩擦が殆んど同一であるといふ美點をもつてゐる。

此の軸受の球の数は、軸の小さい場合には3個、大きいものには4個以上を用ひ、外徑が1mmと1.5mm以外のものにはケージが入れてある。

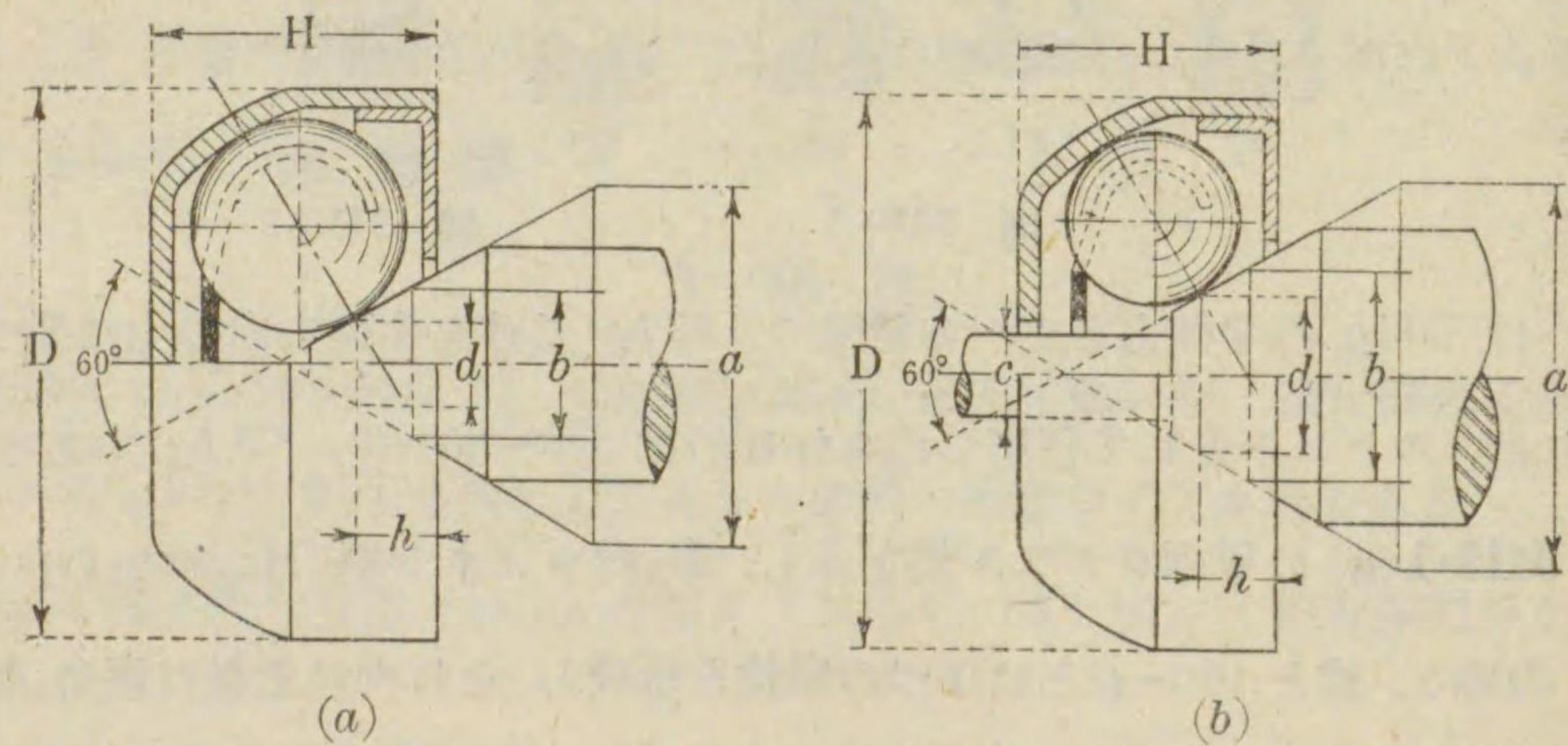


圖 3410.3

圖 3410.3 (a) はその C 型と稱へるものの略圖である。その各部の寸法と支持力とを参考のため型録より摘録したのものが表 3410 である。

圖 (b) は P 型と稱へ、軸端が細まり、突抜けてゐるから、指針をもたせる場合に用ひることが出来る。

表 3410 C 型倭小球軸受の主要寸圖(圖3410.3a)

| 番 號 | 寸 法 (mm) | | | | | | 廻 轉 數 (毎分) | | | | |
|--------|----------|------|------|------|------|------|------------|-------|-------|-------|-------|
| | D | H | a | b | d | h | 1 | 500 | 1000 | 3000 | 10000 |
| | | | | | | | 最大荷重 (kg) | | | | |
| C1 | 0.65 | 0.65 | 0.80 | 0.25 | 0.13 | 0.23 | 0.060 | 0.025 | 0.020 | 0.010 | 0.004 |
| C1.5 | 1.50 | 0.93 | 1.30 | 0.40 | 0.20 | 0.35 | 0.120 | 0.065 | 0.050 | 0.030 | 0.010 |
| C2.5 | 2.50 | 1.40 | 2.30 | 0.60 | 0.37 | 0.45 | 0.310 | 0.170 | 0.135 | 0.075 | 0.025 |
| C4 | 4.00 | 2.20 | 3.80 | 1.00 | 0.55 | 0.68 | 0.740 | 0.420 | 0.340 | 0.180 | 0.060 |
| C7 | 7.0 | 3.50 | 6.70 | 1.80 | 1.12 | 1.06 | 2.300 | 1.300 | 1.050 | 0.550 | 0.190 |
| C10 | 10.0 | 5.00 | 9.60 | 2.50 | 1.60 | 1.42 | 6.400 | 3.700 | 2.900 | 1.500 | 0.530 |

5. スラスト型球軸受

スラスト型球軸受(axial ball bearing)は唯軸方向の荷重だけが働く場合に役立つもので、一方向だけの力の働く場合に用ひるもの(圖 3410.4 (a), (b))と、

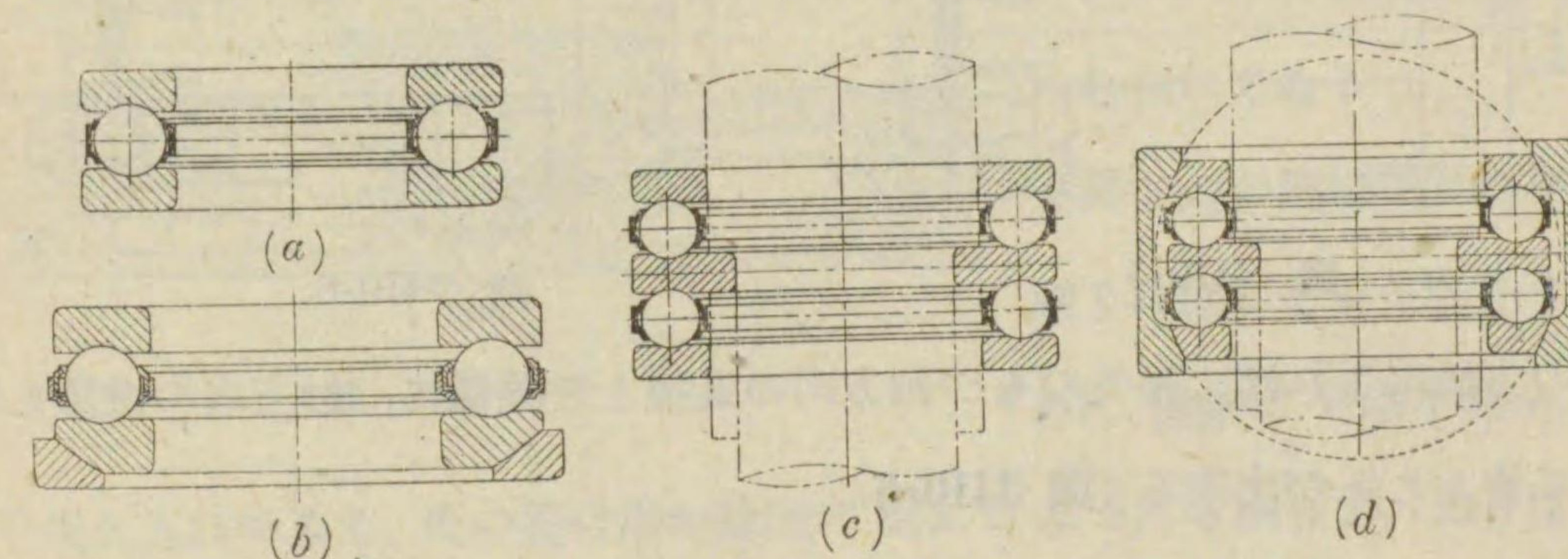


圖 3410.4

交互に逆方向から力が働く場合に使ふもの(圖 (c) (d))とある。併し精密機械ではスラスト型を用ふることは稀である。その理由は一般に働く力が小さいのと、ラヂアル型でも前述の如く、多少のスラストに耐へ得るからである。圖 (b),

(d) は自動調心型である。

6. 球軸受の取附

球軸受を用ふるには、その取付けに特別な注意を必要とする。次の事柄はその主なるものである。

a. 軸は内輪に固く嵌めねばならぬ。肉の厚い輪の場合には、壓入により、薄い輪には軽打込によつて軸を嵌めるが良い。而して軸は更に抜けない様にねちで止めるか、又は軸に固定した部品で止めるが良い。

b. 外輪は一般に押込み得る程度即ち押込嵌合で、孔に嵌めることが必要である。唯特別な場合、例へば固定軸の周りを軸受が廻るやうな場合には、壓入嵌合にする。1つの軸が2個又は2個以上のラジアル軸受中で廻る場合には、その中の1個だけ、外輪の端面を抑へて、緊附ける。之を**固定軸受**と稱へる。而して荷重の軽い方を固定軸受にし、他の方を**浮動軸受**にする(圖 3410-5)。

マグネト型を用ふるときは、兩方とも外輪を固定することが出来る。但し此の場合には内輪は縦てに充分の遊隙をもつ様に固定せねばならぬ。

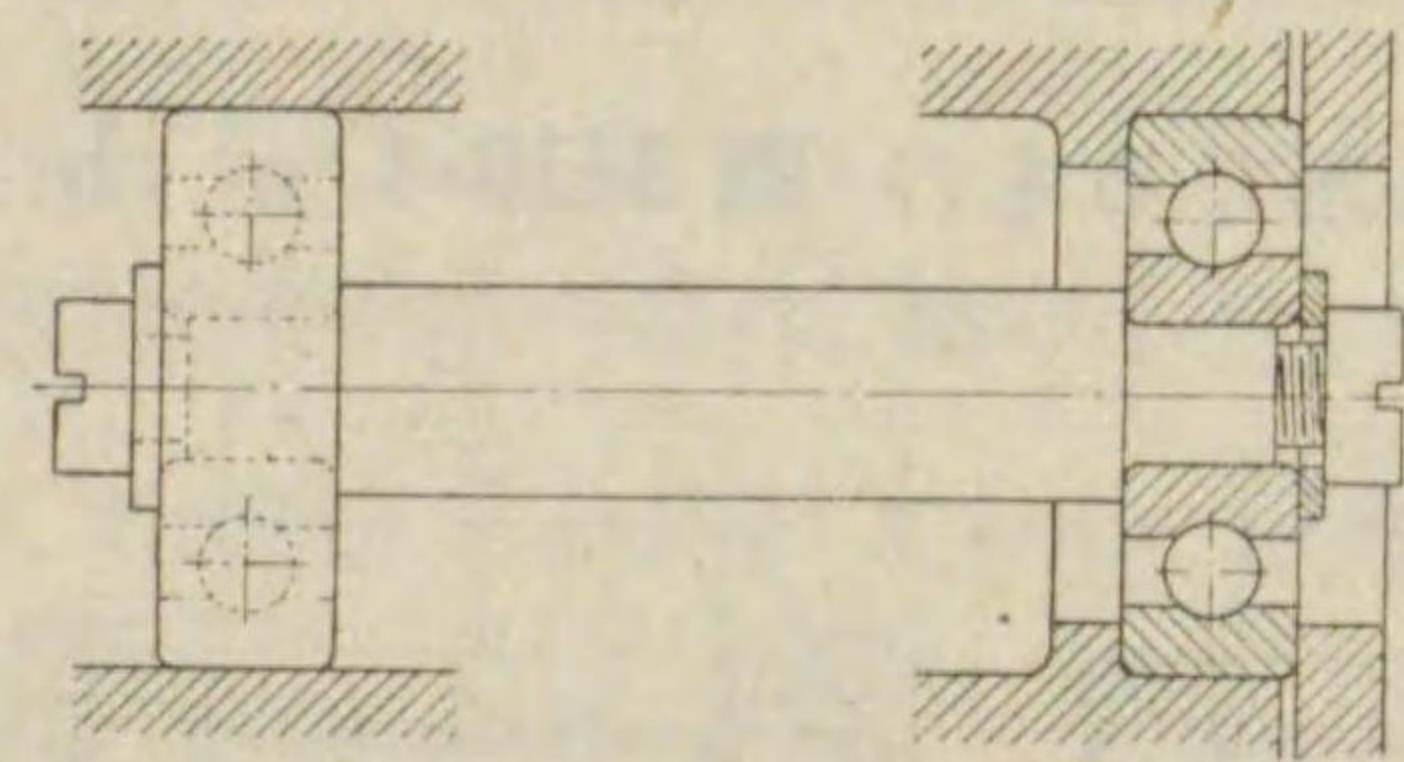


圖 3410.5

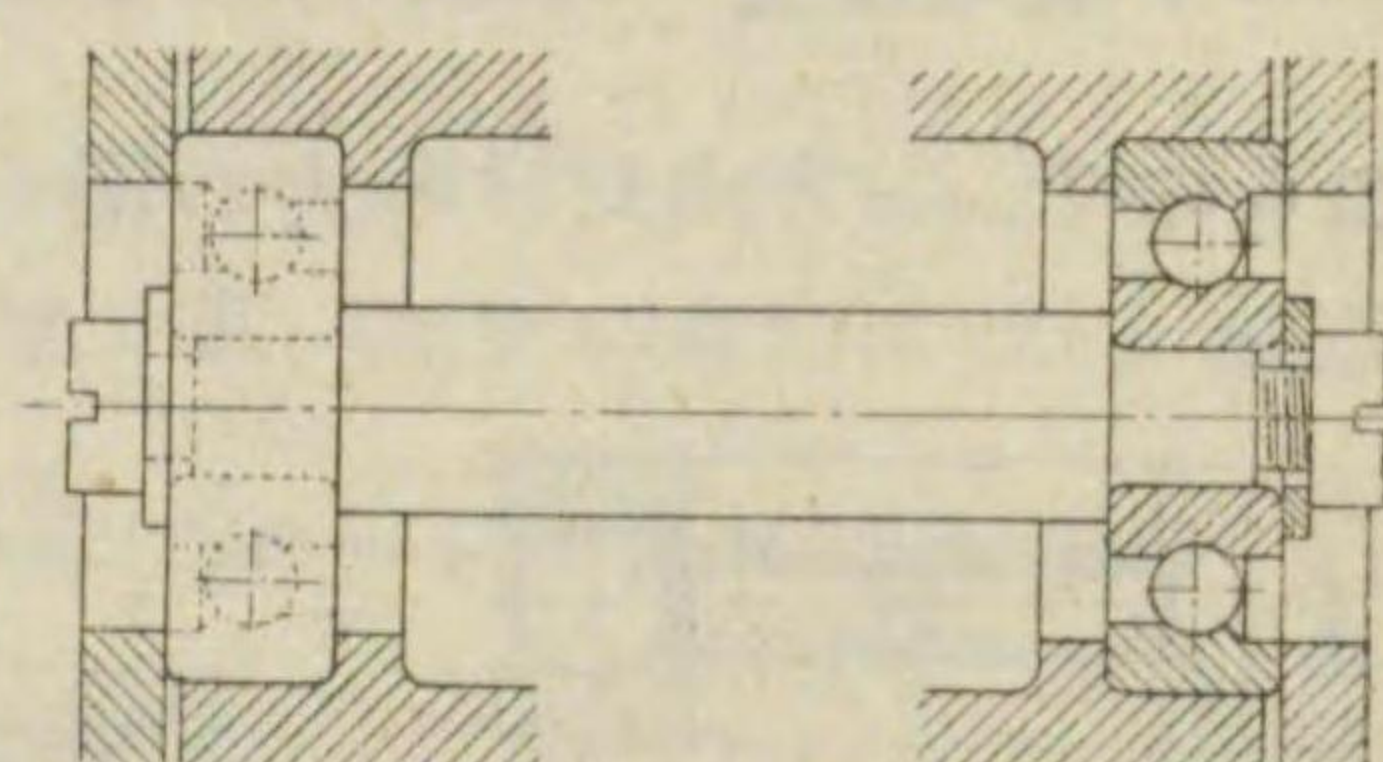


圖 3410.6

此の方法によれば、軸受のもつ軸方向の遊隙と無關係に、軸方向の遊隙を加減して使ふことが出来る(圖 3410-6)。

7. 特殊構造の球軸受

a. 利用し得べき空積の關係から前述の如き普通構造の球軸受が利用し得ない場合、例へばラジアル型球軸受でいへば、外径が大きくなり過ぎるやうなときに、特殊構造の軸受を使ふのである。

ラジアル軸受の場合には、内輪を用ひずに、軸に溝を刻み球を軸と直接させると、内輪の厚みだけ外径を小さくすることが出来る。但し此の際軸の表面は充分に硬くしなければならないことは、勿論である。そのためには局部だけ硬くする方法を利用することも出来る。

b. 圖 3410-7 はタイプライタなどに用ふる運動コロの簡単な構造で、内輪が2枚になつて、之を緊合せて半径方向の遊隙を加減するのであるが、そのために適宜の厚みの間座が入れてある。

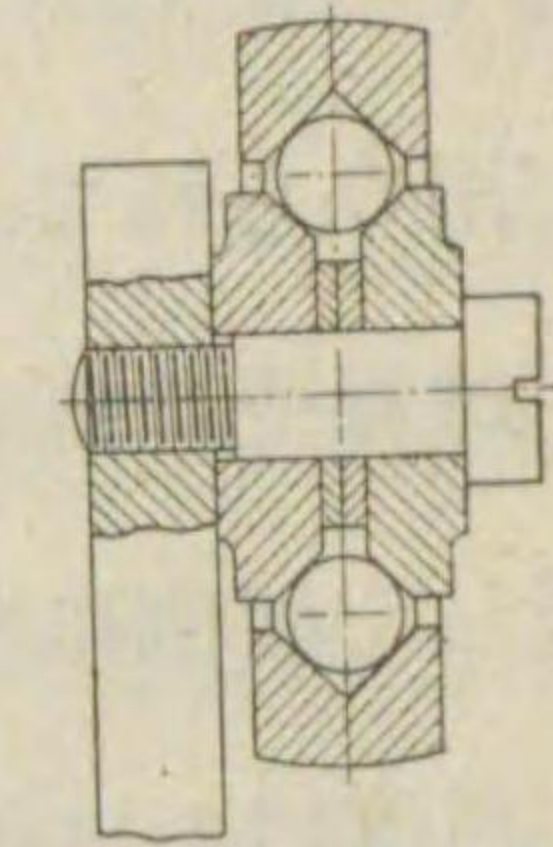


圖 3410.7

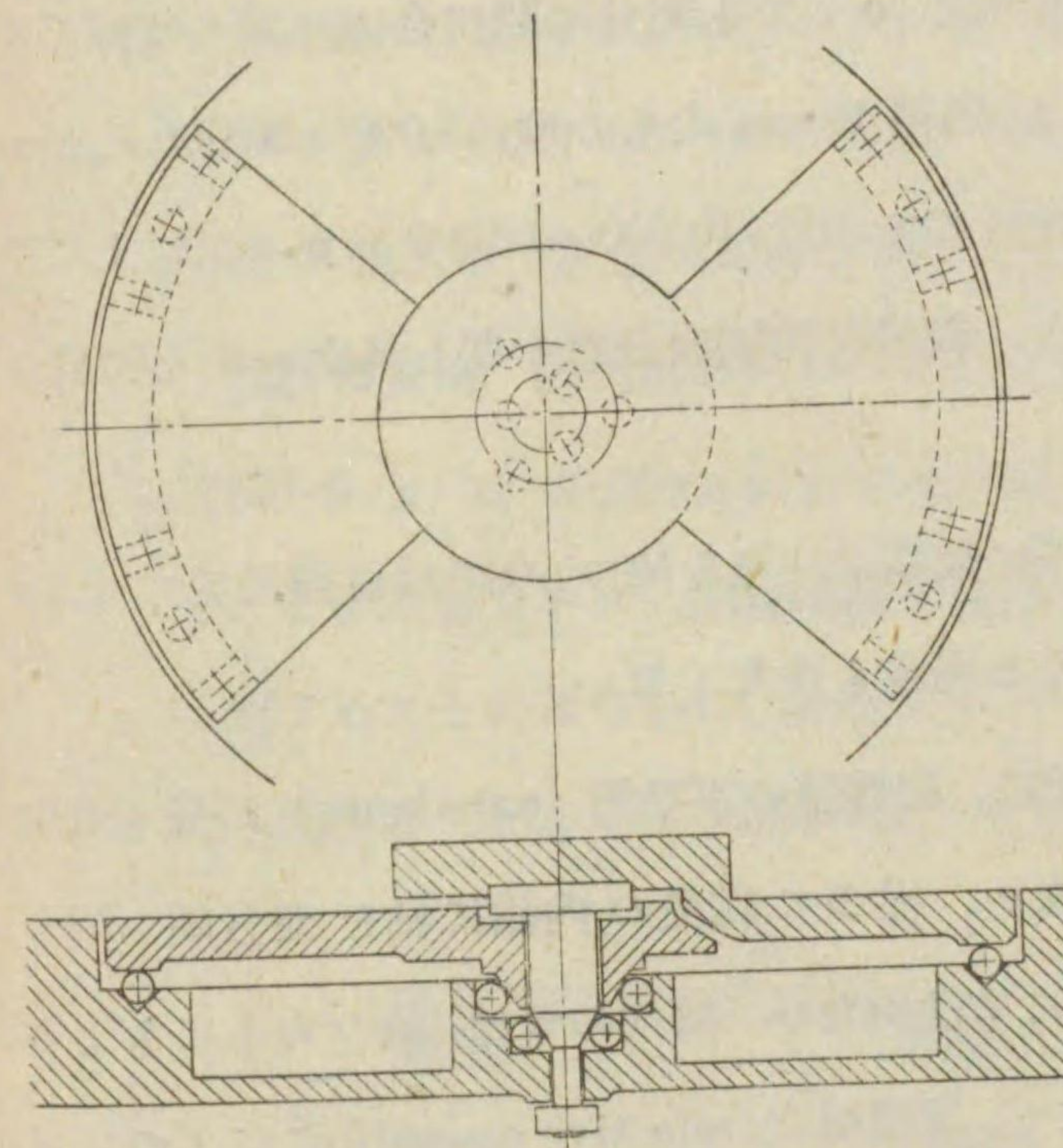


圖 3410.8

c. 圖 3410-8 は Adam Hilger 社の Laby X 線分光計に用ひてある極めて精密なる球軸受の構造を示す。大きな隙間をもつ内外の2軸があつて、各その下端には圓錐面をもち球との接觸面を形作つてある。球は計器框の丸孔に入れられてゐる。

更に2つの廻轉部が水平軸の廻りに傾くことを防止するために、器框にV溝を刻み、2個Vの球を入れてある。此の場合溝が鑄鐵に刻んであるにも拘らず、充分滑かな且つ正確な案内を興へることは興味あることである。球は一定範圍の圓弧だけを動くのである。

8. 高速球軸受

a. 型式 近年機械類の廻轉速度が、著しく高まつて來たために、球軸受

の利用は益増加してゐる。而して轉輪羅針儀 (gyro-compass) の轉輪は 10,000 *r. p. m.*, 以上であり, 又高速ドリルや内面研磨盤の主軸は 20,000 *r. p. m.* が普通で, 稀には 50,000 *r. p. m.* のものさへある。それ等の軸受には特殊の球軸受が用ひられてゐる。

球軸受は高速になると, 常速の場合に比べて, 著しく負荷能力が減じ, 潤滑が甚しく面倒になつて来る。

高速用の球軸受には特殊設計のものもあるが, 前出圖 3410・1 に示した軌道に球を入れるときに作つた切欠の残つてゐない單列型 (同圖 (a)) か, マグネット型 (圖 (c)) 又は 2 列自動調心型 (圖 (c)) でも充分に間に合ふ。例へば標準型のケージをもつ單列ラジアルでも, 内徑 15 mm のものは, 15,000—20,000 *r. p. m.* で廻すことが出来る, 併し 25 mm のものは 10,000—12,000 *r. p. m.* 以上には動作しかねる。それ以上になると, 潤滑に特別な注意を要し又ケージを特殊なものにする必要がある。

一體高速用球軸受には球の直徑に最高の注意を拂ひ, 今では直徑に於て 0.1 μ 以上の誤差のないものを選んでゐる場合も少なくない。

b. 軸の嵌め方 高速廻轉では, 廻轉體の不平衡 (unbalance) が最も危険であるからロクナトの類は使へない。従つて軸受の内輪に軸を充分硬い靜合 (interference fit) で嵌めるより外に方法がない。締代の量は, 軸の大小にもよるが, 0.0002"~0.0006" (5~15 μ) にし, 選擇組立 (selective assembly) によつて目的を達することが出来る。

但し内輪は締代の 60% だけ擴張されるから, そのことは充分承知して置く必要がある。

c. 負荷能力 單列ラジアル型は 25,000 *r. p. m.* では, 100 *r. p. m.* の時の $\frac{1}{5}$ の負荷能力しかないし, 又同一荷重であれば, 高速度では, 壽命が著しく短い。併し普通の場合には, 高速では, 荷重は著しく軽くて済むから, 自然に調節

される譯である。

軸方向の力即ちスラストとして働く荷は, 軸受の壽命に重大な關係があるから, 單列型に對して半徑荷重を計算するには, 實際に働くスラストに 1.5 を乗じた値にホントの半徑荷重を加へたものを以て, 半徑荷重とすべきである。

例へば $\frac{3}{4} \times \frac{7}{8} \times \frac{9}{16}$ in. の單列型は 10,000 *r. p. m.* で 260 *lbs.*, 又 100 *r. p. m.* で 1040 *lbs.* の負荷能力を有するが, 此の軸受に 50 *lbs.* の半徑荷重と 20 *lbs.* のスラストとを擔はせるには, 結局 $50 + 20 \times 1.5 = 80$ *lbs.* の半徑荷重を擔はせるのと同じになる。

壽命が荷重に反比例するものとすれば, 荷重の比は安全率になるから, 前例の 10,000 *r. p. m.* では $260 \div 80 = 3.25$, 100 *r. p. m.* では $1040 \div 80 = 13$ となる。つまり約 3 倍又は 13 倍の壽命安全率で使用する譯である。

d. 設計の實例 高速用ボールベヤリングの 2~3 設計實例のを示す。

圖 3410・9 (a) は 30,000 *r. p. m.* の水平研磨盤軸を示す。此の場合, 完全に潤滑することが困難である。問題は油が過量に入ると, 軸受が油を搔廻し, そのために熱することになるから, 排油管 a の位置を餘り高くしてはならない。又油は滴下潤滑器 (drip feed lubricator) を用ひて, 軸の側面から入れ, 油が軸と

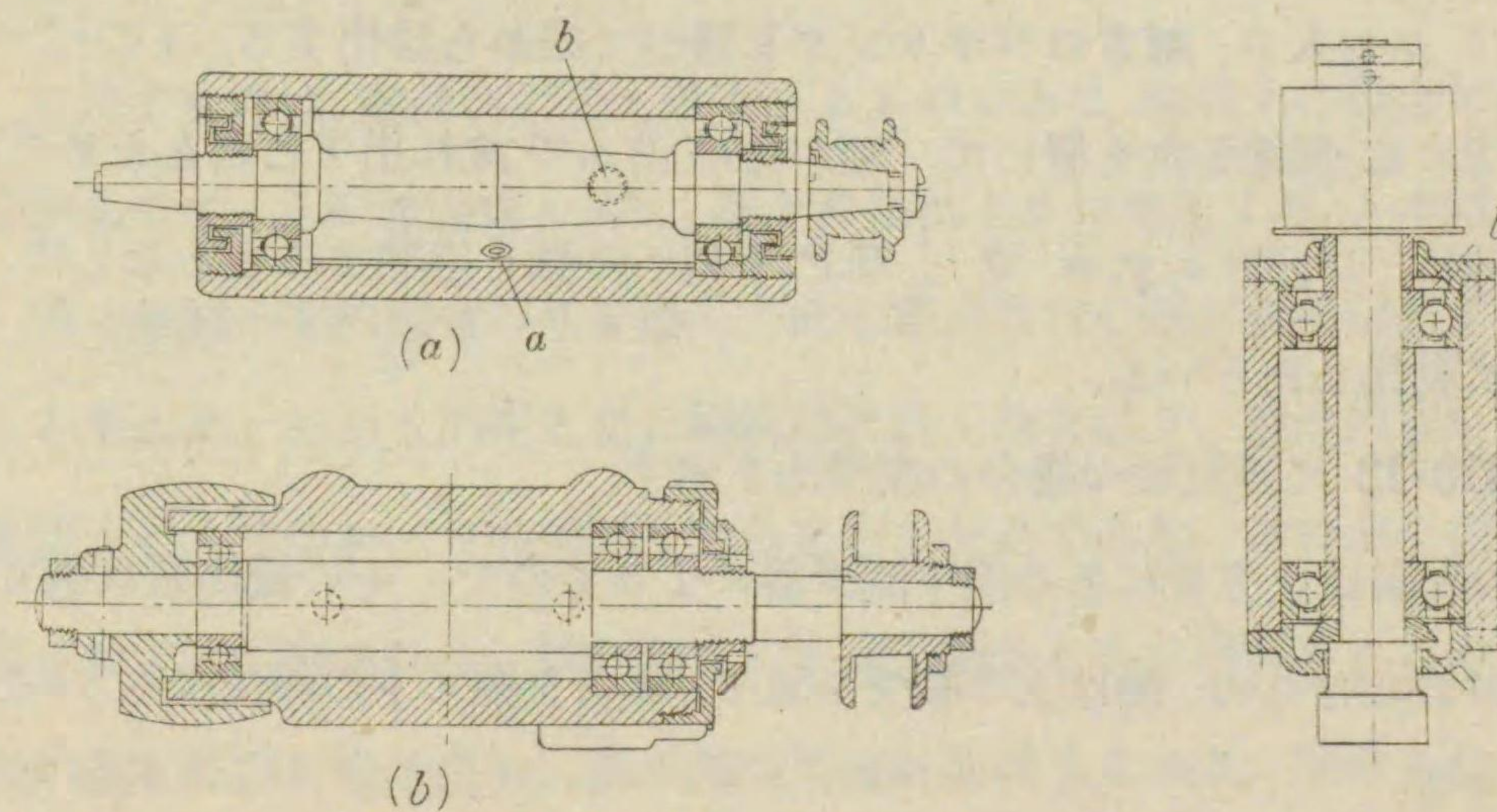


圖 3410.9

圖 3410.11

直接しないやうにしなければならぬ。

圖 3410-9 (b) は軸が縦ての方向に動かないやうにする構造の例である。之では、品物例へば研磨輪を取付ける方に2つのボールベヤリングを列べて入れ、ねち込んだ端蓋で左右の位置を調整するのである。

此の考へは最近益廣く行はれることになつて、圖 3410-10 に示すやうに、内面研磨軸には 兩端に夫々2個づゝのボールベヤリングを置き、唯1個のナットで4個のベヤリングを同時に、且つ同様に、引寄せて調整するやうになつてゐる。

圖 3410-10 (a) は Jung のスピンドルで、套管を間座として用ひたもの、(b) は Fortuna のスピンドルを示し、ばねで力を傳へて調整する如くなつてゐる。

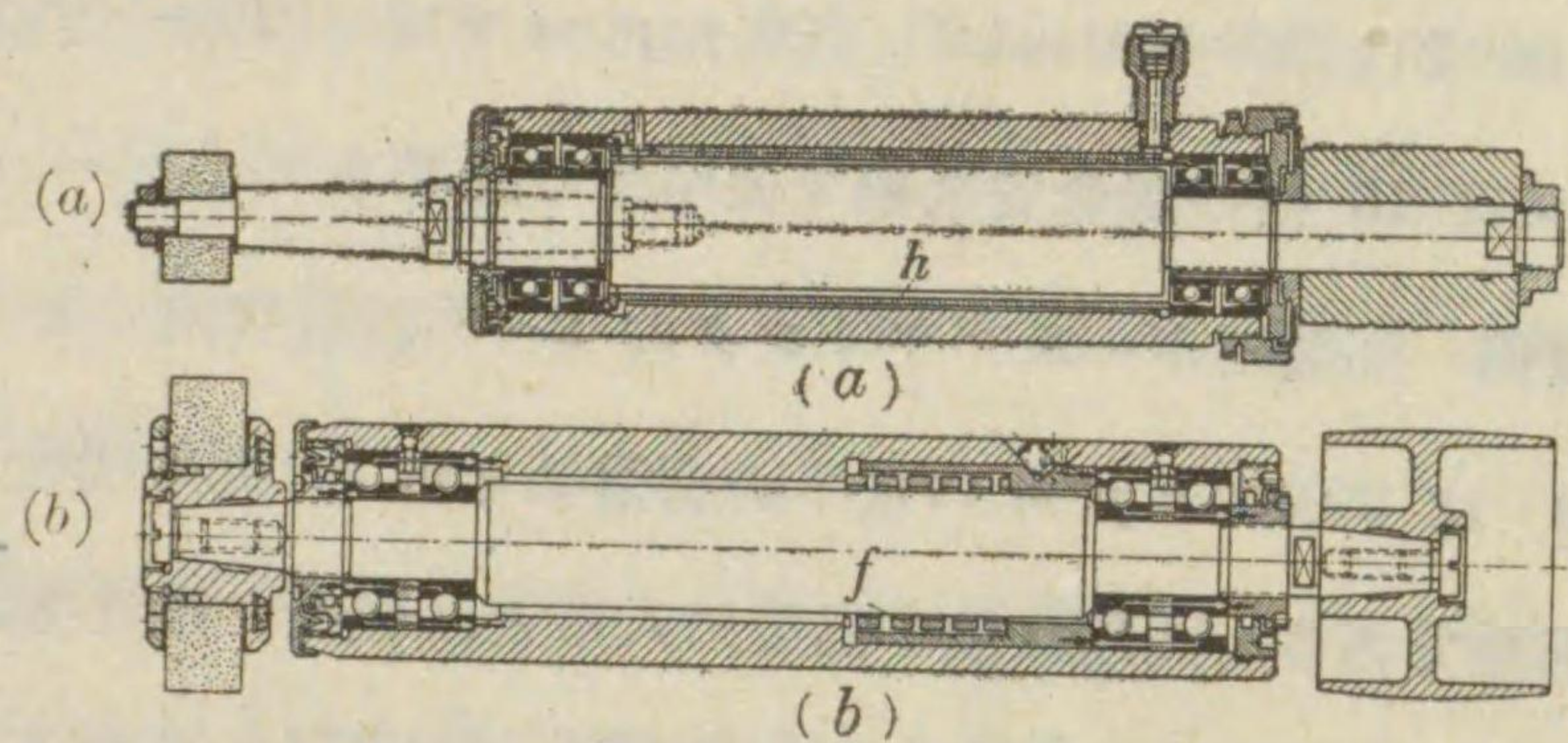


圖 3410-10

圖 3410-11 (前頁) は垂直端軸に對する簡単な構造である。滴下潤滑器からの油は孔より入り、兩方のベヤリングを通つて底から排出する。下のベヤリングの下方には圓錐金物を置いて、油が軸に沿ふて流れ出すことを止めてゐる。此の設計は、15,000 r. p. m で $\frac{1}{2}$ H.P. を傳へる軸を過熱することなしに、數年間完全に動作したといふ。

圖 3410-12 に垂直軸の場合の潤滑法を示す。

(a) の潤滑は上方蓋にある滴下潤滑器によるもので、その流出量は適宜に調節しなければならぬ。油は上の軸受を通り、導管を経て下の軸受に入り、そこから排出する。

(b) は導管の使へない場合に便利な構造で、上下の軸受に別々の潤滑装置を

設けたものである。溜の中に入れて油に浸された圓錐體がポンプの役をして、油を垂直溝の中に壓込み水平孔から軸受の外輪に送るのである。此の構造では

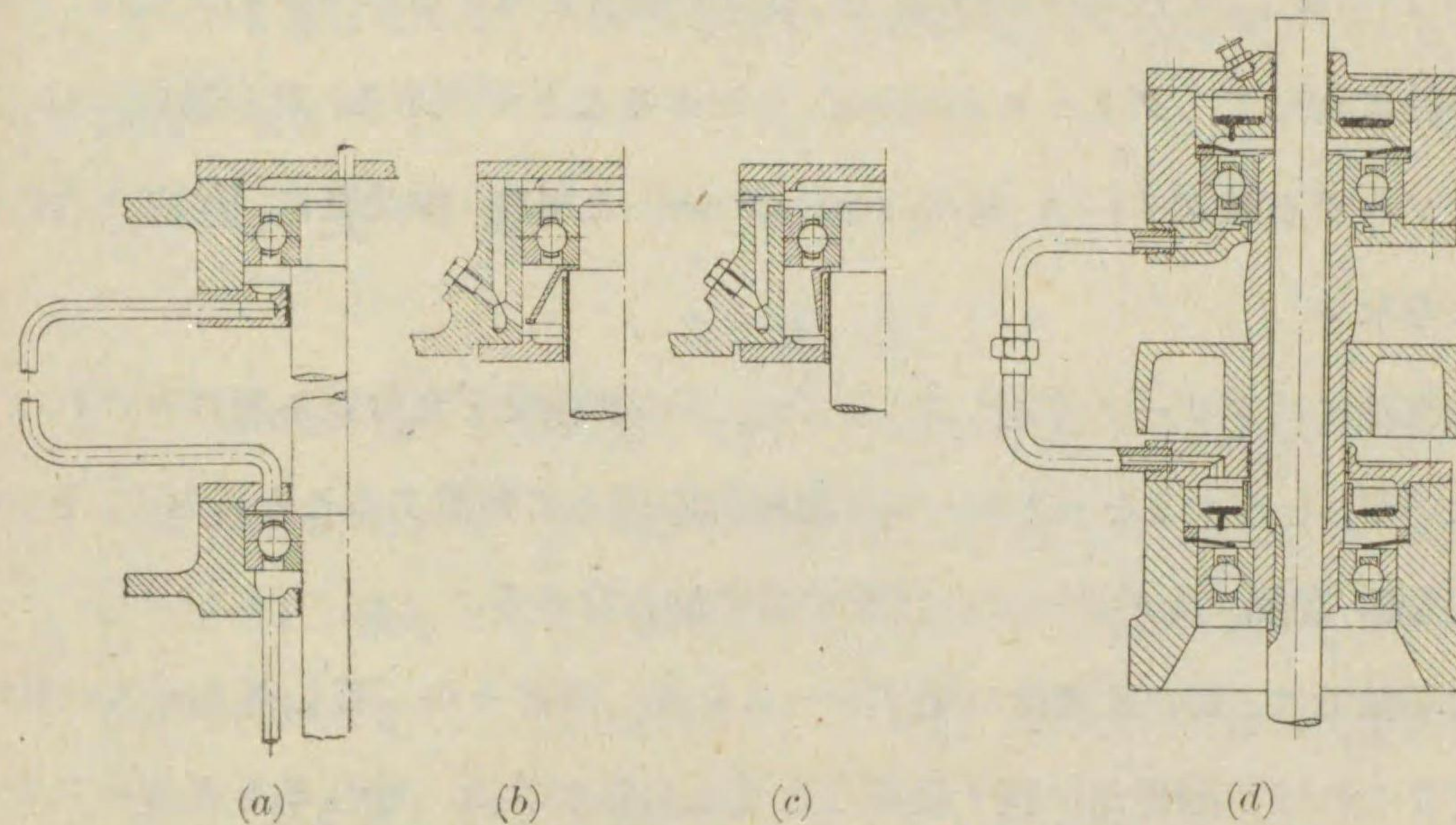


圖 3410-12

極高速度になると、油は軸受の上に溜つて、廻轉部には行かなくなる。

(c) の構造は、此の缺點を巧に避けることが出来る。此の場合油は圓錐體の外側を傳つて上昇し、遠心力によつて軸受に投射される。圓錐角は餘り急でない方が佳い。さもないと、油が餘り猛烈に軸受に投げつけられて過熱を來す惧がある。

(d) に示すものは、潤滑性の最も優秀なるものである。軸受上の油壺に純毛製の燈心があつて、之が濾過器と共に、徐々に給油する作用をする。1本以上の燈心を、薄い鋼製の案内座金の孔を通し、此の座金は燈心端が廻轉部上で引摺られることを止め、しかも出来るだけ廻轉部に近く油を送り、油の衝突から起る過熱を防止し、且つケージの内部まで油を送るためである。油は遠心力で軸受の内部までよく配分される。油が軸受の下側に廻るとき、内輪の下にある皿形の座金が油を外方に投げ出し、軸に傳つて流れるのを止める。油はそれから外に排出するか、又は導管で下の軸に送られる。

e. 潤滑油と潤滑 以上で重力給油, ポンプ給油, 濾過給油等主な給油法について述べたが, 以下述べることも亦肝要である.

軸径 15 mm 以下で, 15,000 r. p. m までの速さを有するベヤリングでは, 特に水平軸に對して, グリース (grease) を用ふことが出来る. 此の場合には, 稀薄なソーダ石鹼グリース (soda-soap grease) を用ひ, 軸受匣に $\frac{2}{3}$ 以上入れてはならない.

垂直軸にはグリースは適しない. といふのは軸受を充分蓋ふだけなければならないが, そうすると, グリースは廻轉部の頂上に密着することになり, その結果, 搔廻, 加熱, 及グリースの分離を起すからである.

水平軸では, 初の數廻轉の間グリースを押しよけるが, 若しグリースの量が, 適當であれば, 廻轉部に軽く接觸したままに保たれる. けれどもグリースでは温度が偶然に高まる危険がある.

他の有効な潤滑法は, 霧状油 (oil mist) 法である. 之では翼車 (impeller) を油溜の中につけて, 油を充分細かい微粒に分離させ, 軸受匣の中を霧で充滿させるのである. 此の方法では大きな油の粒が, 高速廻轉體に衝突して, 著しい熱を發生する惧がないから佳い. 油を潤滑に用ふるとすれば, 軽いスピンド油 (spindle oil) で, コントロールが樂に出來, 摩擦面に容易に分配の出来るものでなければならぬ.

要は油を過量用ひたり, 逆に少な過ぎたりしないことである. 油が多過ぎると, 温度が急に著しく上昇し, 動力を著しく消費するし, 又反對に過少だと, ケージの摩擦面が油に飢えて同様に温度が高まる.

f. 駆動法 高速軸の理想運轉法は, 電動機を直結することである. 斯くするには, 高周波の交流を用ひねばないから, 自然特殊な變流器を要する.

高速空氣タービンを用ふるのも方法であるが, その場合には軸受匣に, 凝結水の入ることを極力避けないと腐蝕の原因となる.

以上の2法が利用されない場合には, ベルトで廻すより外に方法がない. その場合, 小さいブリーを必要とするのと, 高速であるために, 強さの許す限り, 軽いベルトを使はないと, ベルトが躍つて充分の速さが出せないと振動を生ずる原因にもなる.

§ 3411. 支へ双

1. 總説

支へ双 (knife-edge) は單に双とも稱へ, 座 (bearing) 上に乗り, 僅かな傾きを許す場合に利用される. その要領は 圖 3411.1 に示す如きもので, 双が座上にて傾くときは, 極めて小さい摩擦を作る. 而して, 双先の曲率半徑が小さく, 座の曲率半徑が大きく, 且つ振動角が小さいほど, 双先は純轉がり運動をすることになる. 双と座とでは, 球軸受よりも

摺動摩擦が少ない. 球軸受では, 球がその軌道やケージに對して, 多少滑ることは止むを得ないからである, それ故, 精密天秤や精密測器には, 支へ双が使はれる. 支へ双は1方向の力を受けるときより外には用ひられない. 併し一般に, 運搬や不正取扱のために, 他の方向に力が働いても差支ないだけの安全装置を施す必要がある.

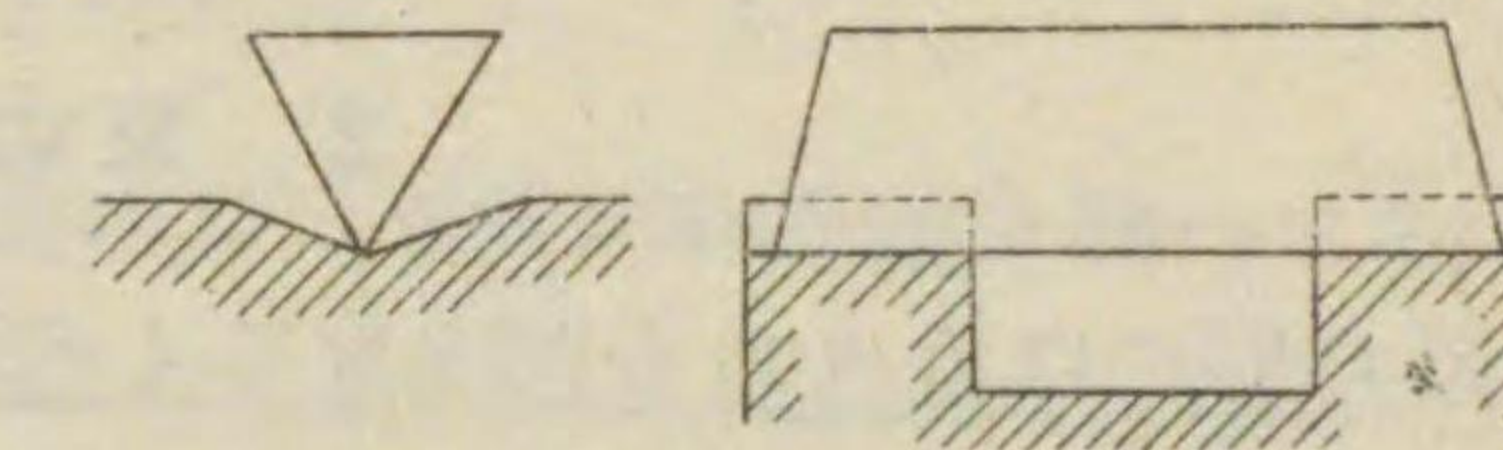


圖 3411.1

双が座の上で位置をかへないためと, 摩擦力を少なくするためには, 双は尖つてゐるほど良いが, 併しそうすると負荷力がそれだけ減ることになる.

双先に作用する應力は, 双先の丸味と長さによることは勿論である. 而して第1篇第5章に述べた式から計算することが出来る,

$$\text{即ち} \quad \sigma = 0.175 \frac{PE}{lr}$$

$$\sigma^2 = \text{應力 } kg/cm^2, \quad P = \text{荷重 } kg, \quad E = \text{材料の弾性率 } kg/cm^2.$$

$$l = \text{双の長さ } cm, \quad r = \text{双先の曲率半徑 } cm.$$

例へば $P=5 kg, l=35 mm, r=0.005 mm$ とし, 鋼を用ひたとすれば

$E=2,200,000$ であるから

$$\sigma=33000 \text{ kg/cm}^2$$

となる。之は随分大きい應力であるが、事實上、双先は弾性變形をするから、接働面積が増加して、そのために應力は減るものと想像される。

双の負荷能力についての研究⁽¹⁾によれば

- (a) 双の負荷能力は、 $30^\circ \sim 120^\circ$ の角の範囲では、凡そ角度に比例する。
- (b) 双先の幅 $0.004 \sim 0.040 \text{ in.}$ の範囲では凡そ幅と比例する。
- (c) Rockwell C $50 \sim 60^\circ$ の硬度をもつ 90° の双に働く平方吋當りの垂直力は限界荷重即ち弾性變形が可塑性變形に移るときの荷重が約 $400,000 \sim 500,000 \text{ lbs/in.}^2$ ($28120 \sim 3510 \text{ kg/cm}^2$) で、幅 0.01 in. の双についていへば $4000 \sim 5000 \text{ lbs/in}^2$ に相當する。

2. 双の型式と材料

双の形には色々あるが主なるものは 圖 3411.2 に示す如きものである。而し

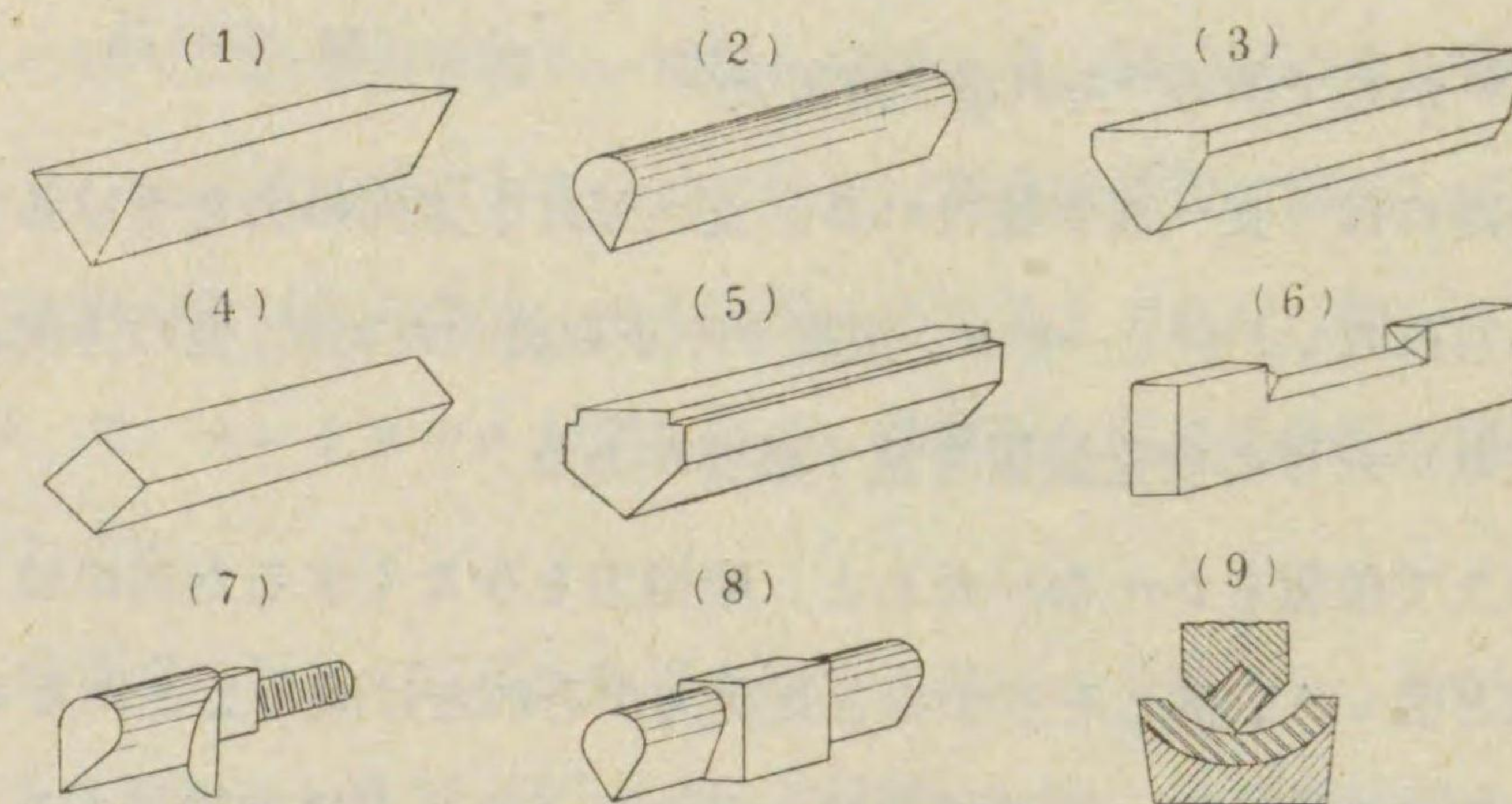


圖 3411.2

てその材料としては、 $0.9 \sim 1.0\%$ の炭素鋼又は瑪瑙 (agate) の如き寶石が廣く用ひられる。座の方も同様である。併し瑪瑙は 200 g 以上の力には耐へ得ないから、大きな力の働くところには用ひられない。その利益は耐腐蝕性の大きい

⁽¹⁾ Mechanical World, 1932, No. 2374.

ことである。従つて化學天秤には之が廣く用ひられる。仍て、一般には鋼製の双と座とが用ひられる譯である。而して双と座の硬度は、双よりも座を硬くするのが普通である。

双の角度は鋼の場合、 $45^\circ \sim 90^\circ$ であり、瑪瑙の場合は $90^\circ \sim 120^\circ$ である。

併し作用する力の弱い特殊な高級測定器例へば微量天秤 (microbalance) などでは、カーボラダムの2結晶面の作る縁を用ふると佳いといふ説を出してゐる人がある。之は 117° の角をなし、殆んど測定の出來る様な曲率半徑をもつてゐないし、又 $2 \sim 3 \text{ mm}$ 位の長さの完全な縁は容易に得られるといふ。

次に天秤支へ双について一言すると、天秤では總ての關節に双が用ひてある。即ち中央の桿の支點と、桿の端末に於ける天秤皿を吊す双とである。

天秤の場合、双の傾く角は 2° を越すことはない。

Felgenträger⁽¹⁾によると、それ等の双の寸法について次の如き値を與へてゐる。

| 荷重 (kg) | 鋼 双 | | 寶石 双 (玉 髓) | | |
|---------|----------|------|------------|------|-----|
| | 長 さ (mm) | | 長 さ (mm) | | |
| | 中心 双 | 端末 双 | 中心 双 | 端末 双 | |
| 50 | — | 40 | 0.2 | 42.5 | 21 |
| 5 | 85 | 30 | 0.1 | 15 | 7.5 |
| 1 | 35 | 20 | | | |
| 0.2 | 26 | 12 | | | |
| 0.02 | 17.5 | 7.5 | | | |
| 0.001 | 10.5 | 10.5 | | | |

3. 座の型式

座には、圖 3411.3 に示す如く、平面と、圓弧面と、V形との3種がある。

假りに双も座も共に非弾性的で壓力を受けても變形しないものとすれば、平

⁽¹⁾ W. Felgenträger, Theorie, Konstruktion und Gebrauch der feineren Hebelwagen, Leipzig u. Berlin, G. B. Teubner.

面座が最上である。その理由は平面であれば、双がその上を轉動する故、摩擦は極めて小さいからである。然るに、實際問題として、商用天秤の類では平面座上で双が横に動かないやりにすることは出来ないから半圓形又はV形のもの

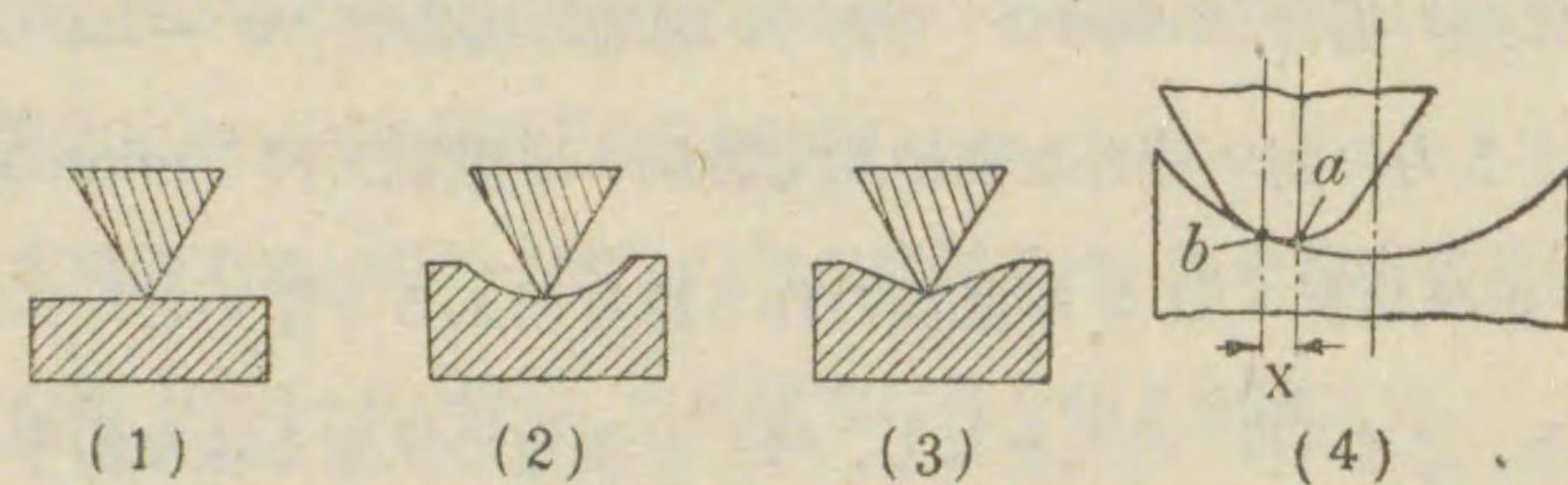


圖 3411.3

を用ふる。而して平面座は、精密天秤に用ひられ、一般に硝子箱の中に収められた天秤に用ひられる。

半圓形もV形も廣く用ひられるが、それ等には缺點がある。その第1は、桿が傾斜して支へ双が傾く場合に、双先はVの側面又は圓の弧に沿ふて押上げられることになる。その場合に、平面座上ならば、轉り摩擦を生ずるのに、滑り摩擦を生ずるから、結局摩擦が大きい。Vの角度は $120^\circ \sim 140^\circ$ が普通である。

第2の缺點は、特に半圓形座に於て著しいことであるが、それは一度桿が傾いて、支へ双が曲面に沿ふて押上げられた後、桿が再び水平に歸るとき、双先は座の最低點に於ける正常位置を占めようとするが、摩擦のために妨げられるから圖3411.3(4)に示す如き狀況となる。即ちa點で接觸せずにb點で接觸することになるから臂の長さがxだけ變化することになる。併し平面座では桿が水平面中に、靜止してゐるときには、傾斜運動の前後に於て、接觸點は同一の點であるから、臂の長さに變化を生じないのである。

4. 双と座の摩擦と耐久試験

支へ双の摩擦については、殆んど知られてゐない。即ち充分の研究がまだないのであるから、多くの製造者は、唯實際上の經驗を基礎としてゐるに過ぎないが、それには、製造者自身も満足してゐる譯ではない。

支へ双は座上に靜止する角嚮であるが、その縁を完全な數學的な線にすることは不可能である。何程銳利であつても、縁は無限に小さい半徑の圓嚮の一部であると考へねばならない。

又双も座も共に弾性であるから、荷がかゝると變形して、3411.4に示すやうになる。此の狀況で双が垂直に對して傾斜すると、接觸面間に生ずる摩擦は、丁度圓嚮軸受の中を動く軸頸と同一になる。軸受の摩擦法則によれば、摩擦は軸の直徑と、荷とに比例するのであるが、磨滅した双には、丁度圓嚮軸受の此の法則が適用されることになるのである。

Board of Trade, "Report under Weights and Measures Acts" 1911 (英) では、研究の結果を次の如く報じてゐる。即ち

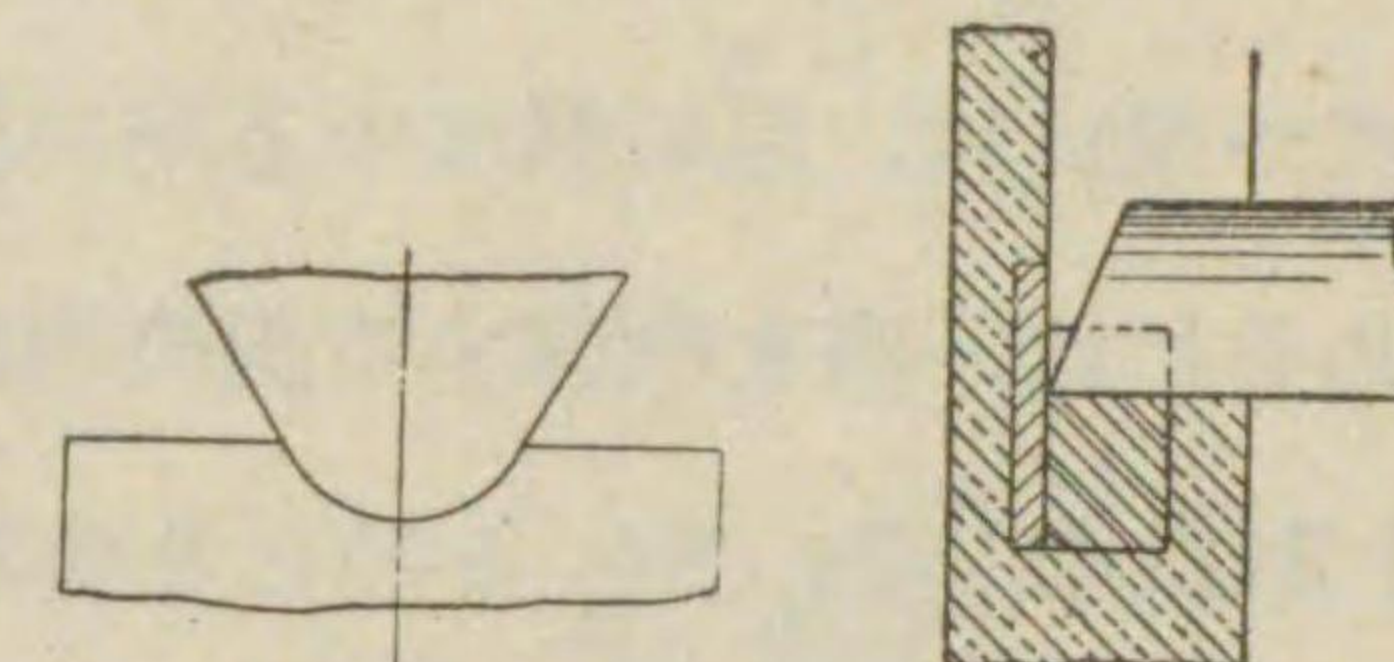


圖 3411.4

圖 3411.5

- (1) 摩擦は壓力が小さいほど小さい。
- (2) 双が長いほど摩擦は小さい。
- (3) 双の角が小さいほど摩擦は小さい。

此等各項の内、(1)は前述の圓嚮形軸受の法則と合致する。又(2)は双が長ければ、單位面積に作用する壓力が小さいから、稜が丸められる傾向が少ない。つまり半徑の小さい圓嚮と考へられる様な接觸面をもつことになり、矢張り、普通の軸受と同一法則に従ふものと考へることが出来る。(3)については、角が小さければ、荷を加へたときに生ずる圓嚮形の直徑も亦小さいと考へれば宜しい。

双の耐久性についての試験⁽¹⁾によれば、座を 120° のV形とし、双先角を 70° 、双先幅を 0.0002 in. 、硬度 Rockwell C 60° 、座は双先より硬くし、 1 in. 當り 5000 lbs. の垂直力を加へたところ、垂直寸法 $0.003 \sim 0.004 \text{ in.}$ の變形を生じた。

⁽¹⁾ Metal Progress, Feb. 1933

此の双に左右 2° ~ 3° づつの傾斜振動を 250,000 回加へても、そのための追加磨耗は僅かに 0.001~0.002 in. で、殆んど振動の影響はないが、 4° 以上振動させると、急に磨耗が増加することが判つたし、又硬度が C 58° 以下だと、變形が大きいことも判つた。

材料としては 1% C の炭素鋼、が成績甚だ良く、タングステンカーバイドも小型の双としては成績良好で、又窒化鋼も小型双としては良好であるといふ。

5. 防擦板

支へ双には、双の縦ての方向の運動に對する止めがない。そこでその運動を止めるには、座を收容する函の内面と角嚙の端末を接觸させるか、又は双の肩(圖 3411-2, (7), (8)). と座とを接觸させることにしてゐる。

防擦板を用ふる場合には、双の端面を斜削し、板と双の接觸を双と座との接觸線上にあらしめるやうにする(圖 3411-5)。斯様にすれば、接觸面が最小となり、且つ摩擦力の能が零となる。

6. 可動座

支へ双と座との接觸を容易にし、且つ工作不良から生ずる不均等な磨滅を避けるために、座を双の接觸線に直角な軸の周りに擺動することが出来るやうにしたものがある(圖 3411-6)、此の場合には、双が座の上を振動することのないやうにせねばならぬ。

上皿天秤の場合に、皿の上に偏心的に荷が加はると双と一緒に擺動するときに、座を双の方向と反對に向けようとする傾向があつて、その結果双が座の上を摺動することがある。之を防ぐために座の下面を、双と平行な軸の周りの曲面に仕上げて置くことがある。その場合に、曲面の中心は双の接觸線よりも上になければ座が不安定になる。

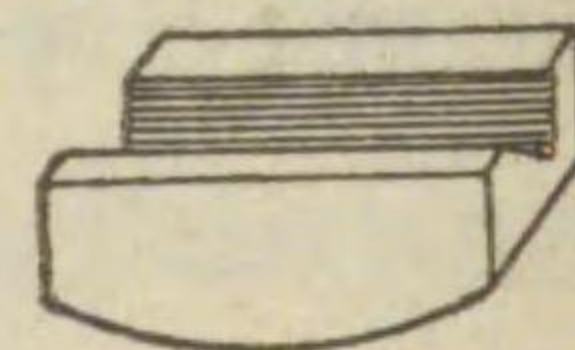


圖 3411-6

7. 双の取付

支へ双を取付ける方法に色々ある。普通の商用衡器の場合には桿に所要の大

さの孔を設けて、之に双を嵌めるのである。

科學用の衡器では、可調整の双を用ふる方が佳い、圖 3411-7 (1), (2), (3) は獨逸式である。此等では双の垂直高を楔で調整する。又双の水平及び垂直面に於ける平行と臂長の修正は、ねぢで行ふのである。

同圖の (4), (5) に示すものは、夫々 W. & T. Avery Ltd., L. Oertling Ltd. の設計である。之は、何れも、平行の調整は出来るが、双の垂直の調整は出来ない。最後の修正はトルコ石 (Turkish stone 硃石)、又は他の砥石を用ひて行ふのである。

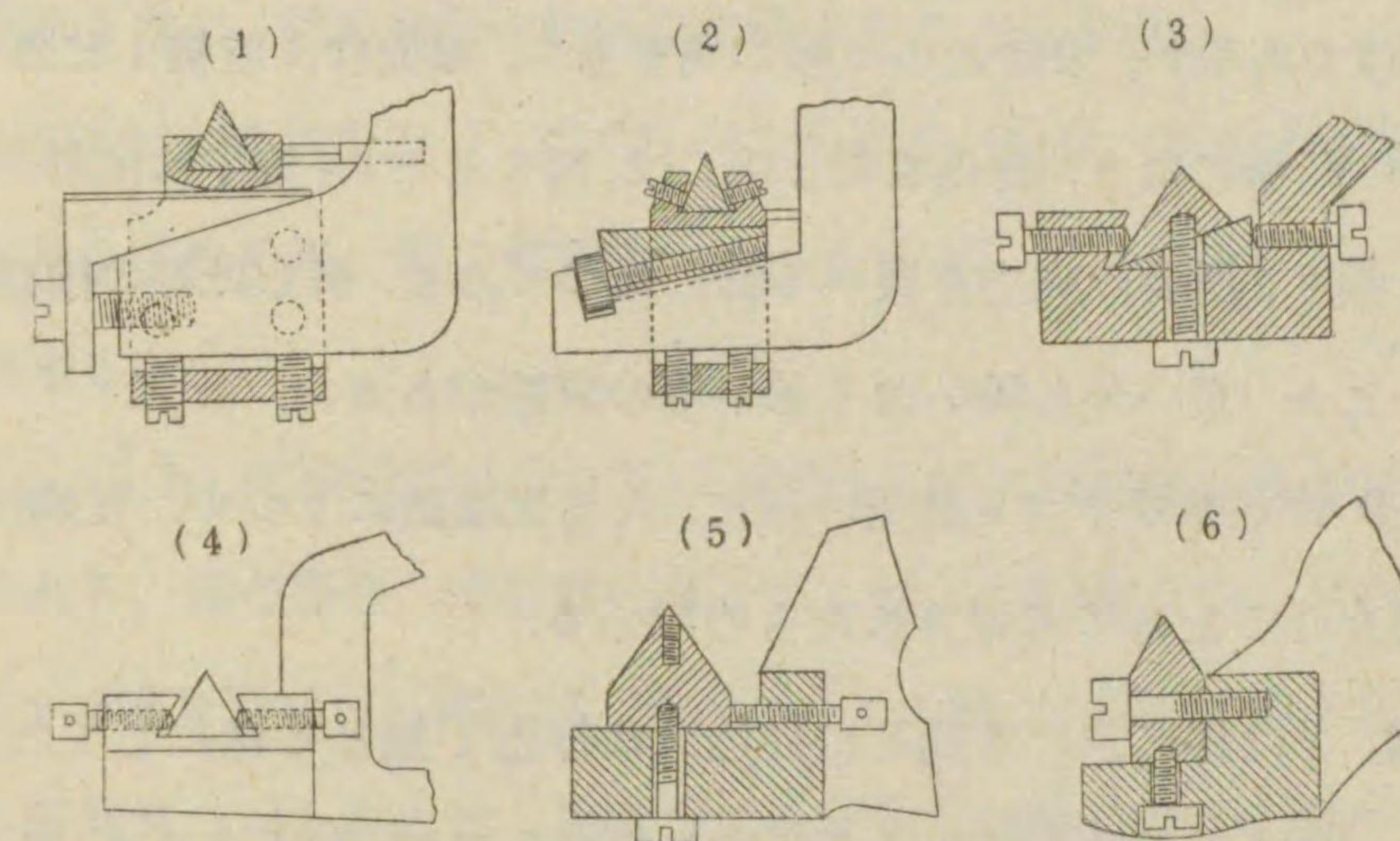


圖 3411-7

同圖 (6) は、De Grave の設計で、調整する必要のない場合に用ふるのである。

8. 双と座の變形

支へ双と座とは、幾多の變形が考案されてゐる。圖 3411-8 は其の例である。(1) は Richards の特許であるが、之では支へ双に對して真直な座を與へるために、座を 2 個又は 2 個以上にして、それ等の有する斜面の交叉する幾何學的の直線が、双と接する様にしてある。又各片は其の軸の周りを、任意に廻ることが出来るから、自然に正しい向をとるのである。

(2) と (3) とは Hopkinson の特許で、双が大きな角度だけ傾斜しても、座か

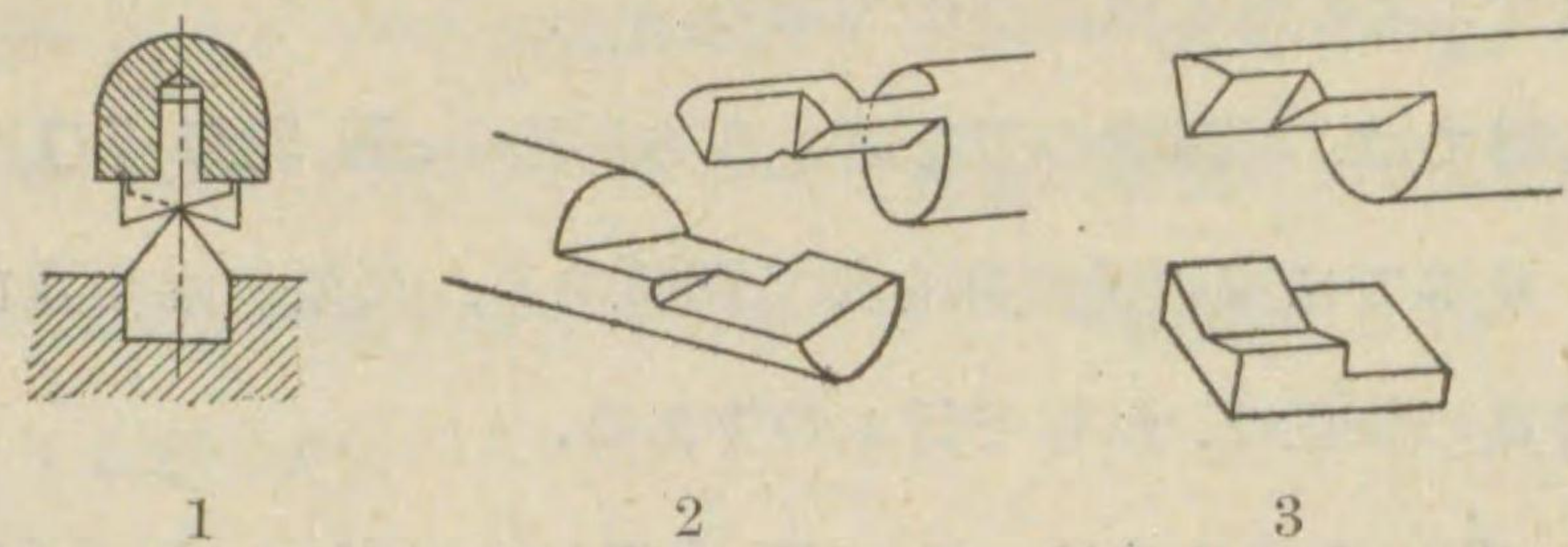


圖 3411.8

ら滑り出さない様な構造である。而して (2) では 2 つの双が互に鋭角だけ扭られて居るが、その双先は一直線上にある。又座の方は、双とは逆向きに扭られた 2 平面から出来てゐる。

(3) も同様であるが、双は大小 2 種の角をもち、双先は 1 直線上にある。併し座は一半が V 型になり、鋭角双先と接して、滑りをとめ、他半は傾斜平面で、鈍角の双先と接し、所要の支力を與へる様になつてゐる。併し此等の構造には、製造費の高いこと、長いから勢い曲り易い等の缺點がある。

圖 3411.9 は球軸受やコロ軸受の様に、大量生産法によつて、互換性のある、双形と座とを作るために考案されたものである。

(1) と (2) とは桿に設ける圓孔に押込又は打込で嵌める様にしてある。双先はなるべく、圓嚮の心軸上にある様にするのであるが、斯くすると、双先に働く力が栓體を廻す能を作らないことと、1 つには栓を孔に押込むとき、多少、角度が狂つても、他の双先との距離、即ち挺率に狂がなくて佳いといふ利益が伴つてゐる。併し、挺率を多少修正するためには、双先を少しばかり、栓軸から外づして置くと佳い。さうすれば、栓を孔の中で廻すと、挺率を多少變へることが出来る。兩方の尖鋭端が、双の縦ての動きをとめる役をすることは、圖 3411.5 について述べたと同様である。

圖 3411.9 の 3 a 以下は、矢張り孔に押込みさへすれば使へる様にしたもので、球軸受の外輪と類似のものに仕組んだ座である。此の輪形片は、孔に硬く壓入することも出来、又球形の窩 (spherical socket) の中に入れて、窩を、廻る

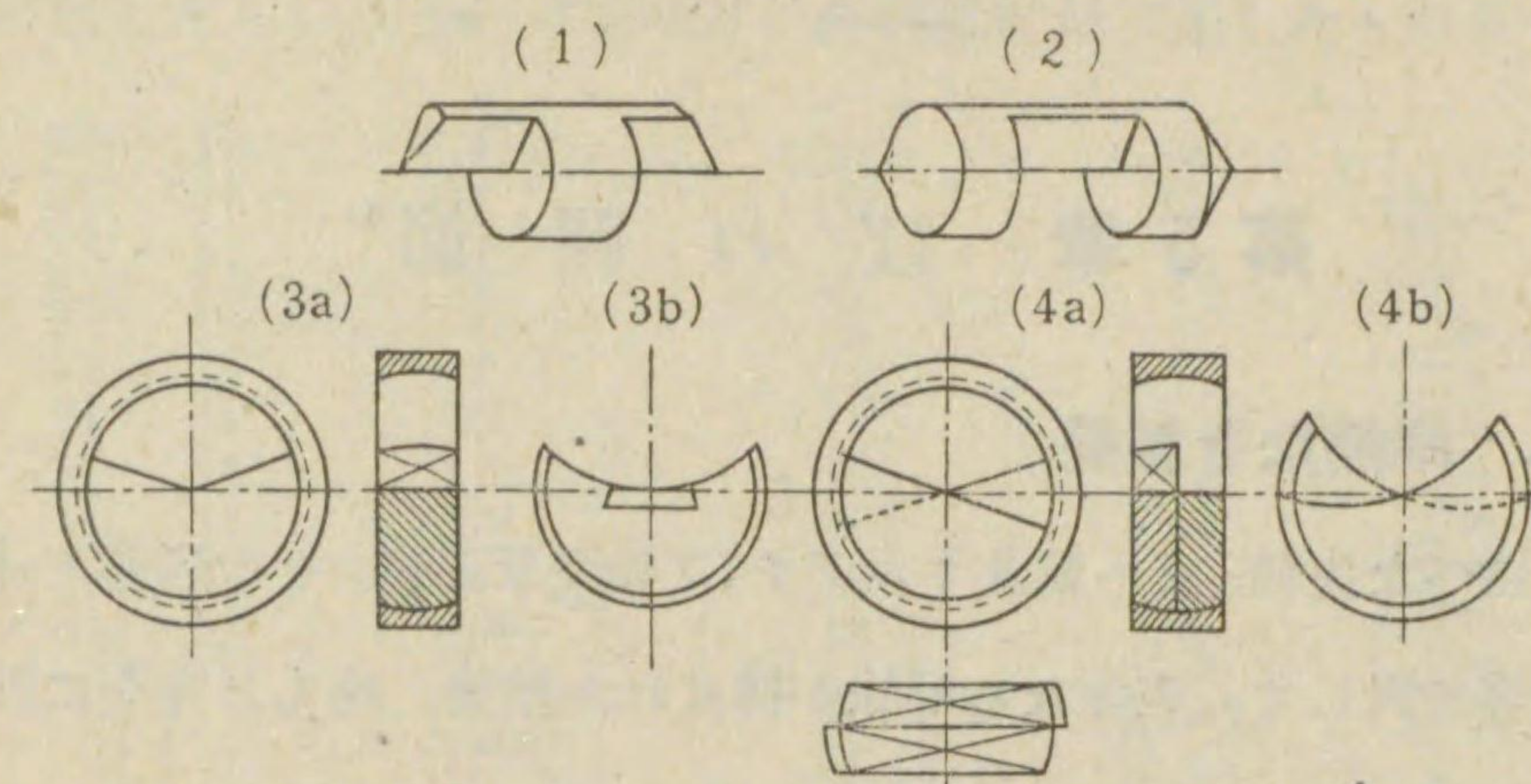


圖 3411.9

ことが出来る様に、桿又は他の機械部に嵌めることも出来る。

(3 a) は座が大きな角の V 形になつてゐるが、(3 b) では圓嚮形である。座の磨滅を減らすために、硬い材料例へば石又はカーボロイの様なものを嵌めることが出来る。

(4 a) と (4 b) は球形窩の中に 2 つの座を並べて押込み、両者が互に少し角度をしてゐる。此の場合、球形窩は双と座とが互に接觸することを助ける役をする。つまり座を形成する兩片は、其の面の交叉線が、双と自動的に合致するのである。將來支へ双と座とは、球軸受やコロ軸受の類が現在専門工業であると同様に、専門家によつて、大量的に製造さるべきものと想像される。

第5章 ばね関節⁽¹⁾

§ 351. 摩擦なき軸受

前3章で述べた尖軸、支へ双及ミニアチュア軸受などは、その形態、寸法、製造法及材料等に對して、充分なる吟味が拂はれた結果、殆んど完全に近い動作をするけれども、轉動、滑動を行ふ結果、或は磨耗のため、或は止むを得ず與られる隙間などのために、之を計器に用ふると示差を免れ得ないことがある。加之利用し得べき起動力の小さいときには、摩擦による誤差は看過し得ないものがある。

一方、微量を測定する必要は益々多きを加へ、計器に對して、高感度と、高き確實性を有する動作とを要求して來たのである。斯くして計器は、取扱容易で運搬性のあるものでなければならぬと同時に、小さい起動力で動作し得る如き構造が必要となつて來た。その結果として、以下説明する如き、弾性體を關節として用ゐることが弘く行はれることになつたのである。

弾性關節を用ふると、計器の運動部に、摩擦も遊びもなく、零から 90° までの廻轉軸を與へることが出来る。而してその廻轉は弾性體の曲げ又は扭りによるのであるから、その部に起る應力は弾性界以下であることを要することは勿論である。

§ 352. ばね關節をもつ計器の數例

圖 352 は、ばね關節をもつ數種の既に廣く知られた計器を示す。此等は多くは振動動作をするものである。

(a) は音叉、(b) は (a) の應用ともいふべき同調式振動計、(c) は振子時計

⁽¹⁾ Heinrich Stabe, Federgelenke im Messgerätebau, VDI. 11. Nov. 1939.

をばねで吊したもの、⁽¹⁾ (d) は電流計の捲線輪を紐で吊したものを示す。(e) は

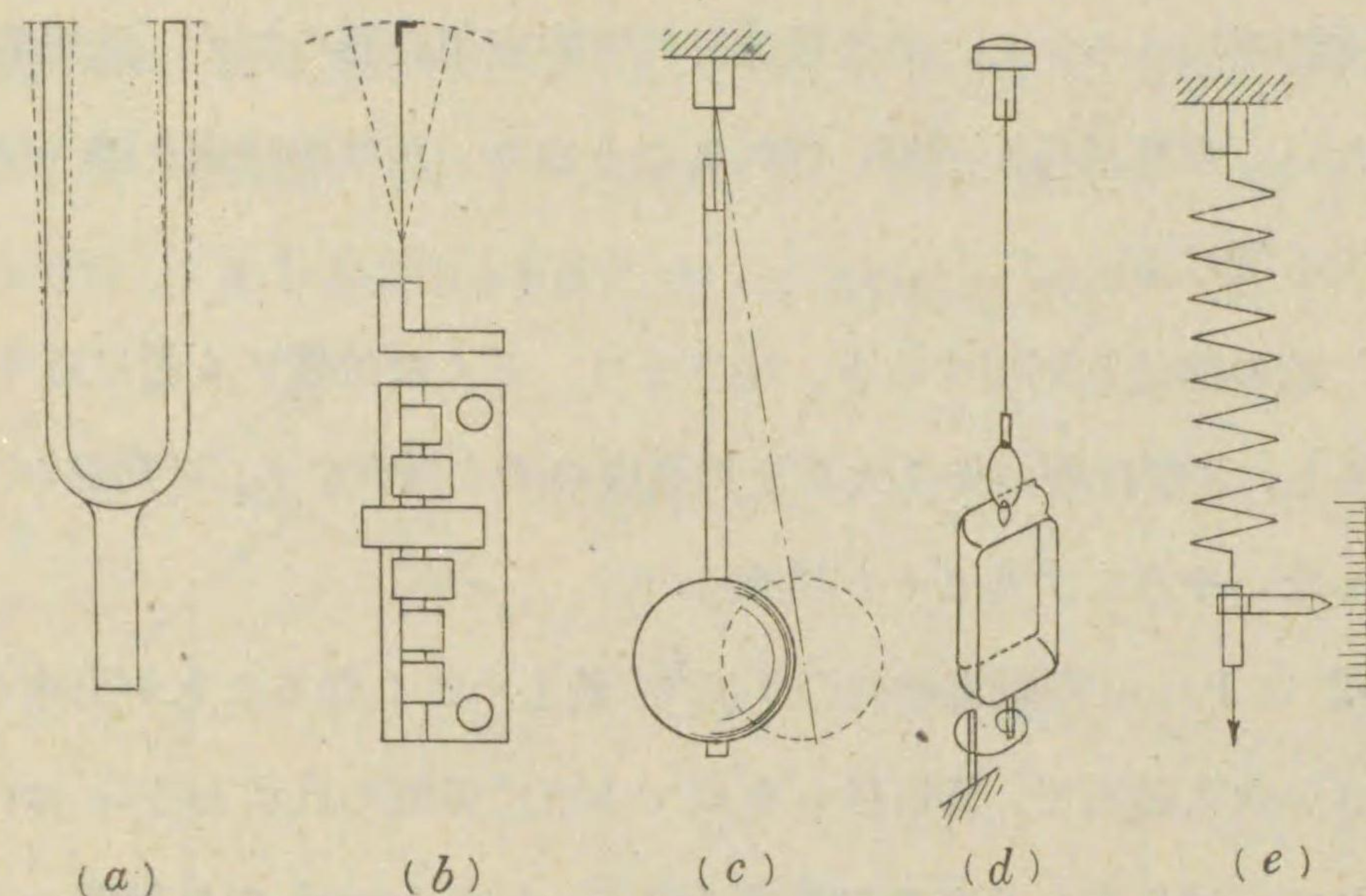


圖 352

普通のばね秤を表はす。

此等の場合、作用する摩擦は唯所謂内部摩擦として作用するだけで、振動體例へば、音叉振子等の場合には、一度勵働されただけであれば、その振幅を減らす作用即ち減衰作用を行ふが、併し絶えず勵働すれば、その影響は免れることが出来る。

§ 353. 垂直の緊張帯をもつ計器

帯又は線を垂直に張つて廻轉軸としたものは、電氣計器に多い。以下その數例を説明する。

圖 353.1 はその1例で、捲線輪 a は上下の緊張帯 b, b で磁極の空隙に吊されてゐる。而して b, b は平行ばね座 c, e に固定されてゐる。e は軟鐵心、d は指針である。電流は緊張帯を通つて捲線輪を流れる。而して緊張帯を軸として捲線輪は向をかへる。指針の廻轉角は 75°, 廻轉體の重量 1.0 g, 慣性能率 1.36g cm², 扭りモーメント 0.0065 cmg/90°, 緊張帯は Pt-Ni, 斷面 0.0095 mm × 0.15

⁽¹⁾ 青木保著, 時計學 p. 48.

mm, 長さ 27 mm で, 据付許容誤差 10° である. 平行ばね座は緊張帯に對して, 彈性支持を與へるから, 此の電流計は實驗室用計器の如く, 除振臺上に置く必要がない, 唯捲線棒が磁極に觸れることのないだけの注意を拂へば, どんな卓上にでも置ける.

従つて, 此の構造を利用すると, 小さくて, どんな位置にも置けるやうなものが出るし, 又飛行機の如き大きな加速度の働く場合にも, 可動部が, その零位置を變へないやうにすることが出来る.

圖 353・2 は Pump 振動電流計の 1 例で, 最も小さく作ることが出来る. a は極めて小さい永久磁石で, 緊張帯 b を以て上下に引張られてゐる. c は, 渦狀電流を誘發して衰減を與へるための銅板である. d は 1mm^2 の反射鏡, e は光源, 2α は光の振幅を示す. 磁石も鏡も小さいから, 50 Herz までの自己振動を與へることが出来る.

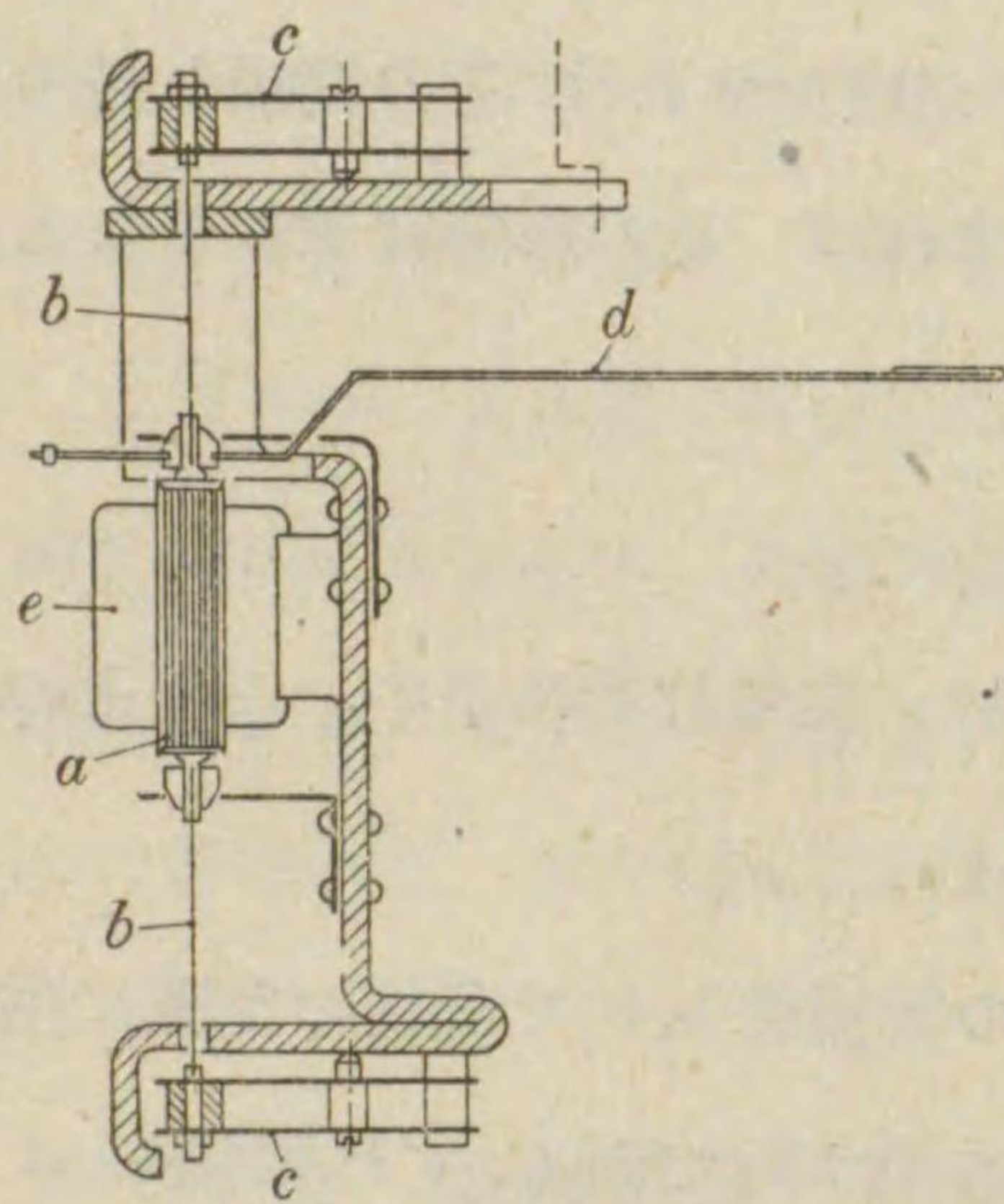


圖 353-1

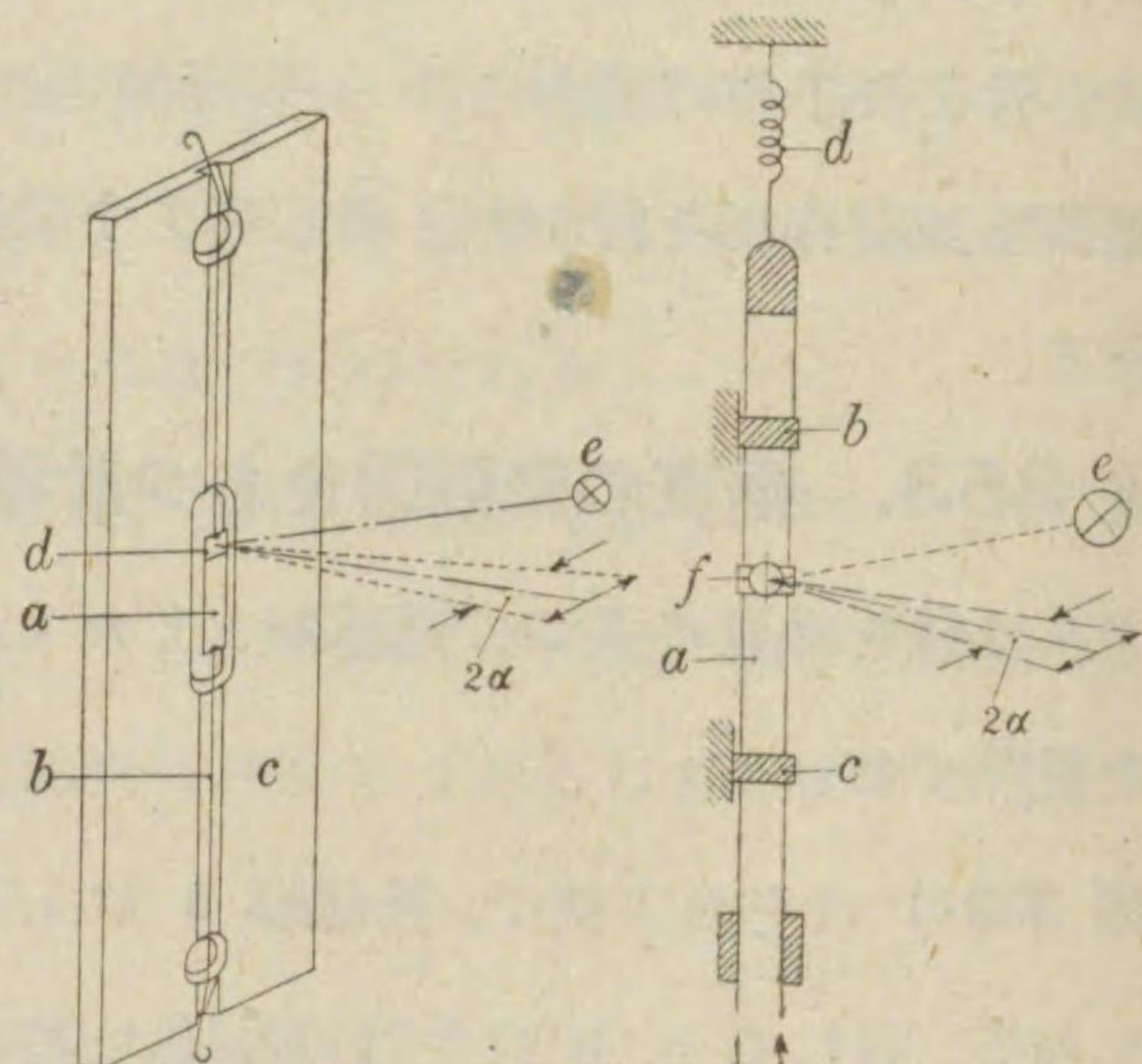


圖 353-2

圖 353-3

圖 353・3 も振動電流計の 1 種であるが, 之がオシログラフの要部をなすのである. 即ち電流は導線 a を流れ, その自己振動数は, コマ b, c の位置と, ばね d の張力とによつて加減が出来る. 反射鏡はコマ f に取付けられ, 光源 e からの光を反射するのである.

§ 354. 微量天秤

緊張帯關節は, 復原力をもつて居り, その力は帯の長さ, 断面, 及材料の強さ等によつて廣い範圍變へることが出来るから, 甚しく弱くも, 強くも出来, 又垂直のみでなく, 水平方向にも利用し得られる便利がある.

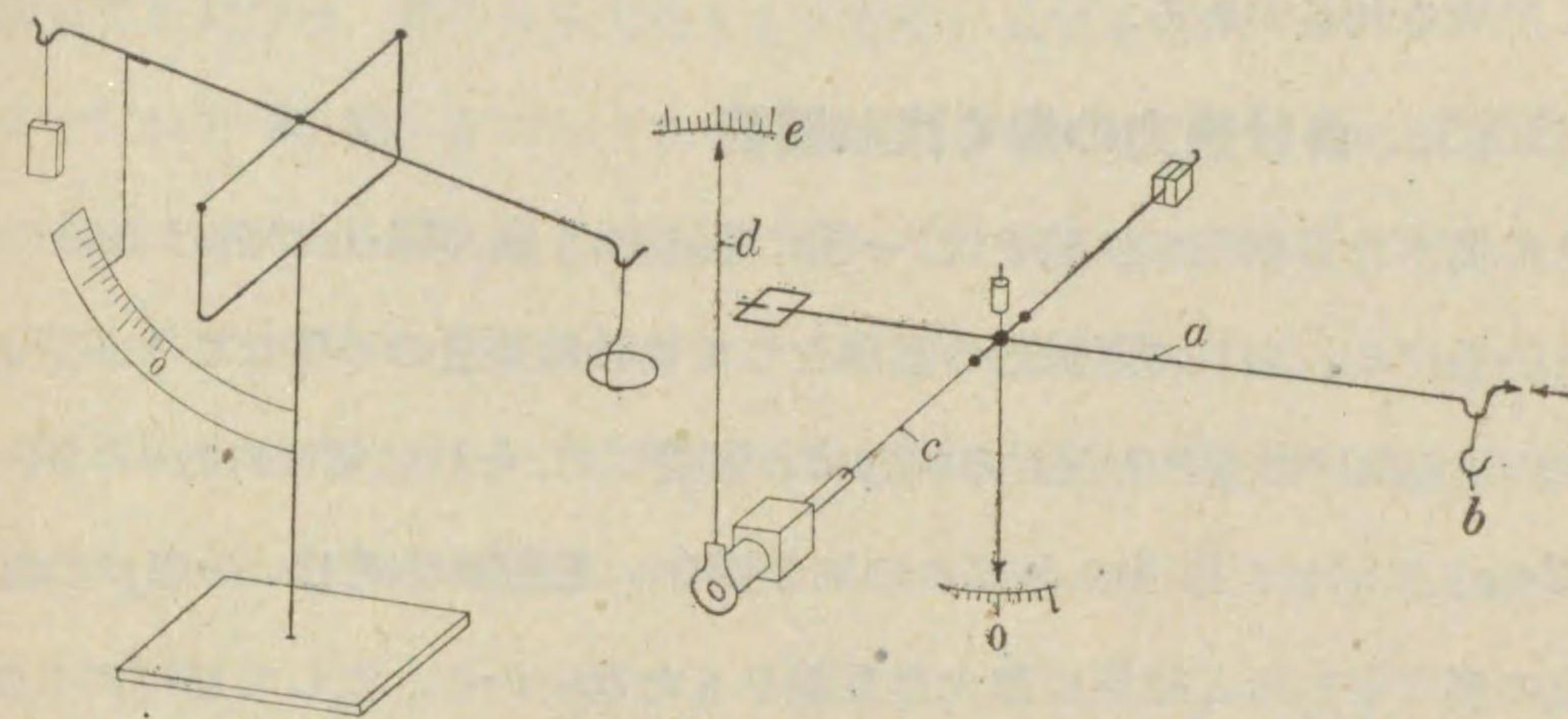


圖 354-1

圖 354-2

Nernst はシリカ・ガラス線を微量天秤 (micro-balance) の中心軸に利用した (圖 354・1) 之は荷重に應じ, 桿が傾斜することは圖に示す通りであるが, その後, 此の原理を擴張して所謂**扭り天秤** (torsion balance) が作られた. その 1 例が圖 354・2 に示してある. 之では荷重 b によつて, 桿 a が傾く, そのとき針金 c を逆に扭つて, 桿 a を零位に戻す. そのとき, d を扭つた角を指針 d 及目盛尺 e で読み, 従つて荷重 b を知ることが出来るのである.

此の方法は, 所謂復原法であるから, 精度は良いが, 針金を 1 回轉以上も扭る必要が生じて面白くないから, Hartmann u. Braun (圖 345・3) 及び Fabergé

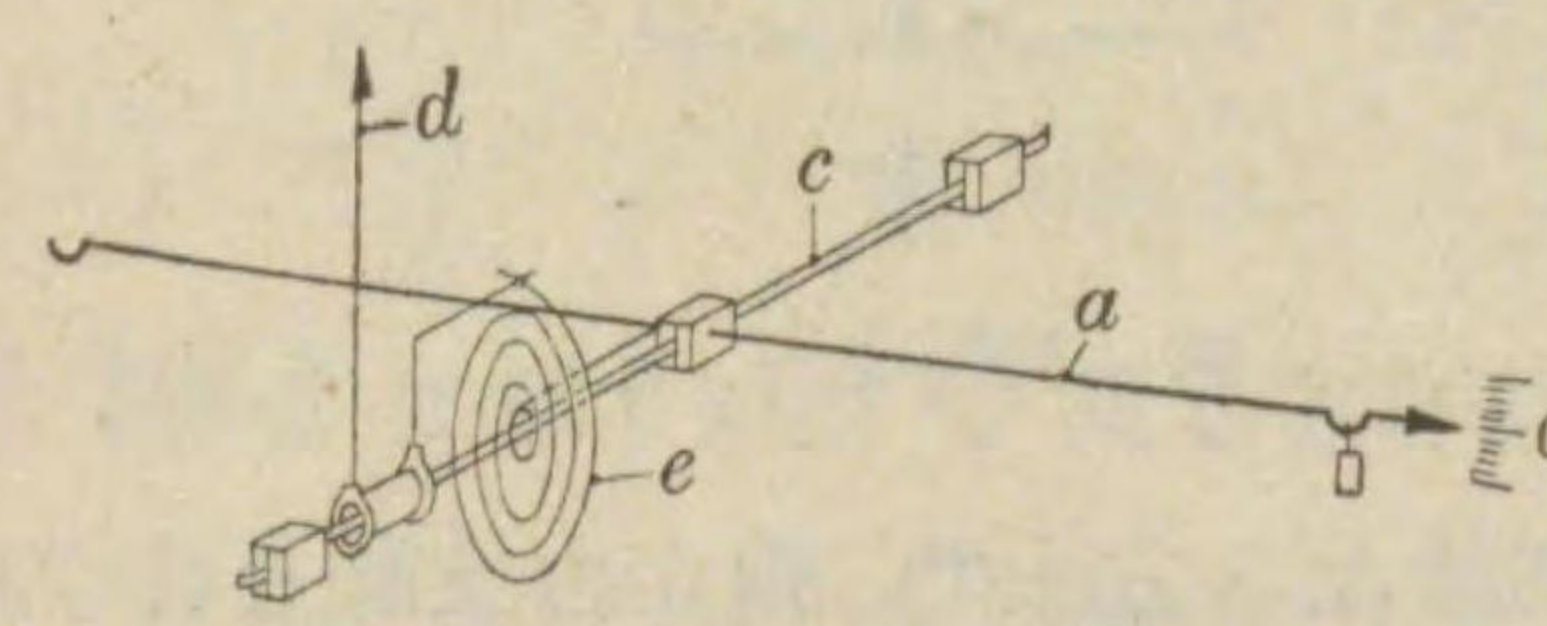


圖 354-3

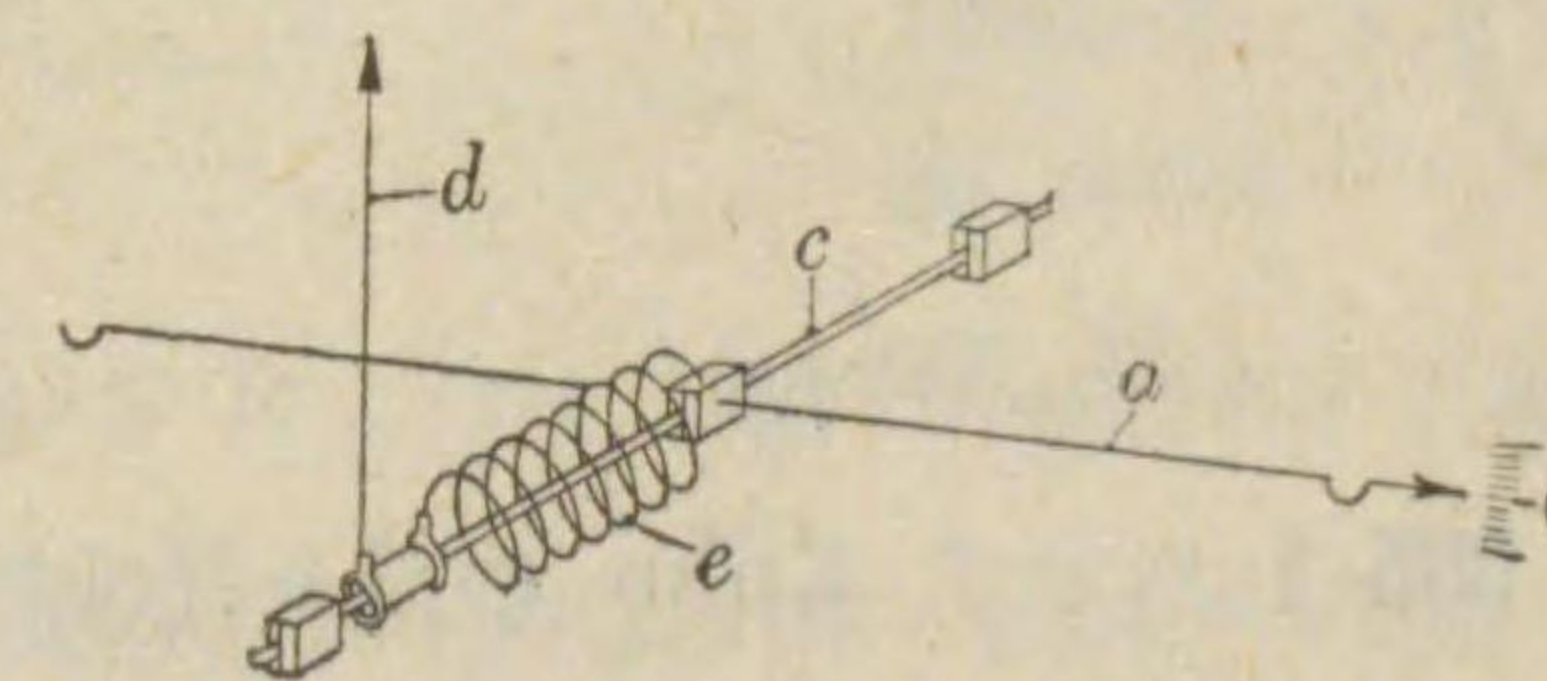


圖 354-4

(圖 354・4) 等では、渦巻ばね又は蔓巻ばねを添へてゐる。而して前者に於ては桿 a の傾斜を復原するのに、渦巻ばね e を扭り、その角度を指針 d で読み従つて測定重量を知ることが出来る、よつて緊張帯 c には復原力はなくて佳い。

後者に於ても、同様であるが、ばね e の長さが長いから、指針 d の目盛が大きく出来る利益がある。

§ 355. 曲げ應力の働くばね関節

以上に述べた緊張帯又は線では、一般に廻轉軸は 圖 353・1 に於ける如く、帯の軸と一致する。而して運動部の案内としては軸の位置の不変なことが望ましい。けれども曲げの歪みを受ける様なばね関節には、それは望まれない。例へば 圖 352 (c) に示した振子の吊ばねの如き場合、廻轉軸は正しい一點にはない。併し此の事はそれほど結果に重大な意義をもたないから、大して妨げにはならない。一般に、検定して使ふ計器では、支點が規則正しく常に同一の再生的變位をするならば、問題にすることはないのである。

これまでに計器の関節として、各種形状のばねが用ひられてゐる。例へば蔓巻ばねは、高級な時計の天府に、天府心と連結して正しいコントロールばねの役目をしてゐる。

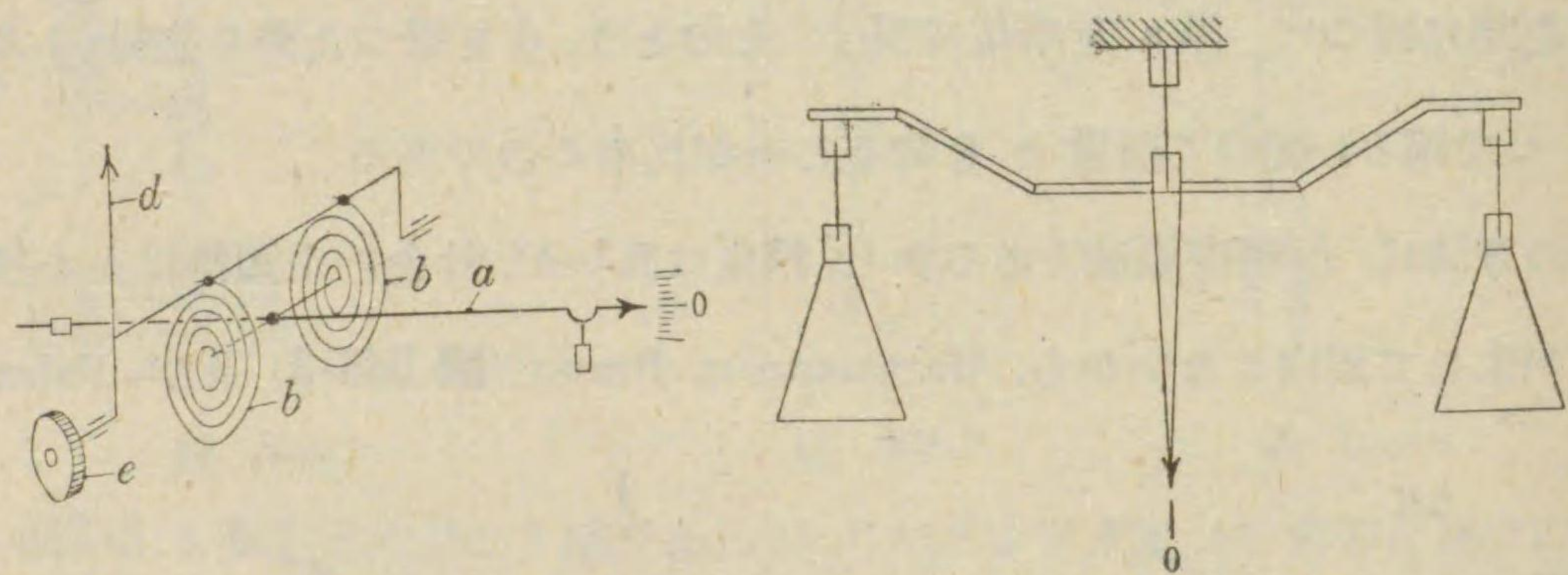


圖 355-1

圖 355-2

圖 355・1 に示す Kühn の扭り秤では巧妙なる方法で、獨立の支軸を作つてゐる。軽い桿 a は 2 個の渦巻ばね b, b によつて支へられ。此等のばねが同時

にコントロールばねになつてゐる。而して e を用ひ指針 d を目盛に沿ふて動かし、重さを知ることが出来る。

此の構造は前述の高感度と、動作の確實性とを兼ね備へるものである。といふのは、運搬中の振動や磨滅に對しては、剛性軸受と比べて著しく有利であり、又磨滅する部分は、動作に重大性をもたないからである。

曲げばねを 圖 355・2 に示す如く、等臂天秤の 3 個の支へ刃の代りに用ひんとする企てが試みられた。之は摩擦に對しては最も有利であり、且つ天秤が鈎合つてゐれば、ばねの力は働かないのであるが、最も薄い板ばねでも、曲げに對しては抵抗力を與へるから、自然 3 つの支點間の距離が變り易い缺點がある。

此のために、十字ばね關節 (crossed strip connection) が考へられた。之は

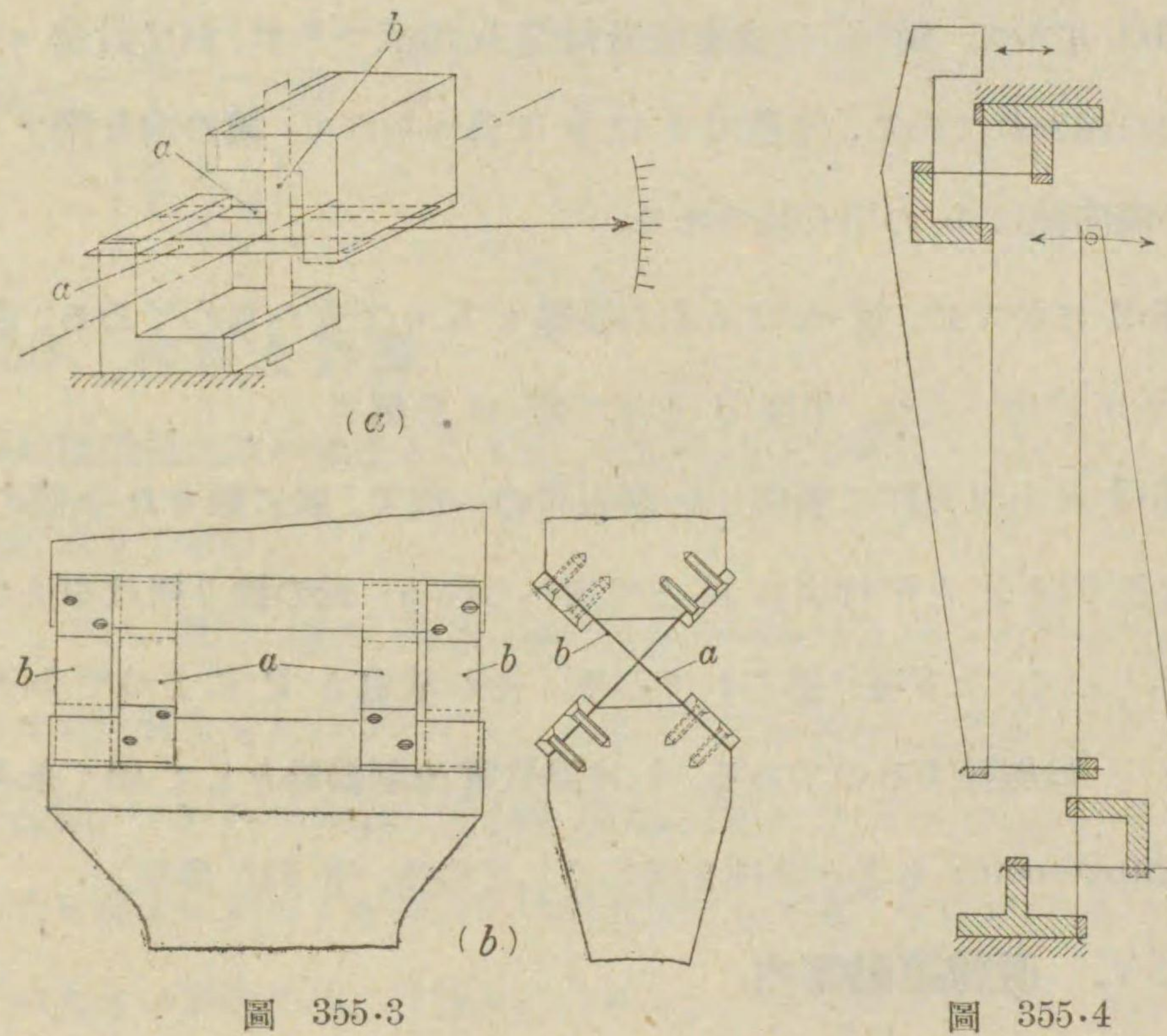


圖 355-3

圖 355-4

圖 355・3 に示すが如く、薄き板ばね a, b によつて、兩材が連結され、兩材は互に直角なるばねの交叉線の周りに、廻轉運動を行ふが如く出来てゐる。此の構造には少しの遊びもなく摩擦もない。

圖 355.4 は十字ばね関節を2個用ひて運動を擴大する場合であるが、その傳動比は一定ではないから、検定を必要とする。

§ 356. 直線運動を廻轉運動に変へる機構

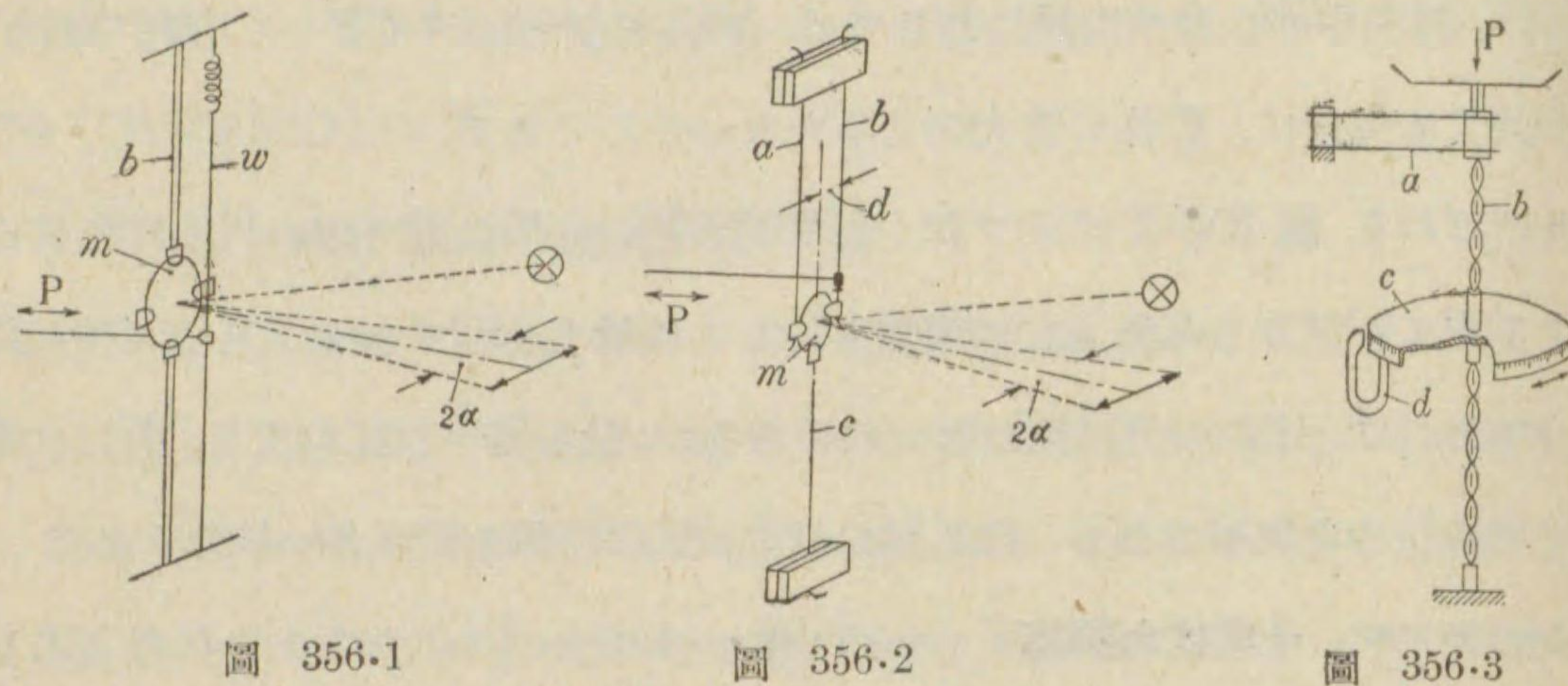


圖 356.1

圖 356.2

圖 356.3

圖 356.1 に於て、鏡 m は金屬製緊張帶 b で支へられ、別に針金 w を以て一定の向に保たれてゐる。起動力 P は w に傳へられて、鏡の向を變ずる。此のとき鏡の偏向軸は b の中心線である。

圖 356.2 に於ては、鏡 m は3本の張線 a, b, c で支へられてゐる。而して起動力 P は b に傳へられ、半径 d を以て鏡 m を廻す。

圖 356.3 は上皿天秤に應用した緊張帶の一例で、皿に載せた物體の重さ P は丈夫な撚り紐 b と平行ばね a とで支へられる。此の撚り紐は中央の目盛圓板 c を界として、上下逆に撚られてゐる。それ故重さ P によつて b が押縮められると、 c は廻轉するのである。 d は渦狀電流制動器として働く永久磁石である。sphingometer も之と原理を同じくしてゐる。(§ 616 参照)

§ 357. 直線運動案内

計測器に於ては、僅かな直線運動を與へるために、ばね又は彈性體を利用することがある。

圖 357 はその數例を示す。(a) は2枚の板ばねを以て平行四邊形を作りその

端末を動かすのである。

(b) は S 字形ばねを2個用ひ、(c) は袋状のばねを用ひ、(d) は半径方向に張つた帶又は針金を用ひたるもの、(e) は波狀隔膜を利用したもの、(f) は特殊な「ひだ」を有する王冠ばねを用ひた例である。

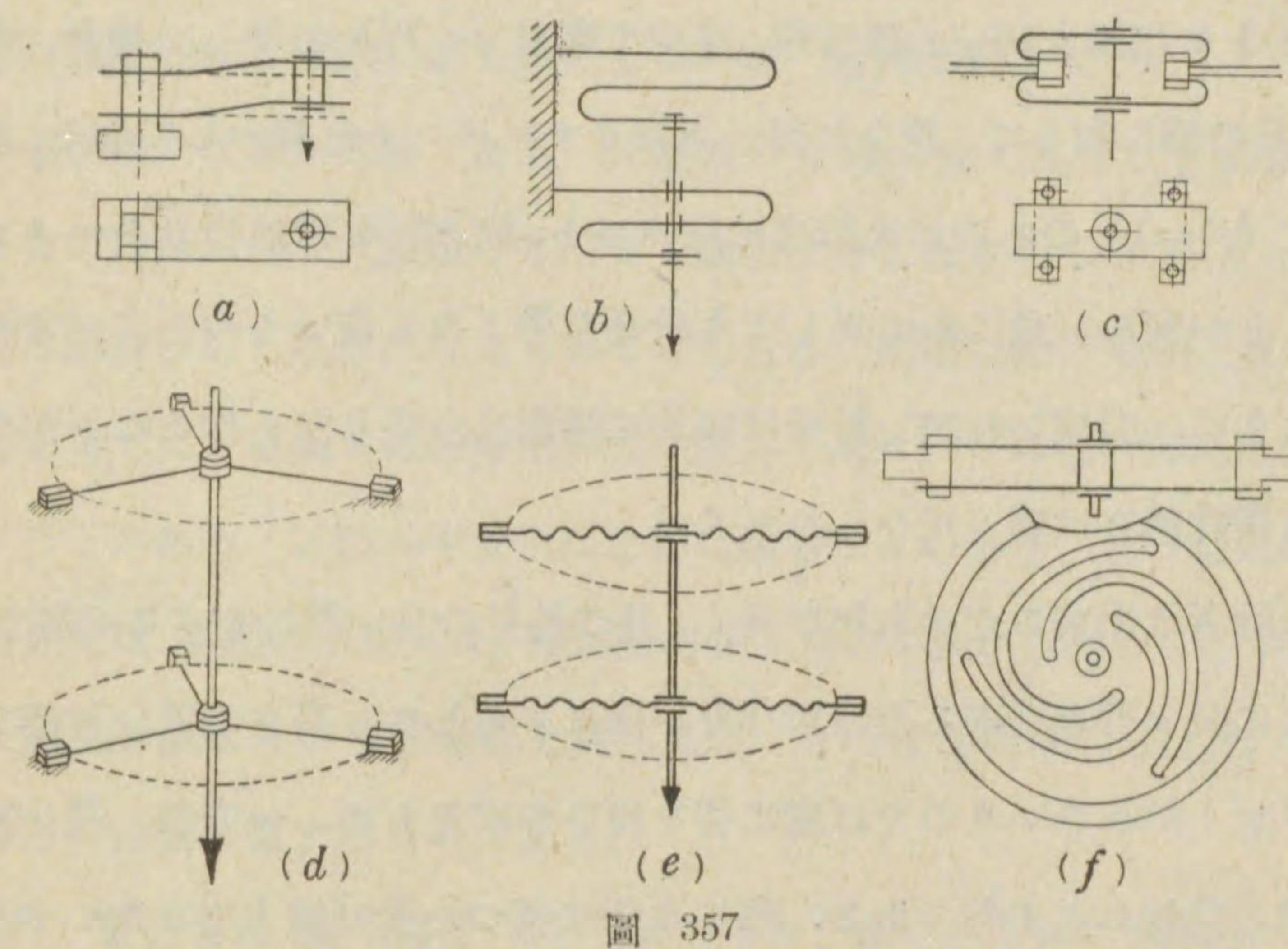


圖 357

§ 358. 材料と計算

計器類の運動部のばね關節としては、丸針金と帶狀紐とが多く用ひられることは前述の通りである。

材料としては、轉造、捲付、彎曲、穿孔などの特殊加工及びその後の成形作業に適する如き性質をもたねばならぬ。その主要な材料は、青銅、プラチン・ニッケル、合金鋼、ベリリウム青銅、水晶線、腸線、絹絲、及ガラスなどである。

ばねの力を測定に利用する場合には温度係数を考慮して選定せねばならず又温度變化の大きい場合には、計算を行はねばならぬ。その場合には温度係数の小さい材料 (Krupp の WT 10, 又は Beryllium bronze など) を用ふると佳い。

ばねの計算については第4篇に述べてあるから、茲には述べないが、設計者

にとつて必要なことは、各種断面の帯又は丸針金の破断力と扭力モーメントとの関係である。

先づ第1に必要なことは、どんな断面の形状が、希望の扭力モーメントを有するかといふことである。

圖 358・1 に理論上同一の断面積、従つて應力 $\sigma = P/A$ の等しい場合、邊の比 h/b の各異の値に對して、許され得べき扭力モーメントを圖示してゐる。此の圖によると $h/b = 15$ のものは丸針金に比べると、約 80% だけ扭力モーメントが小さいことが判る。茲に於て果して丸針金を帯よりも佳いものとすべきかを考へねばならぬ。引抜いた細い針金は容易に精密に、誤りなく作ることが出来るから、可搬計器には廣く用ひられてゐる。

一方設計者は出来るだけ取扱ひ易く、且つ外見の良い設計をする必要がある。そのために長い帯を出来るだけ用ひない様にするから、高さの低い計器で、調整モーメントの小さいものでは常に帯を用ひねばならぬ。一方又、長い緊張帯は機械的の見地から不利である。殊に水平に張つた帯は極力用ひないやうにす

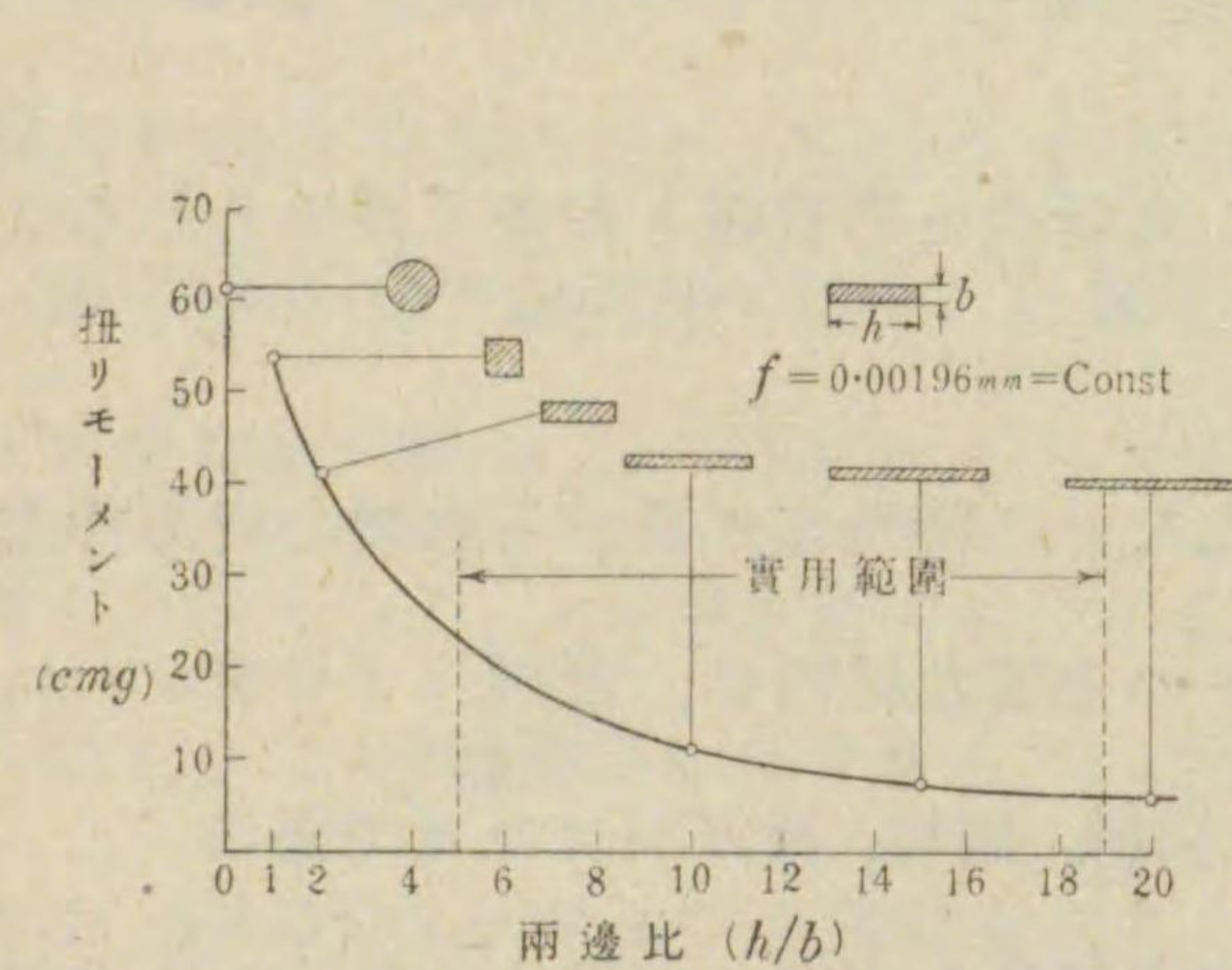


圖 358・1

べきである。圖 358・2 は普通の針金と帯との破断力を示す。主に問題となる小さい扭力モーメントをもつ電氣計器では、帯の破断力は僅に 150 乃至 400 g に

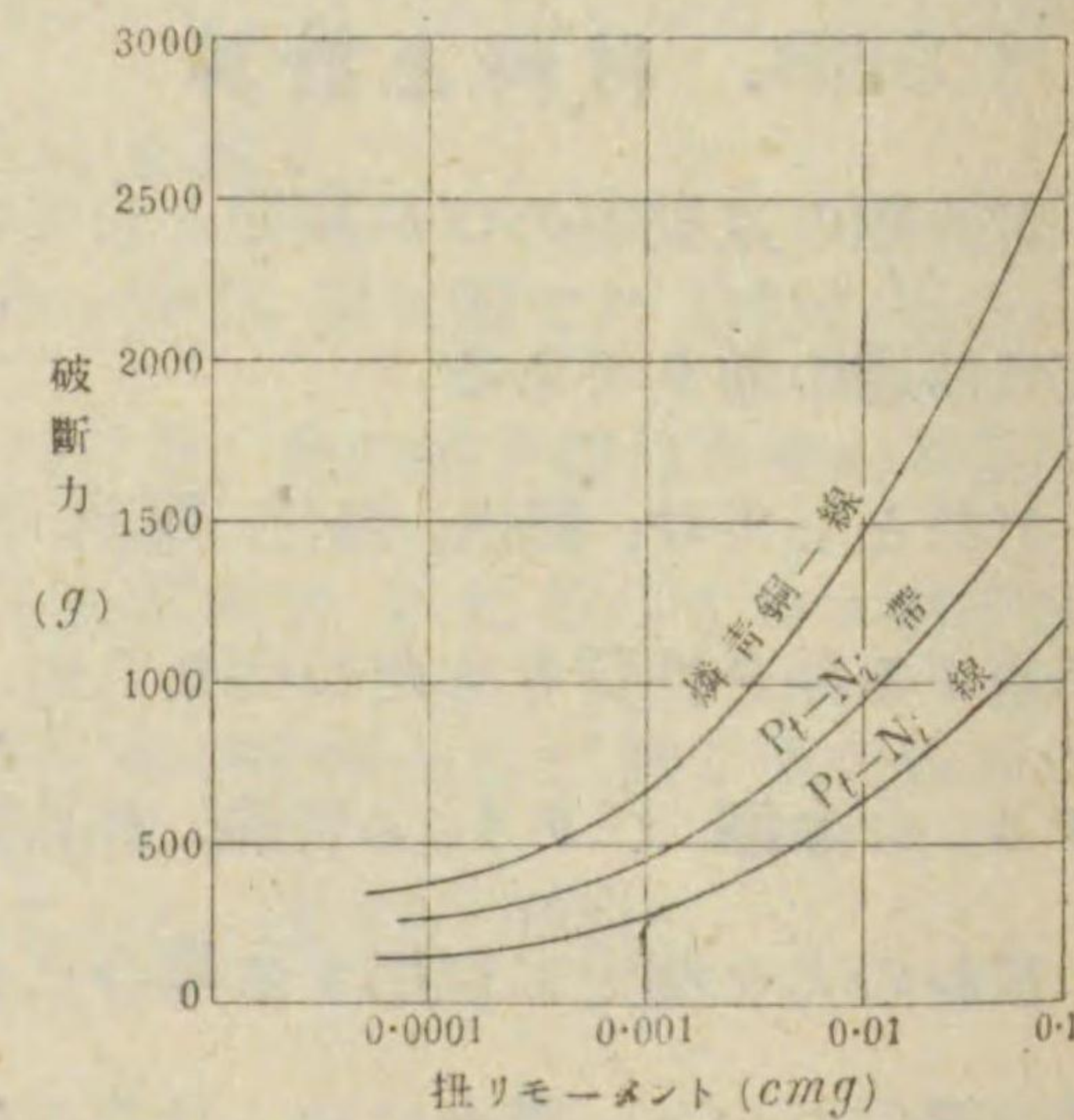


圖 358・2

過ぎないことが判る。従つて設計者は唯小さい安全率を以て計算せねばならぬ。

§ 359. 張り方

計器の精度に著しく影響するやうな、後からの變化を生じてはならない場合には、弾性體の張り方に特別な注意を拂はねばならぬ。隔膜や、線、又は同調式振動計の義舌の如き振動に感じ易いものには、變調を起さないやうにその張る位置にも同様な注意が必要である。又断面を正確に定めることも必要である。そのために特別に作つた壓迫片を用ひて緊附けることもあるが、時としては、鑷附け又は膠着けにしなければならぬこともある。斯様な場合充分注意しても甚しく薄い帯では、亞鉛又は膠着劑が帯に沿ふて流れ、その部の弾性に悪影響を及ぼすことがある。零點の不安定は之から起ることがある。他の電氣的原因がない場合には、零點の不安定は、弾性體の張り方の不良から起ることが多い。ホントの弾性事後効果も零點變化を與へるが、それは少時間の後になくなつて、再びもとの性質に復するものである。

經驗上、緊張帯は圖 353・1 に示したやうに、縦ての方向に弾性的に動き得ることが必要であることが判つた。特に四角な帯は豫張力を與へて張らねばならぬ。それは扭られるときもとの長さを變へるからである。従つて上と下の緊定には必ず弾性を與へて置く必要がある。そうすると、外部からの衝働にも感ずることが少なくて佳い。併し許容應力を越さないやうに注意すべきは勿論であり。そのために斯様な場合には、多くの止めや案内をつけ、又運動部の固定装置などを設くることを忘れてはならぬ。

第4篇 動力と駆動

第1章 動力

§ 411. 精密機械の動力

精密機械を働かすための動力として用ひられるものは、電氣を除くと、あとは皆手力によつて與へた力の貯藏器である。而して、重量とばねとがその主なるものである。重錘を紐で吊して置くと、重力によつて、紐に張力が作用するから、それを利用することが出来る。併し落下し終れば再び手力で捲上げる必要がある。ばねに於ても同様で、解け終つたばねは、再び捲かねば、仕事をする能力はない。

重錘は時計に於て利用され、その力の不變なことが利點であるが、空積を多く占有すると、全體が重くなる不利があつて、其の點ばねには及ばない。

即ちばねは限られた空積と限られた重さに於て、重錘を動力とするより遙に有利なのである。

ばねを利用することの他の重大なる利益は、重錘は垂直方向だけに力を發生するが、ばねはその力を及ぼす方向に何等制限がない。従つて運搬する計器にも之を利用することが出来る。機械時計の初期時代には専ら重錘を用ひたのであつたから、時計の位置を變へることは出来なかつたのであるが、ばねが利用されるやうになつてから、勝手に移動することの出来る置時計、更に進んで、携帯時計の出現となつたことが、此の間の消息を如實に物語るものである。

以上の理由によつて、精密機械の動力源としては、ばねが最も広く用ひられてゐる。

§ 412. ばねの一般的性状

ばねには数種類あるが、そのどれも、力を與へて、變形させると、變形量と力とが比例する性質をもつてゐる。

例へば蔓巻ばねの一端を固定して、他端を引張ると伸びる。その伸びる長さ、引張る力とは比例するのである。圖 412 の如く、初長 l_0 なるばねを、 l_1 まで引伸ばすと、そのときの力は

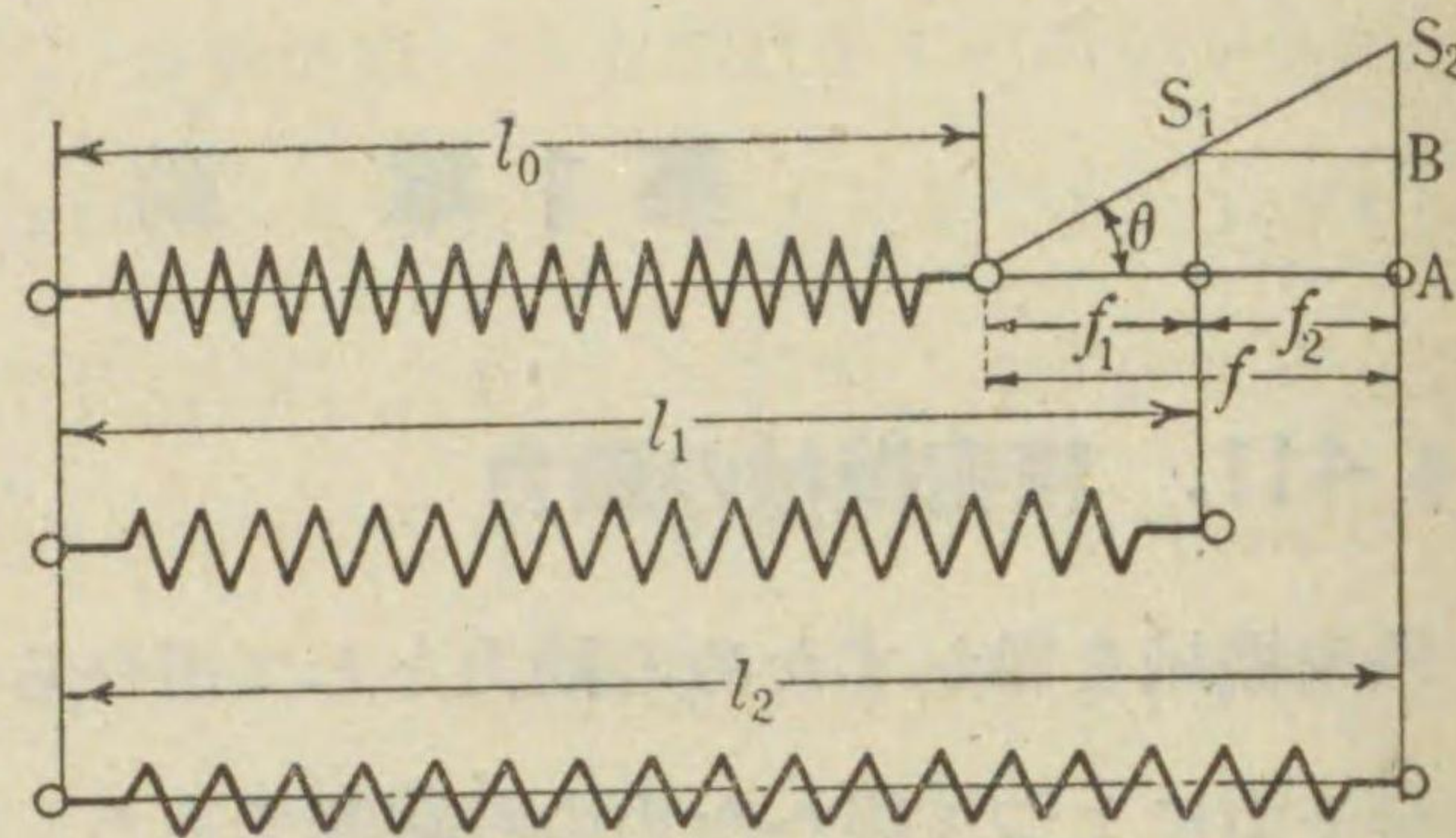


圖 412

S_1 であるが、更に l_2 まで引伸ばすには、 S_2 なる力を要する。而して

$$l_1 - l_0 : S_1 = l_2 - l_0 : S_2$$

なる關係が成立する。依つて

$$S_2 = \frac{S_1}{l_1 - l_0} (l_2 - l_0) = \frac{S_1}{f_1} f \dots \dots \dots (1)$$

$\frac{S_1}{f_1}$ はばねを單位長だけ引伸ばすに必要な力を表はす。之をばね定數 (spring constant) と稱へる。之を k で表はすと、

$$S_2 = kf$$

となる。 k はばねの材料、構造、寸法によつて定まる。

ばねを実用する場合、豫め張力 (又は壓縮力、扭力モーメント等) を與へて置くことが多い。圖に於て例へば S_1 だけの力を與へて置いて、それから f_2 だけ引張つて利用する。つまり實用するのは S_1 から S_2 までの間の力である。伸びと力との關係は

$$f_1 = f_2 \frac{S_1}{S_2 - S_1}, \quad f = f_2 \frac{S_2}{S_2 - S_1} \dots \dots \dots (2)$$

となる。但し $f = f_1 + f_2$

ばね定數の小さいばねでは、同一の力を得るに、長く變形させねばならぬ。

§ 413. ばねの計算

ばねの強さの計算は、それを構成する材料が、その弾性界内に於て完全な弾性體であるといふ假定のもとに進めるのである。

精密機械に用ふる様な小さいばねでは、計算値と實際の強さとの隔りが、大きいばねよりも、甚しい。それは小さいばねでは寸法の狂ひの割合が大きいのと、製造方法の僅かの變化が、大きいばねの場合よりも、著しく影響するといふ、2つの原因によるのである。それ故、出來たばねは試験してから使ふ必要がある。

計算に用ふる記號の説明

| | | |
|---------------------|---------------|-----------------------|
| S | ばねの荷重 | (kg) |
| S_1, S_0 | 豫荷重 | (kg) |
| l | ばねの引伸ばされた長さ | (mm) |
| f | 曲り、伸び又は壓縮長 | (mm) |
| f_1 | 引伸長又は豫壓縮長 | (mm) |
| f_2 | 有效引伸 (又は壓縮) 長 | (mm) |
| w, w_1, w_2 | 扭りばねの扭り角 | |
| n | 巻ばねの巻數 | |
| a | 巻の中心距離 | |
| E | 材料の弾性率 | (kg/mm ²) |
| G | 材料の剪斷係數 | (kg/mm ²) |
| k_b | 曲げの際の許容應力 | (kg/mm ²) |
| k_a | 扭りの際の許容應力 | (kg/mm ²) |

表 413 には k_b 及 k_a の代りに、それ等の限界應力値 K_b, K_a が掲げてある。此の値を少し越せば、ばねは折損するのである。それ故此の値を計算に使へば、小さい安全率を加へられたことになる。精密機械では、その寸法を出来るだけ、小さくする必要から、安全率は小さくして置くのである。

例へば眞直に引伸ばされたばねでは一般に安全率は 1.5 にとり、ひどく曲げ又は捲かれたばねには、3~4 の安全率を興へ、計器や時計天府のひげばねでは、弾性時効果を考慮して少くとも 10 倍にする。

表 413 に示した数字は、多数のばねを試験した結果から得たものである。但し製造時に興へられた内力は、焼戻して除去してあるものと假定されてゐる。

鋼のばねならば焼戻温度は 350°C、青銅ならば、その取扱方法や長短に応じて、180°~250°C にする。

表 413

| 材 料 | E kg/mm ² | G kg/mm ² | K _b kg/mm ² | K _a kg/mm ² | 成 分 % |
|-------------|-------------------------|-------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|---------------------|
| 時計ばね鋼..... | 20000 | 8000 | 200 | 150 | 0.8~1 C |
| 帯 鋼..... | 20000 | 8000 | 100...180 | 70...120 | 0.6~1 C |
| ピアノ線..... | 20000 | 8000 | 75...150 | 50...100 | 0.7~1 C |
| 燐 青 銅..... | 11000 | 4000 | 40... 60 | 32 | 92 Cu, 8 Sn |
| ニッケリン..... | 13000 | 4800 | 38... 54 | 30 | 63 Cu, 22 Ni, 15 Zn |
| ノイジルベル..... | 12300 | 4600 | 36... 50 | 28 | 65 Cu, 13 Ni, 22 Zn |
| 黄 銅..... | 9500 | 3500 | 24... 28 | 18 | 63 Cu, 37 Zn |
| 銅..... | 11500 | 4200 | 15... 20 | 12 | — |

§ 414. ばねの應用

ばねを實用するとき、多くの場合、なるべく規則正しく、外部から勢力を興へ、それを貯藏して置いて、吐出させながら利用するのである。斯様な使ひ方の適例は時計の動力ばねである。併し同じ様なばねが、緩衝器にも使へる。それは運動體の活力を、ばねの張力に變へるのである。

自己振動週期を以て振動するばね(音響計器でいへば響體、同調振動計の振動ばね、時計のひげばねなど)では、勢力の貯藏と、吐出とを、迅速な週期で、交互に行つてゐるのである。

計器では、ばねの變形量が、測定値を興へるのである。此の場合、ばねは測定すべき量の變化に応じて、或は張り或は弛むのである。

ばねは又静止結合の場合の力門^{リキセン}に使はれる。此の場合、ばねは張られただけで、その力を吐出して仕事をするのではない。

最後にばねは 2つの部分を關節的に結合するのに用ひられる。此の場合には唯ばねの變形だけが問題となるのであつて、變形によつて生じた力は何等役目をしないのであるから、ばねは少しも豫張力なしに使はれる。時計振子の吊りばねがその例である。此の如きばねの應用については第3篇第5章ばね關節に於て充分に述べておいた。

§ 415. ばねの材料

精密機械に用ひられるばねは、鋼(特に帶鋼及ピアノ線)ばかりでなく、燐青銅、ノイジルベル(Neusilber,) ニッケリン(Nickelin,) 黄銅、その他類似の材料で作られる。材料の選擇に當つては、強さの外に、電氣計器の場合には、電氣抵抗が問題となり、又ばねの製造のとき、多少強く曲げる必要のあるときには靱性も必要である。ばね材料として必要なる性質の試験としては、弾性率を初めとして、曲げ、扭り、等の許容應力及靱性等にまで及ばねばならぬ。その方法は文献*によるが佳い。

§ 416. ばねの分類

ばねは、その應用に當つて、或は引張力、押壓力、曲げ、又は扭りの應力を受ける。而して多く用ひられるのは、曲げばねと、扭りばねとに分類することが出来る。なほ此等は又、眞直ぐなものと、曲げられたもの又は捲かれたものに細分することが出来る。即ち

1. 曲げばね
 - a. 眞直ぐな曲げばね
 - b. 曲げられた曲げばね

* R. Müller, Die Prüfung der Federbleche, Feinmechanik und Präzision 1924, S. 47.

c. 捲かれた曲げばね

2. 扭りばね

a. 眞直ぐな扭りばね

b. 捲かれた扭りばね

§ 417. 眞直ぐな曲げばね

眞直ぐな曲げばねの内、平ばね（矩形断面）は動きの小さい場合、例へば 棘車止め、制動器、電気接極子、振子吊りばねなどに用ひられる。捲いたばねに比べると、材料がそのまま使へる利益はあるが、動きの割合に長さが長い必要があるから、餘計な場所を要する不利がある。平ばねの最も廣く用ひられるのは、電気接觸である。

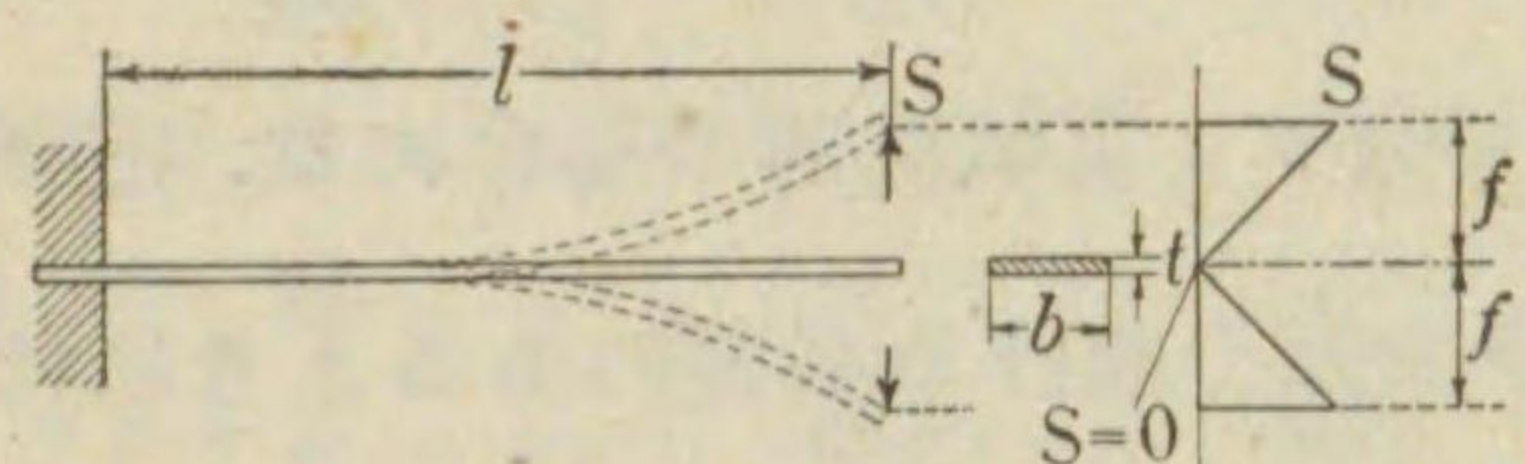


圖 417-1

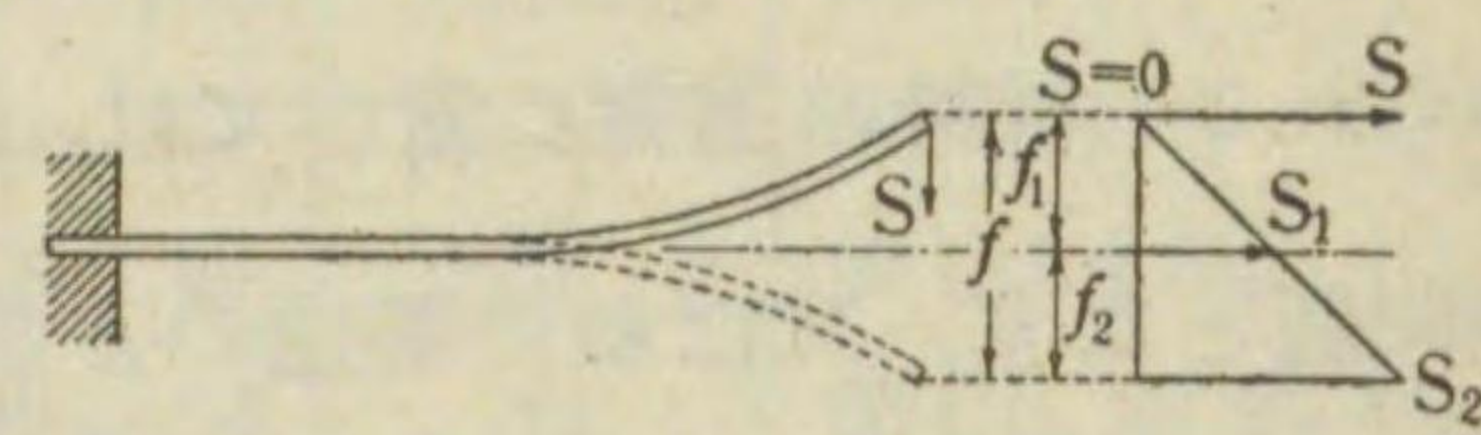


圖 417-2

平ばねは、一端を固定したのと両端を固定したのとある。

1. 一端固定の場合

圖 417.1 に示す場合の強さの計算は次式で行はれる。

$$S = \frac{1}{6} \frac{bt^2}{l} k_b \dots\dots\dots(1)$$

$$f = 4 \frac{l^3}{bt^3} \frac{S}{E} = \frac{2}{3} \frac{l^2}{t} \frac{k_b}{E} \dots\dots\dots(2)$$

S = ばねの荷重 (kg)

f = ばねの端末に於ける動き (mm)

l = ばねの自然長 (mm)

b = ばねの幅 (mm)

t = ばねの厚み (mm)

k_b = 材料の許容應力 (kg/mm²)

E = 弾性率 (kg/mm²)

圖 417-2 の様に、初めから一方に曲げて置くと、f₁ だけ曲げられて、中央位置に達したとき、S₁ なる力を與へ、更に f₂ だけ曲げれば、力は S₁ となる、その関係は

$$f_1 = f_2 \frac{S_1}{S - S_1}, \quad f = f_2 \frac{S}{S - S_1} \dots\dots\dots(3)$$

例 磷青銅の長さ 40 mm, 荷重 S = 0.3 kg, 曲りの高さ f = 5 mm のものを要す。その断面寸法 b 及 t を求む、但し k_b = 40 とす。

S = 0.3 kg, l = 40 mm, f = 5 mm, k_b = 40, E = 11 × 10³ kg/mm²,

(2) 式 $t = \frac{2}{3} \frac{l^2}{f} \frac{k_b}{E} = \frac{2 \times 40^2 \times 40}{3 \times 5 \times 11 \times 10^3} = 0.78 \text{ mm}$

(1) 式 $b = \frac{6Sl}{t^2 k_b} = \frac{6 \times 0.3 \times 40}{0.78^2 \times 40} = 3 \text{ mm}$

2. 中央に荷重を加へ兩端を支へた場合

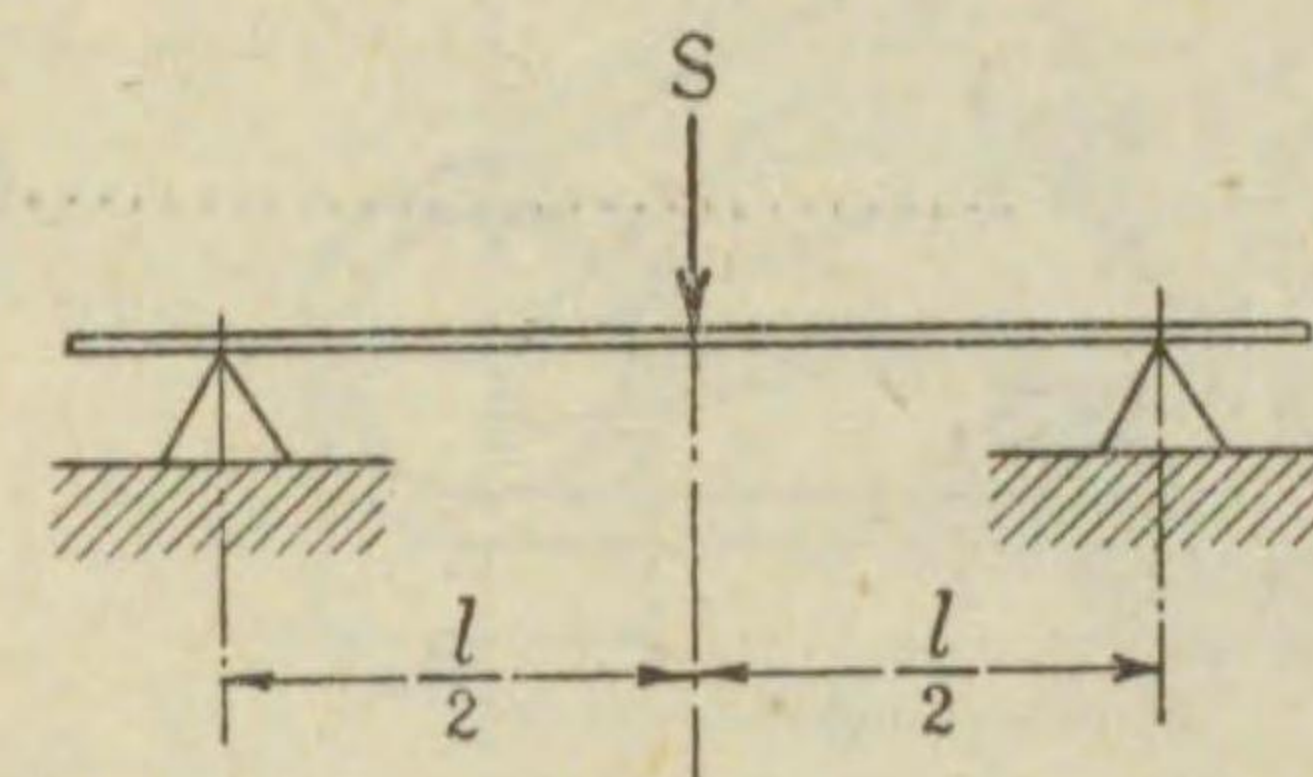


圖 417-3

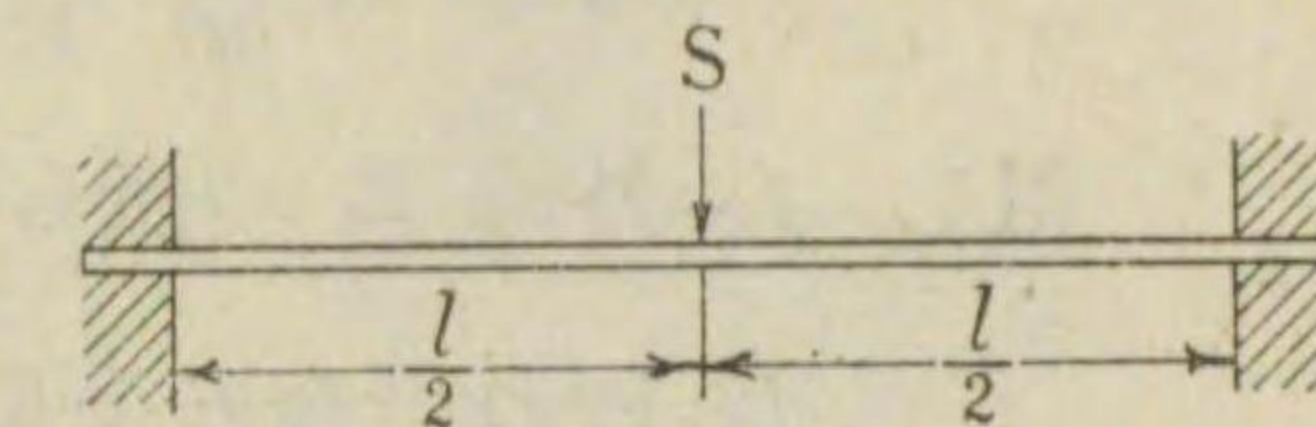


圖 417-4

圖 417-3 に示す如く兩端で支へ、中央に力を加へた場合には兩端の支點に於て $\frac{S}{2}$ だけの荷重が加はる、依つて前出の式の長さ $\frac{l}{2}$ 、力に $\frac{S}{2}$ を入れれば佳いことになる。即ち

$$S = \frac{2}{3} \frac{bt^2}{l} k_b \dots\dots\dots(4)$$

$$f = \frac{1}{4} \frac{l^3}{bt^3} \frac{S}{E} = \frac{1}{6} \frac{l^2}{t} \frac{k_b}{E} \dots\dots\dots(5)$$

3. 兩端の固定の場合

兩端を固定すると、ばねの抵抗力は著しく強くなるから中央に加へた荷重に對する彎曲は少ない (圖 417-4)。

$$S = \frac{4}{3} \frac{bt^2}{l} k_b \dots \dots \dots (6)$$

$$f = \frac{1}{16} \frac{l^3}{bt^2} \frac{S}{E} = \frac{1}{12} \frac{l^2}{t} \frac{kb}{E} \dots \dots \dots (7)$$

§ 418. 渦巻ばね

軸に扭る力即ちトルクを興へるには、渦巻ばねを用ふるのが便利である。

418 に於てばねの外端 E を角 ω だけ軸と同じ中心の周りに引廻すに必要な力 S の作るモーメント M は、 $M = Sra$ である。此の場合、角は時計方向でも逆でも同一である。而して次式で計算が出来る。

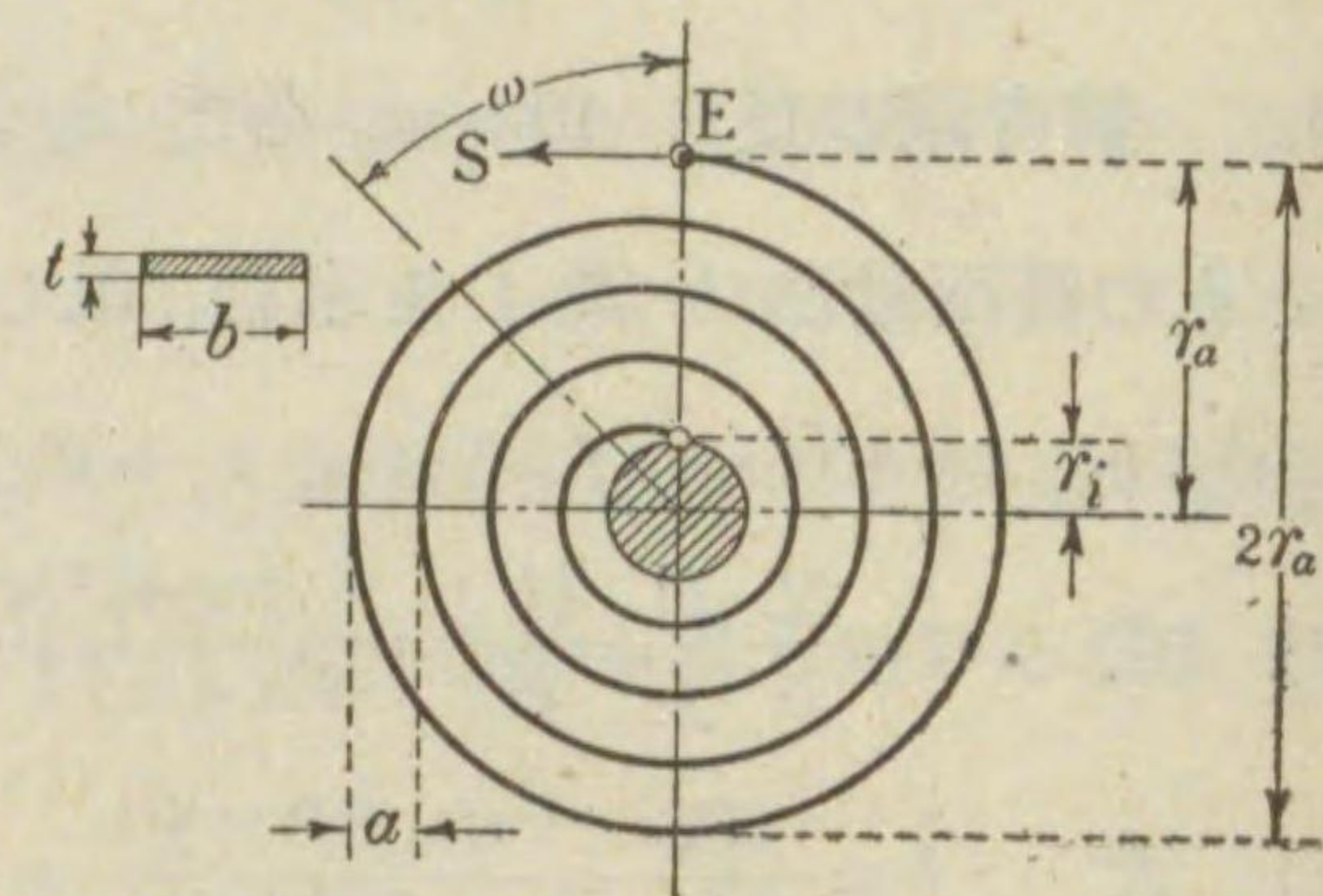


圖 418

$$M = \frac{bt^2}{6} k_b \dots \dots \dots (8)$$

$$f = r\omega = 12 \frac{lr a^2}{bt^3} \frac{S}{E} = 2 \frac{lr a}{t} \frac{kb}{E} \dots \dots \dots (9)$$

但し f = 外端 E の扭られて動く長さ、

l = ばね針金の全長。

例 電気計器に用ふる燐青銅ばねが、指針を 90° 廻すに、 12 gmm の扭モーメントを必要とする、その場合のばねの厚み、幅、長さ、及ばねの巻数と巻線間の距りとを求める。

$M = 0.012 \text{ kgmm}$, $\omega = 90^\circ = \frac{\pi}{2}$, $E = 11 \times 10^3 \text{ kg/mm}^2$, $k_b = 3 \text{ kg/mm}^2$; l, b, t, a, n を求む。

$l = 400$ と假定して、 t と b を計算する。(9) から

$$t = \frac{2lk_b}{\omega E} = \frac{2 \times 400 \times 3}{\frac{\pi}{2} \times 11 \times 10^3} = 0.139 \text{ mm.}$$

$t = 0.15 \text{ mm}$ のものを使ふとする。

(8) 式から

$$b = \frac{6M}{t^2 k_b} = \frac{6 \times 0.012}{0.15^2 \times 3} = 1 \text{ mm}$$

若し此の計算結果の b が大き過ぎるならば、 l を大きく假定して、計算を繰返して希望の寸法を求めねばならぬ。

外径 $r_a = 11.5$, 内径 $r_i = 2.5 \text{ mm}$ とすると、

$$\text{巻数 } n = \frac{l}{\pi(r_a + r_i)} = \frac{400}{\pi(11.5 + 2.5)} = 9.1.$$

$$\text{巻線間隔 } a = \frac{\pi(r_a^2 - r_i^2)}{l} = \frac{\pi(11.5^2 - 2.5^2)}{400} = 1 \text{ mm.}$$

§ 419. 扭りばね

1. 蔓巻扭りばね

断面の丸い針金を蔓巻線に捲き、圖 419.1 に示す如く、一端を不動にし、他

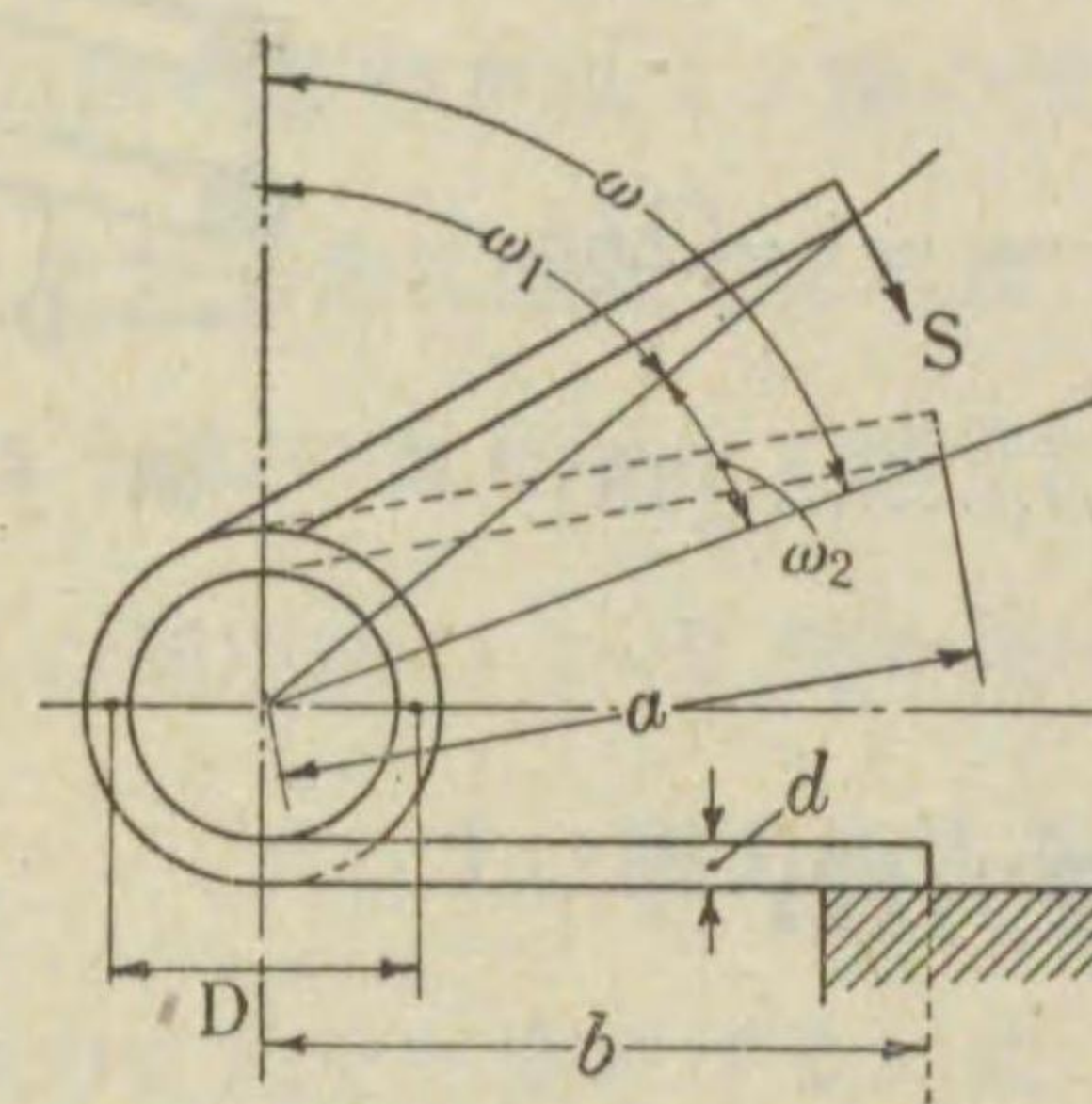


圖 419.1

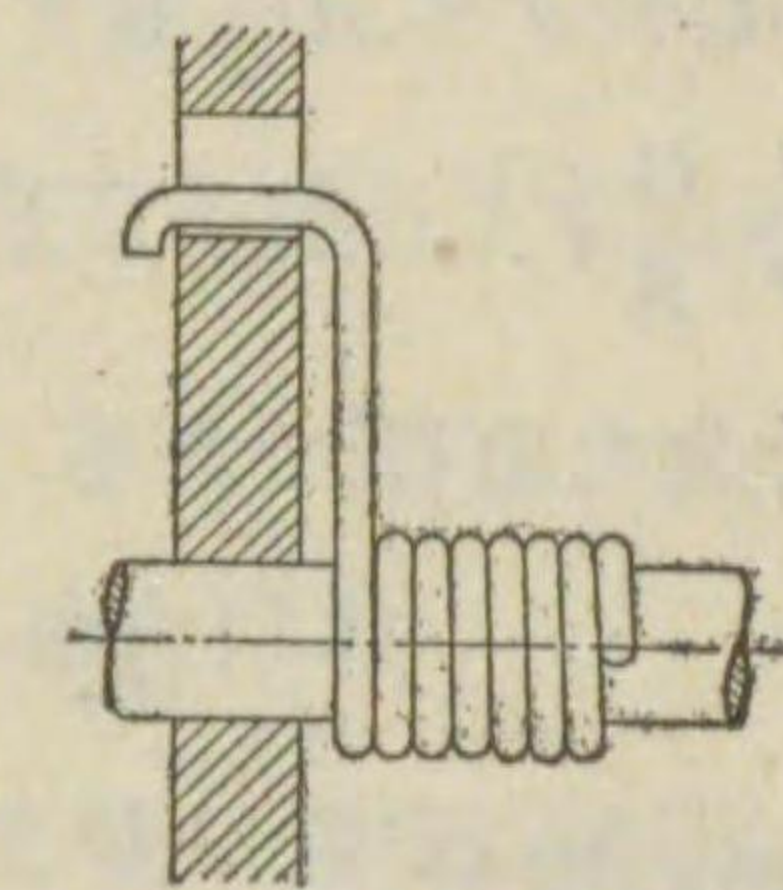


圖 419.2

端に扭り力を興へる如くすることは精密機械には度々ある。斯の如き場合の計算は次の如くする。

$$S = \frac{\pi}{32} \frac{d^3}{a} k_b \dots \dots \dots (10)$$

$$f = a\omega = \frac{64}{\pi} \frac{a^2 l}{d^4} \frac{S}{E} = 2 \frac{al}{d} \frac{k_b}{E} \dots \dots \dots (11)$$

$$l = \frac{\pi}{64} \frac{\omega d^4}{a} \frac{E}{S} \dots \dots \dots (12)$$

$$n = \frac{l - a - b + D}{D\pi} \dots \dots \dots (13)$$

圖 419.2 は實用の他の例である。

2. 捲かれた扭りばね

蔓巻形のばねに、軸方向の力を與へると、材料には、扭りの力が働く、併しばねの實用上からいへば、或は壓縮に或は引張に働かせるのである。

此のばねは、力點の動きの大きい場合に用ふると、比較的均一な力を得ることが出来る利益がある。

a. 断面矩形な板で作つた蔓巻ばね

S = 4/9 * (b^2 t / D) * k_a(14)

f = 0.9 * pi * n * D^3 * (b^2 + t^2) / (b^3 t^3) * S/G = 0.4 * pi * n * D^2 * (b^2 + t^2) / (b t^2) * k_a / G(15)

b. 丸針金で作つた蔓巻ばね.

S = pi/8 * (d^3 / D) * k_a(16)

f = 8n * D^3 / d^4 * S/G = pi * n * D^2 / d * k_a / G(17)

n = 1/8 * (d^4 / D^3) * G / S * f(18)

但し d は針金の直径である。

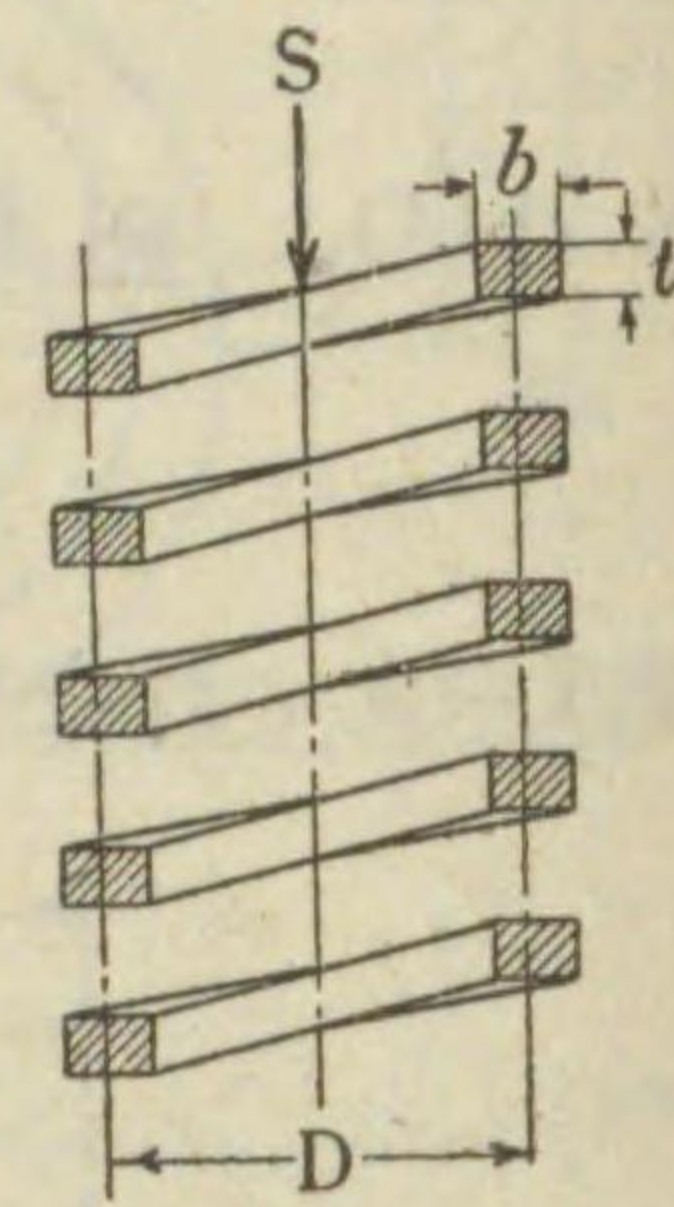


圖 419.3

3. 眞直ぐな扭りばね

a. 断面矩形の場合

平板の一端を固定し、他端に半径 r なる圓板を固定して、之れに廻轉力 S を與へると、角 ω だけ扭られる、そのときの力のモーメント M

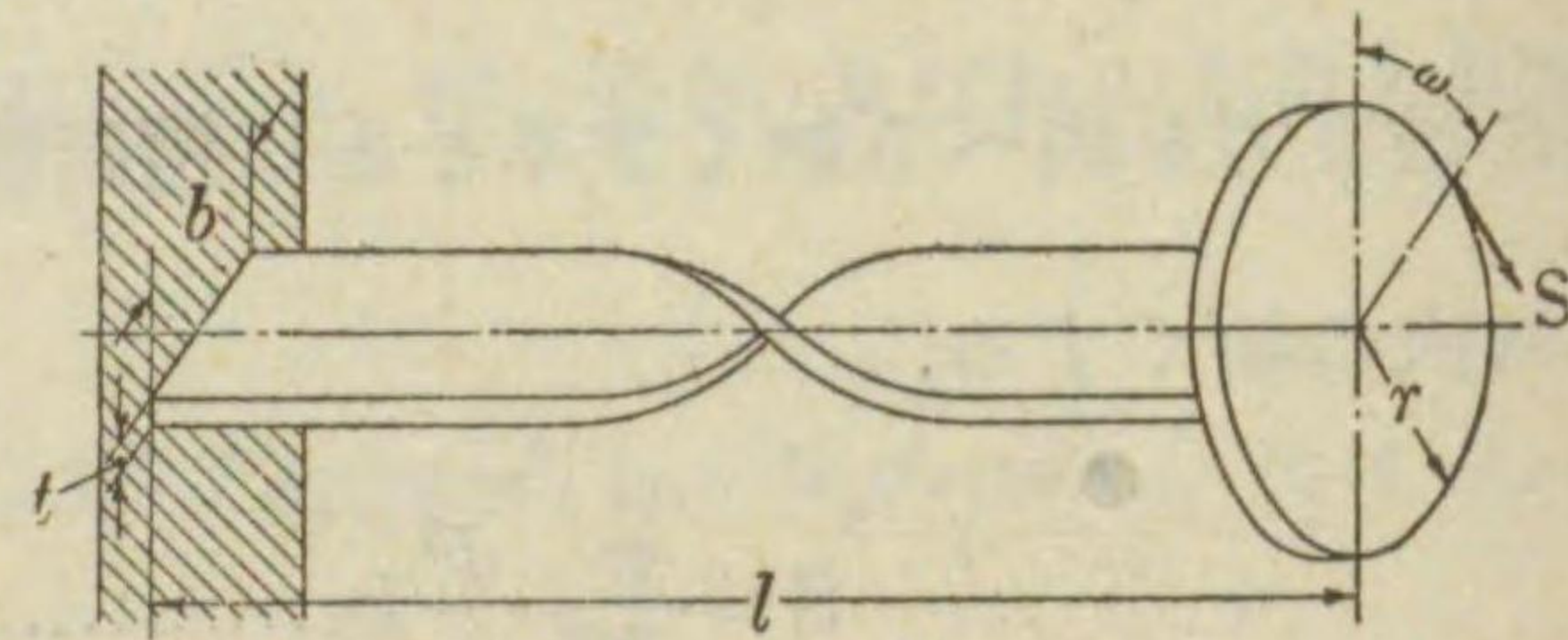


圖 419.4

とばねの寸法との關係は

M = S r = 2/9 * b t^2 k_a(19)

f = r ω = 3.6 * r^2 l * (b^2 + t^2) / (b^3 t^3) * S/G = 0.8 * r l * (b^2 + t^2) / (b t^2) * k_a / G(20)

板の厚み t が幅 b に比べて小さいときには、t^2 は b^2 に比べると省略しても差支へないから、次のやうになる。

f = r ω = 3.6 * (r^2 l / b t^3) * S/G = 0.8 * (r l / t) * k_a / G(21)

b. 断面圓形の場合

M = S r = pi/16 * d^3 k_a(22)

f = r ω = 32/π * (r^2 l / d^4) * S/G = 2 * (r l / d) * k_a / G(23)

§ 4110. ばねの用法

問題となる計器、その他一般の精密機械に於て、その機能が完全なりや否やは、ばねの使ひ方によることが多いのであるが、しかも此のことは從來軽く取扱はれてゐた感がないでもない。どんな形のばねを用ふるかは、許された空積、所要の力とその變化の多寡、變形量の大小などで自然に定まるものであるが、或る場合には、1個のばねを以て2重の役目を果たさせることが有利なこともある。2つのリンクが完全に剛體であれば、1個のばねで足ることもあるが、併し一般的に云へば、ばねの數を増して部分に作用する内力を減らすことが有利である。

以下ばねの利用法の 1~2 例を掲げる。

1. 張力を凡そ一定ならしめたばね

ばねの張力を凡そ一定にするには、長いばねを使ひ適度の初張力を與へ、長さ比べて、短い伸びを利用すれば良いことになる。その 1 例は圖 4110.1 の

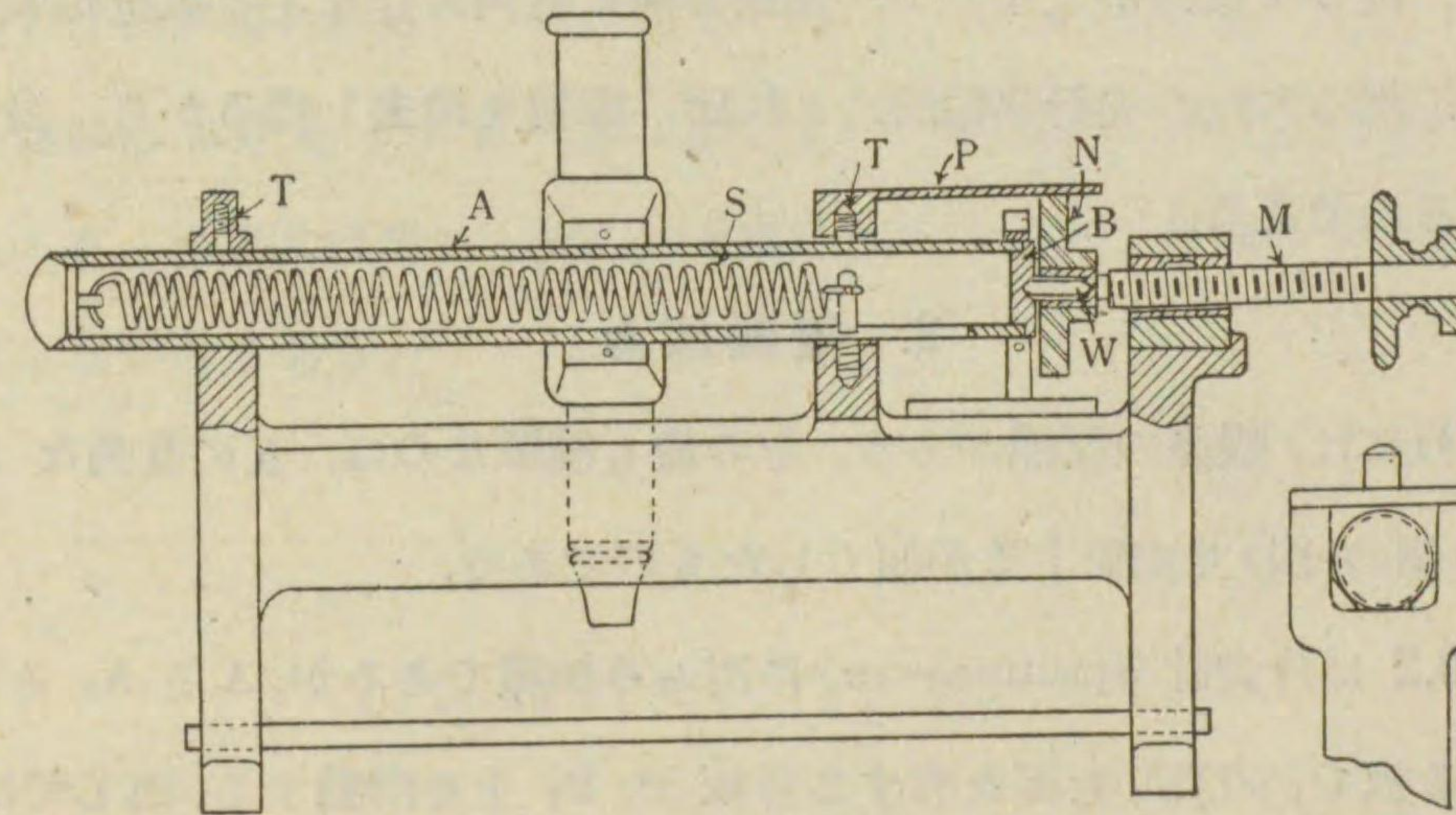


圖 4110.1

讀取顯微鏡 (reading microscope) のばね S である。

顯微鏡は鋼管 A 上に保持され、A は V 形支持子に對し、ばね T によつて接觸する如く抑へられてゐる。讀みはマイクロメータ・ベッド N と目盛尺 P とでとる。マイクロメータねぢ M の端は、管 A の端 B と直接しないで、中間に鋼針 W を入れてある。マイクロメータねぢは此の W のを介して、鋼管 A を押し、ばね S を引伸ばして、顯微鏡を左方に動かすのである。マイクロメータねぢを逆に廻せば、管 A は S の張力で右方に動くのであるが、此の場合 S の張力が著しく變化することは好ましくない。そのために前述の如く、長いばねに、適度の初張力を與へてゐるのである。

(序に鋼針 W のことを、少しく説明しておく必要がある。之は両端に焼入れしたもので、一端は管の圓錐孔に嵌り、他端も亦ねぢ棒の圓錐孔に嵌つてゐる。此の方法の利益は、マイクロメータねぢの軸心と、管の軸心とが正しく合致してゐないでも佳し、又管にもねぢにも歪みを與へないことである。此の接動法を **尖針連結** (pointed wire connection) と稱へる。斯様な場合に普通行はれる方法は、ねぢ棒の半球形端を、運動部の焼入れした鋼の平面上に接觸させるのであるが、それは決して完全でない。その理由は、接動面の間に作用する力が大きく、従つて摩擦が大きくて、運動方向に直角に作用する抵抗が大きいからである。然るに此の尖針連結法によれば、摩擦を消去し得るから、良好な結果を與へるのである。)

2. 複働ばね

複働ばねには、幾多の種類がある。その最も簡単なのは、互に直角な 2 つの運動を 1 個のばねで支配するが如くしたものである。

圖 4110.2 は分光計 (spectrometer) に用ふる細隙であるが、A と A₁ とが細隙を形成する板で、研磨した面を有する背板 P, P₁ 上を滑動する。而してばね S, S₁ で、夫々 P, P₁ に引きつけられてゐる。微動ねぢ M を上下すれば細隙は開

閉するのである。

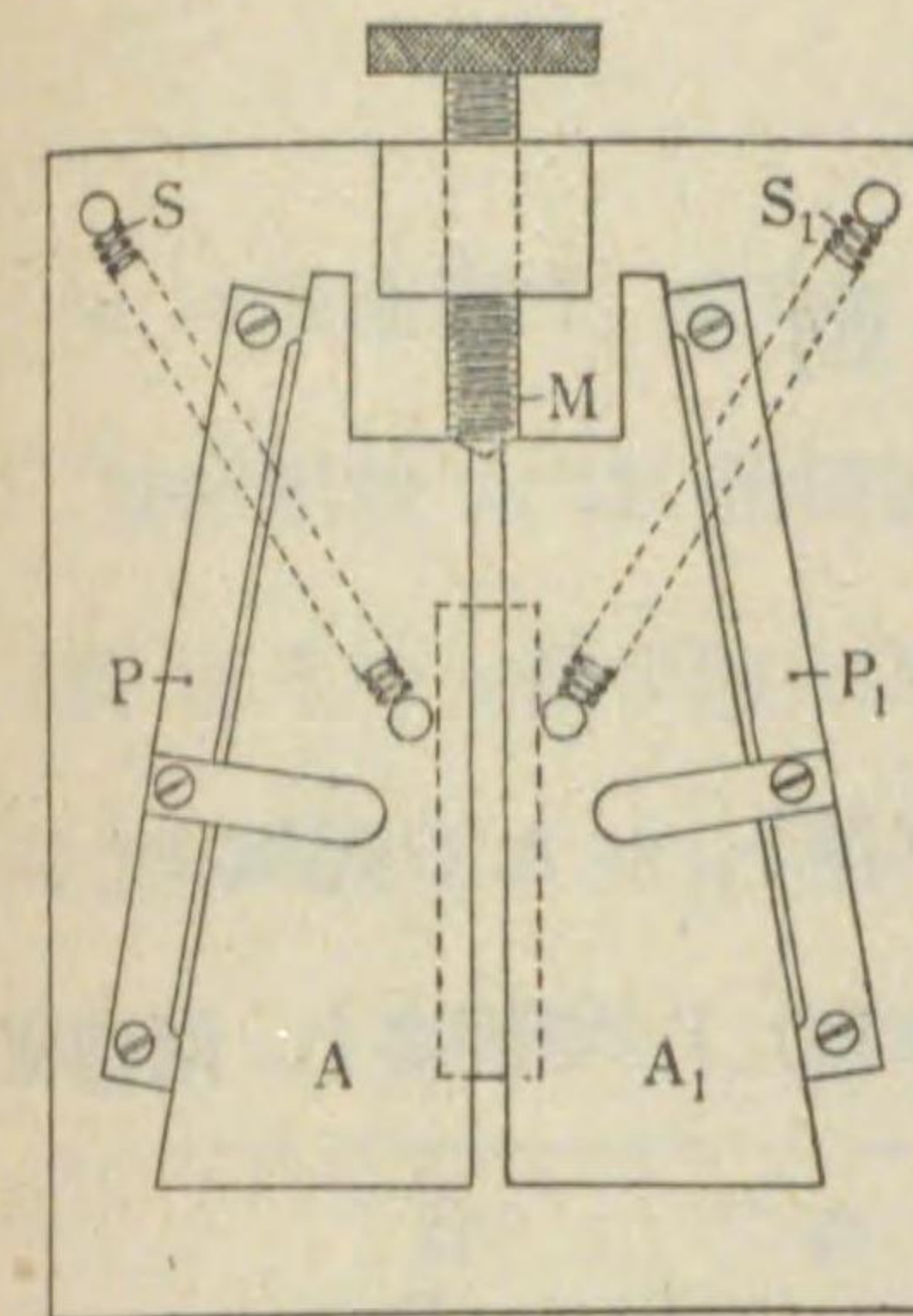


圖 4110.2

蔓卷ばねは、ねぢ戻すと、縦ての長さが長くなる性質がある。今斯様なばねを軸棒の周りに装置して、一端を軸に固定して、他端をねぢると、僅かながら、ばねが延びるために、軸は縦てに動く。斯様な性質を利用した機械があるが、之はホントの意味の複働である。

3. C形ばね

圖 411.3 は C 形ばねの例である。之は Sir Horace Darwin の設計である。このばねは限られた空積で、一定力の下に作用する特長がある。

片 A, B は一體で、V 形滑り路の上を動く、而してその一端は C 形ばねの力で、微動ねぢ S の端に絶えず接觸してゐる。若し點線で示すやうにループ (loop) を入れると長い強いばねが得られる。

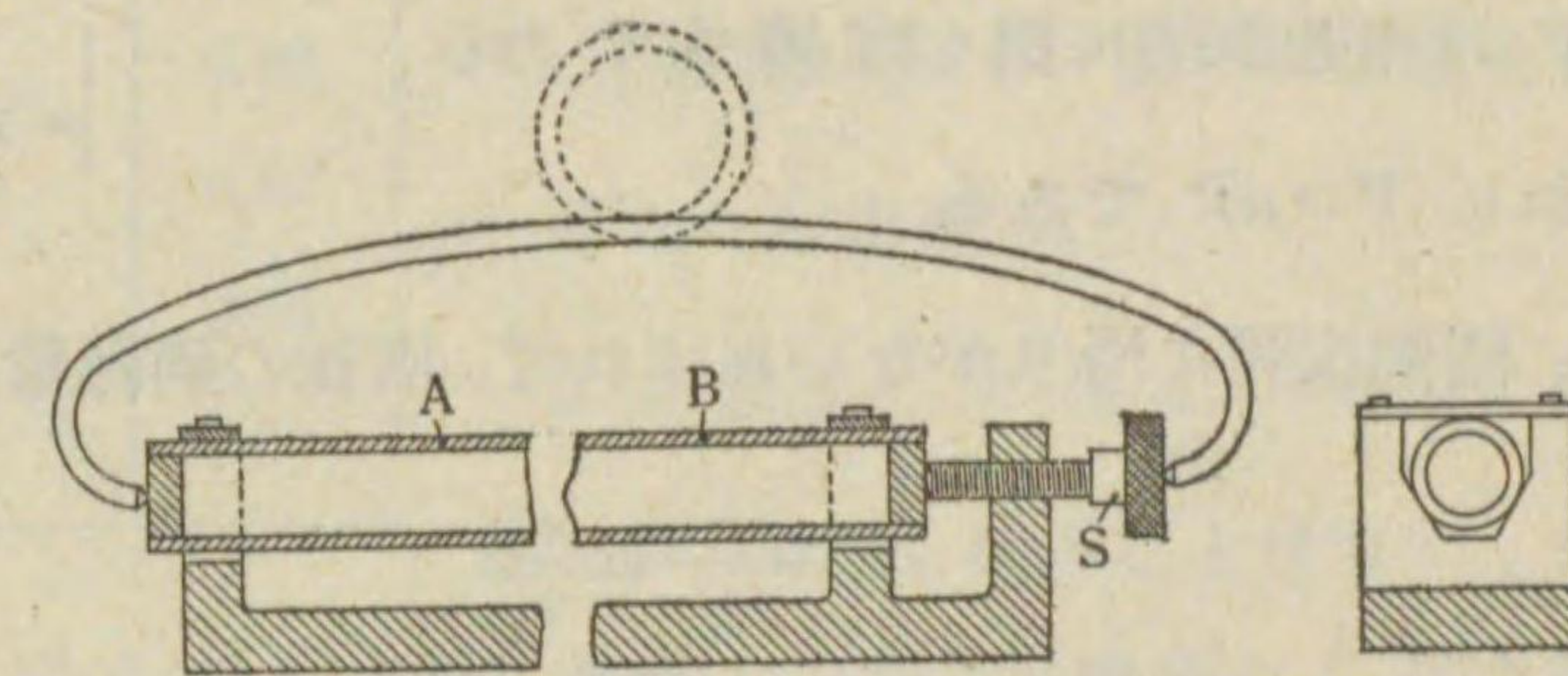


圖 4110.3

此のばねは AB と S とを一定の力で押しつける役をしてゐる。即ち S を出入れしても、兩者には常に一定の力が働くのであるが、併しねぢの背隙を奪ふ役目はしないのである。

第2章 摩擦駆動

§ 421. 緒—平行軸の定速駆動

図 421.1 に於て軸 A_1 で、軸 A_2 を廻すために、直径 r_1, r_2 なる圓板 D_1, D_2 を夫々の軸に固定したとする。而して軸 A_2 は、ばねの力 P で押され、兩圓板は周に於て接觸してゐる。

D_1 が廻ると $M_1 = Fr_1$ なる廻轉能を以て D_2 を廻す。軸 A_2 の廻される廻轉能は $M_2 = Fr_2$ である。但し F は兩圓板間に働く摩擦力であるから $F = \mu P$ である。

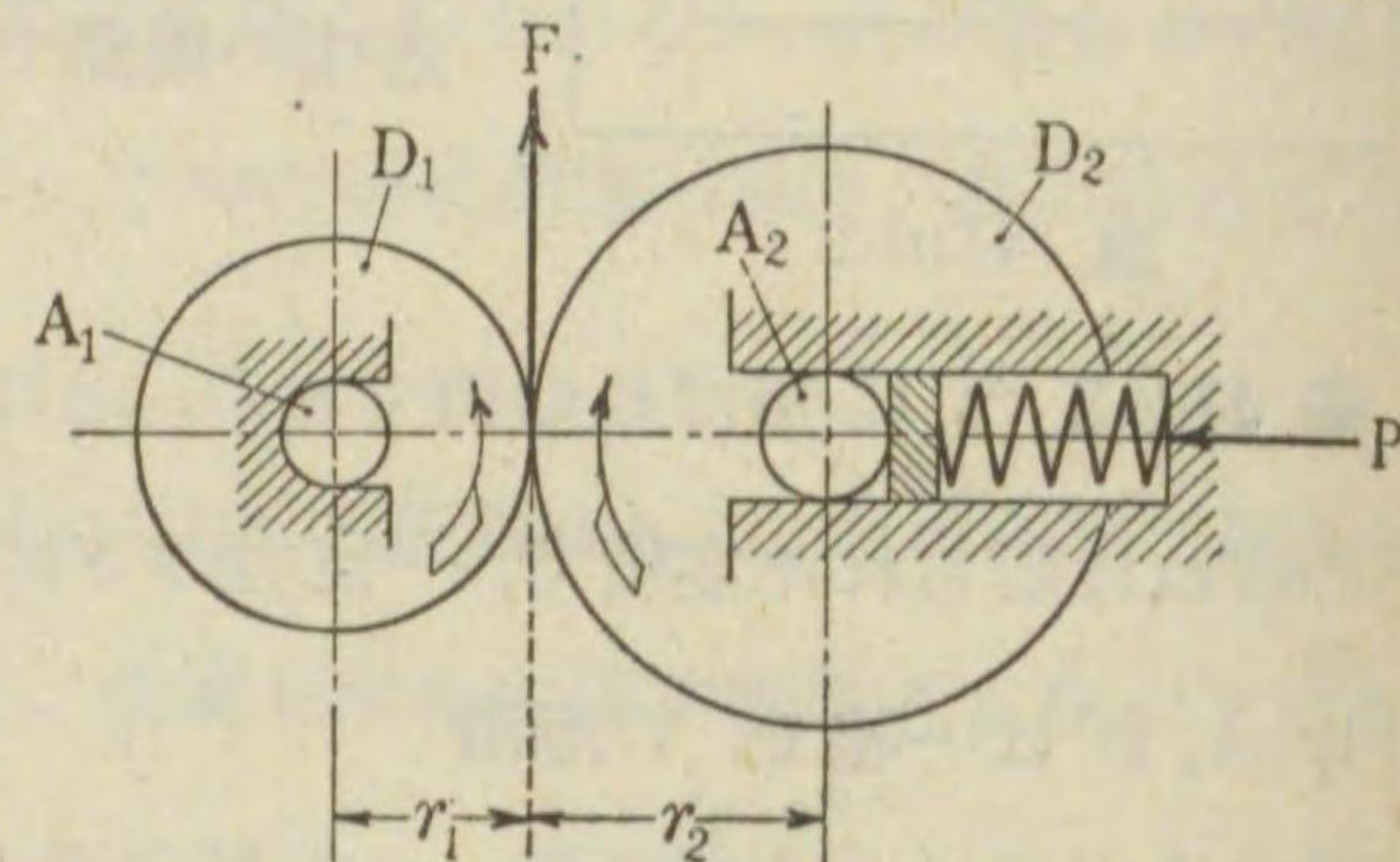


圖 421.1

兩圓板間に滑りがないとすれば、兩軸の廻轉數には

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{r_2}{r_1}$$

なる関係がある。 n_1 は A_1 , n_2 は A_2 の廻轉數である、而して此の比を聯動比又は速度比と呼ぶ。

摩擦係數 μ が大きくないと、滑りを生じ易いから、特別な條件でないと精密な機構には、用ひ難いが、併し、後に述べる様に速度比を階段なしに變へる必要のある場合には極めて有利な機構である。

さて軸 A_1 が A_2 を滑りなく廻すためには、 D_2 の抵抗能を M とすれば、

$$M = Fr_1 = \mu Pr_1$$

$$\therefore P = \frac{M}{\mu r_1}$$

之れだけの力で D_1 と D_2 とは壓合つてゐなければならぬ。併し滑りなく廻轉を傳へるためには、これよりも大なる力が必要である、即ち

$$P = n \frac{M}{\mu r_1}$$

n は安全率で、少なくとも $n=3$ としなければならぬ。

摩擦係數 μ は、相接觸する兩輪の材料と表面の狀況とによつて異なるが、表 421 はその大體の値を與へる。此の場合摩擦係數の大きい方が良いことは言ふまでもない。

表 421 摩擦係數

| 材 料 | | 係 數 |
|-----------|-----------|------|
| 原 動 | 從 動 | |
| 磨いた鋼 | 紙 | 0.2 |
| 革 | 磨いた鑄鐵 | 0.3 |
| 磨いた鑄鐵 | ゴ ム | 0.32 |
| ゴ ム | 紙 | 0.39 |
| ギザギザにした黄銅 | 紙 | 0.42 |
| 同上 鋼 | ゴ ム | 0.46 |
| 同上 黄銅 | ギザギザにした亞鉛 | 0.5 |

蓄音器のレコード盤を廻すやうな場合に、圖 421.2* に示す如く、動輪 A と從輪 B との間に、遊車(idler) I を入れると、滑りを少なくすることが出来る。遊車 I は、腕 C' の長孔で、從輪軸を挟み、勝手に位置を變へることが出来る。

A が廻ると、 I は A, B の間に壓込まれるから、滑ることはない。而して滑らないための條件は、角 θ が I と他の圓盤との間の摩擦角の 2 倍を越してはならないことである。

B には銅、 A にはエポナイト、 I にはゴムのタイヤを嵌めた場合が、最も成績が良いといふ。 I を外づせば、 B に運動を傳へないから、 I はクラッチの役をも務める。

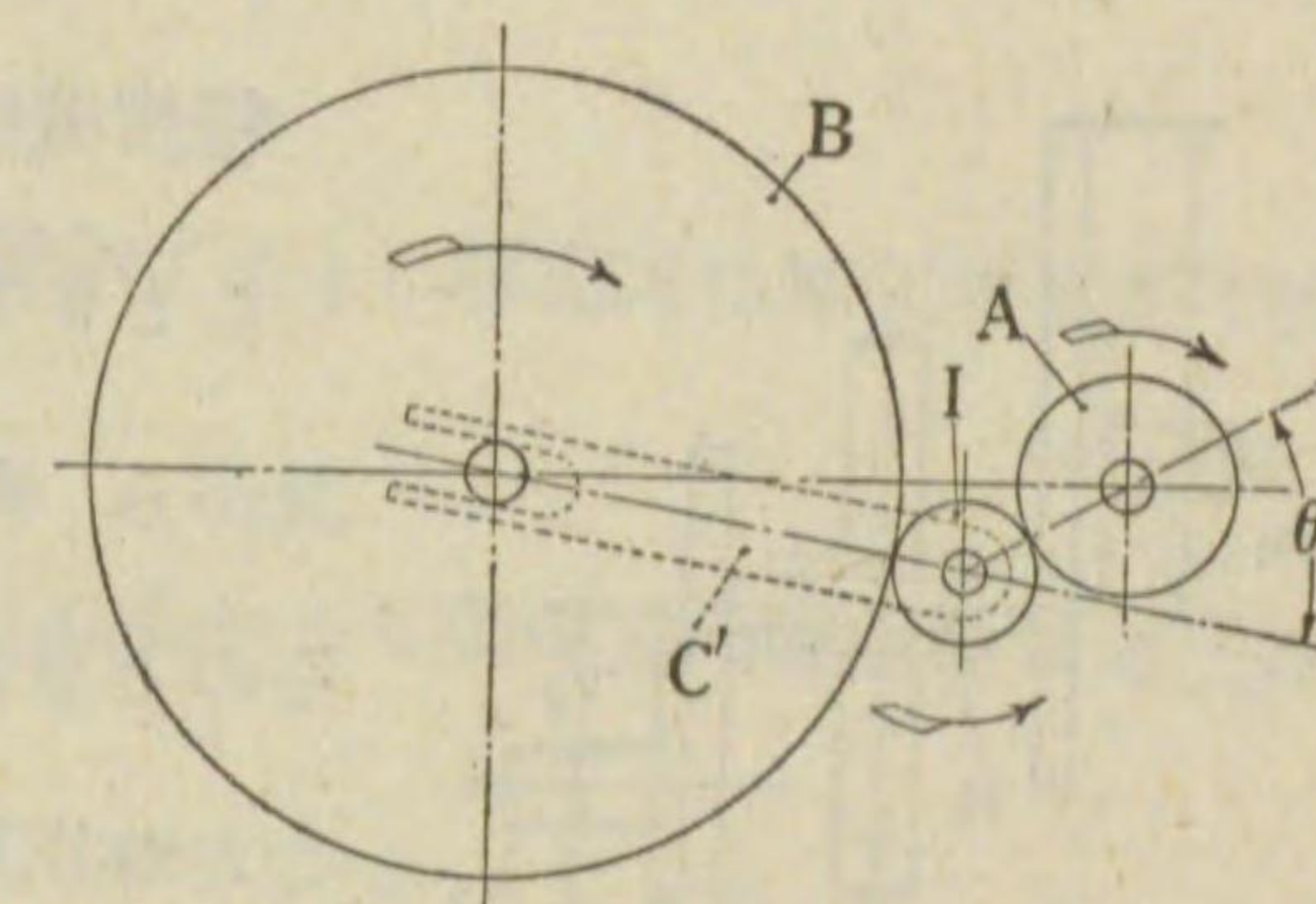


圖 421.2

§ 422. 平行軸の變速駆動

圖 422.1 に示した平行軸 A_1, A_2 の間の速度比をかへるには、圓錐車を用ひ、

* J. Sci. Instr., Jan. 1934.

その中間に遊動ローラ R を入れ、之をその軸 I の方向に動かすと、 $\frac{R_2}{r_1}$ から $\frac{r_2}{R_1}$ の間に變更することが出来る。軸 A₁ と A₂ とは互に接近する様な力を與へられてゐることは勿論である。

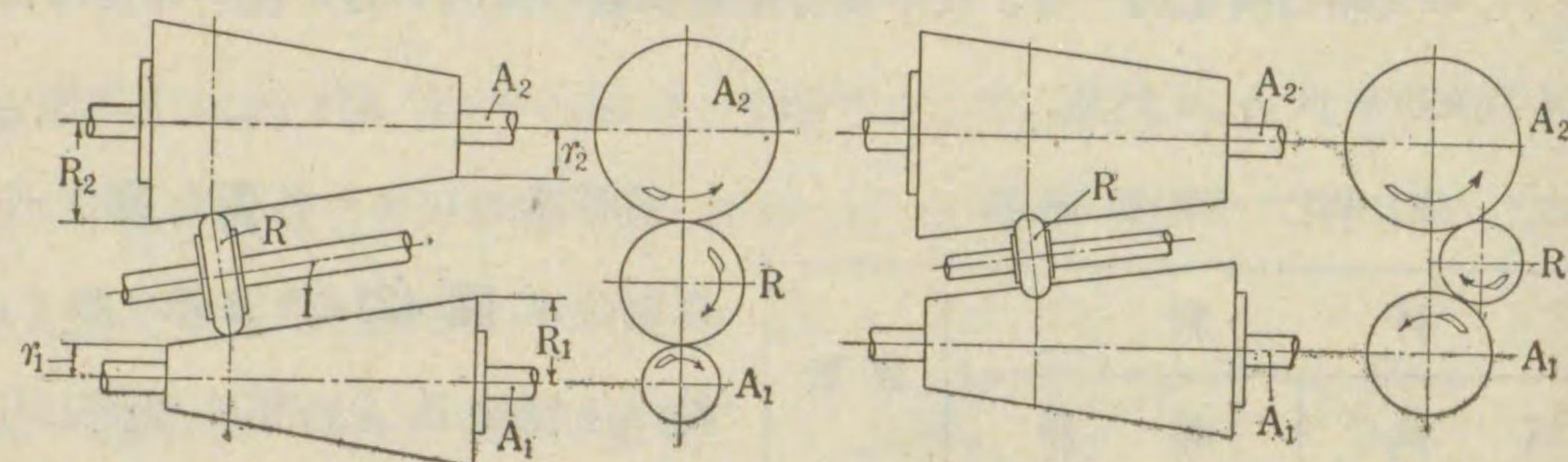


圖 422.1

圖 422.2

圖 422.2 では、中間遊動ローラ R の直径を、兩圓錐車の最短距離よりも約 30% だけ大きくしてある。(1) 斯くすると、R は動輪 A の摩擦力によつて、内方に壓され、A₂ に対して壓迫する力を生ずるから、滑りが少なくて佳い。此の構造で傳へる力の小さい場合には、圓錐車に木を用ひ遊車にゴムを用ひることも出来る。力が大きい場合には、圓錐車も遊動ローラも銅で作り 1 馬力傳へる如くなつたものもある。

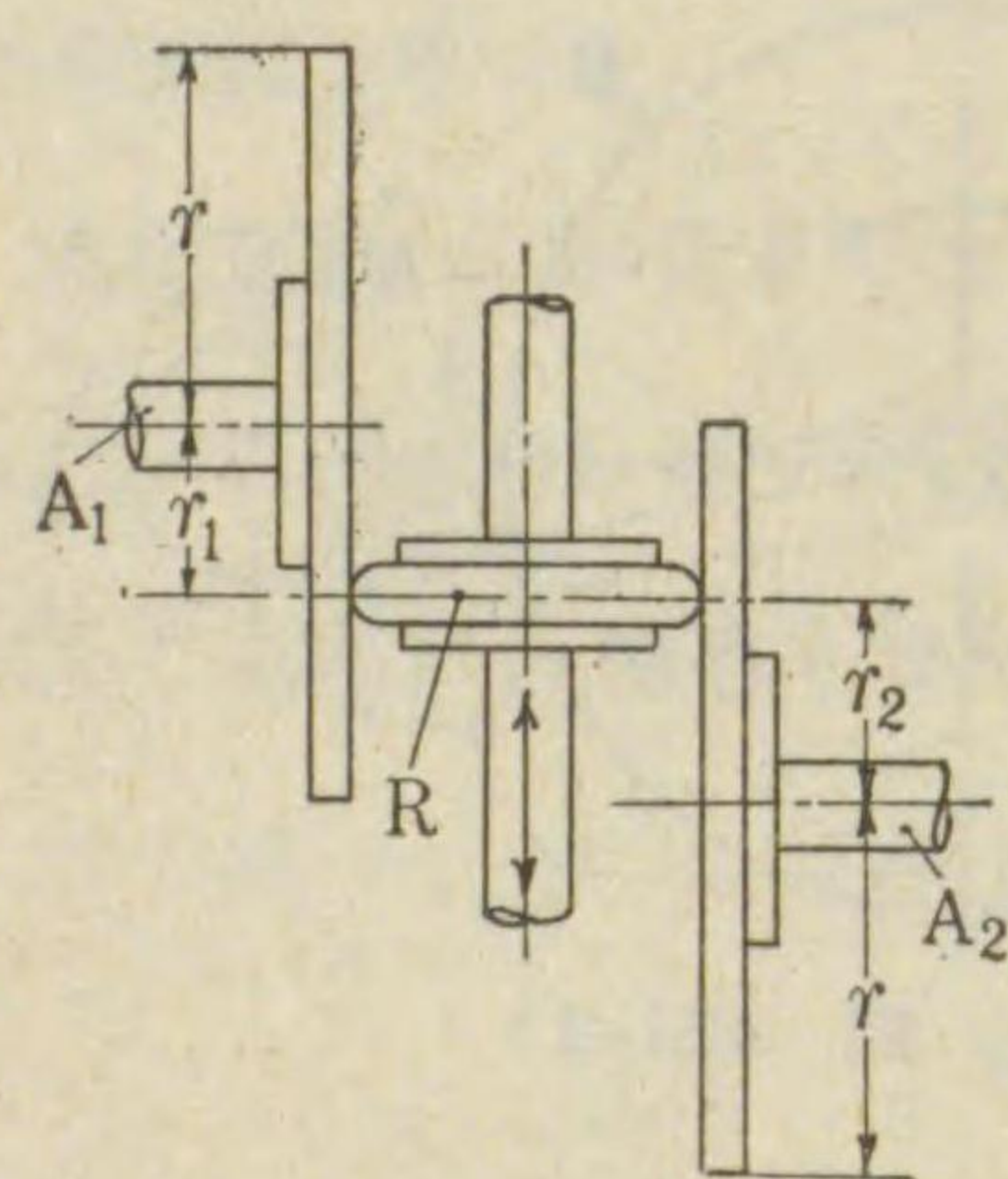


圖 422.3

精密機械では往々、速度比を零から色々に變へたいことがある。換言すると、從軸の速さを静止の状況から、次第に増加する必要がある、場合がある。そのときには、圖 422.3 に示す如き構造を用ふることが出来る。此の場合にはローラを動かすと、 $\frac{r_2}{r_1}$ は零から、殆んど無限大まで變へることが出来る。

(1) J. Sci. Instr. 1934, p 127

§ 423. 直交軸の摩擦駆動

1. 不變聯動比の場合

一定の聯動比を以て直交する軸に運動を傳へるためには圖 423.1 の如く、圓錐形摩擦車を用ひることが出来る。此の種の機構は比較的大きな力を傳へることが出来る。而して活動映寫機に用ひてあるものは、大きい車を鑄鐵で作り、小さい方の動力車を硬革又は木で作り、動力車軸は擺動挺に軸受けされ、ばねで、從動車に壓迫されてゐる。此の場合の聯動比は $\frac{r_2}{r_1}$ で定まる。

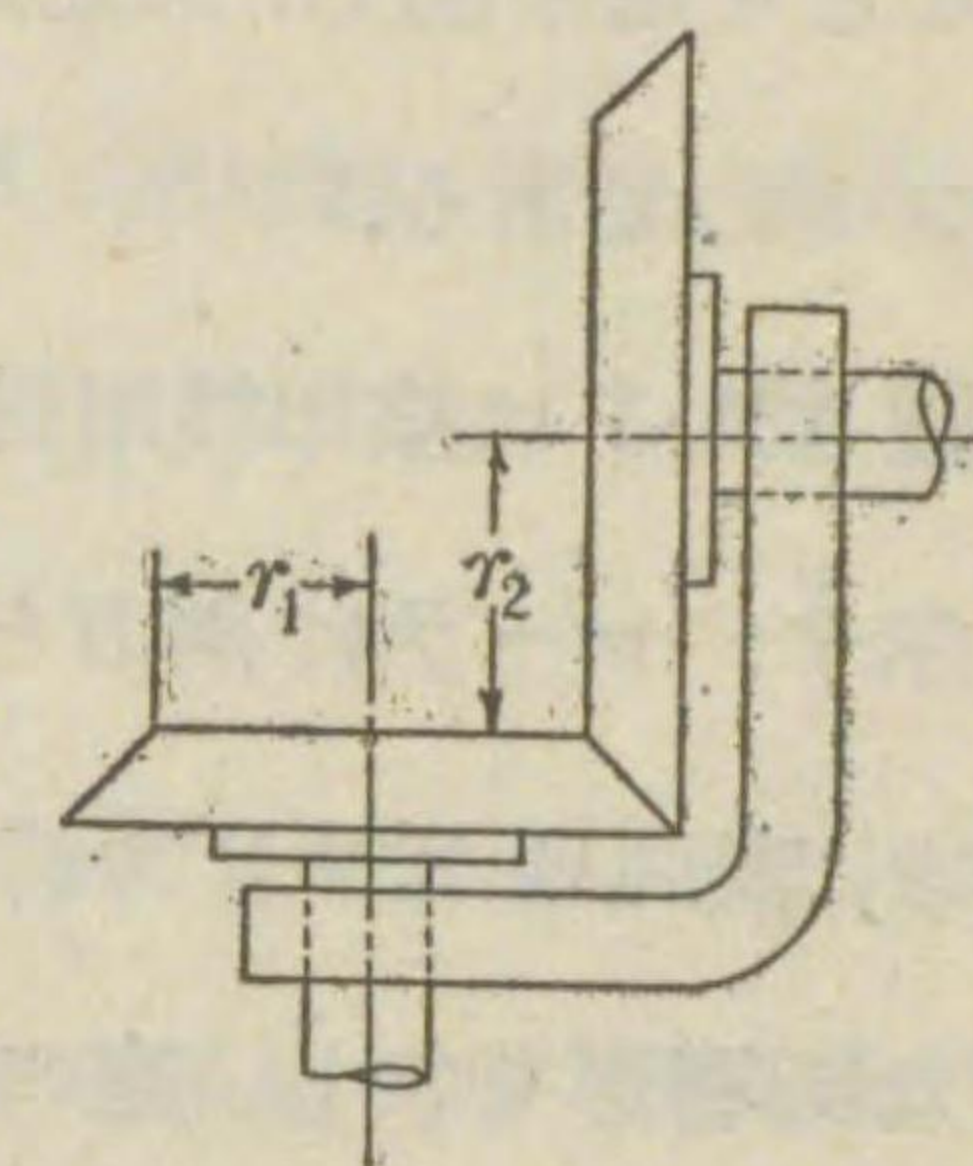


圖 423.1

2. 可變聯動比の場合と逆轉の場合

直交軸を可變聯動比で、驅動するためには、圖 423.2 の如き構造を用ひることが出来る。此の場合聯動比は $\frac{r_2}{r_1} = 0$ から $\frac{r}{r_1}$ まで變へることが出来、更に又 0 から $-\frac{r}{r_1}$ 即ち逆轉まで變へることが出来る。言ひ換へると、圓板 R₂ は右廻りにも左廻りにもすることが出来る。

圖 423.3 も同じ目的に使へる。

此の場合ローラ R₁ の移動を目盛尺で指示すると、聯動比は等間隔目盛で表はされる。

圖 423.4 は 2 枚の摩擦板を一緒に左右に動かして廻轉方向を逆にする仕掛である。

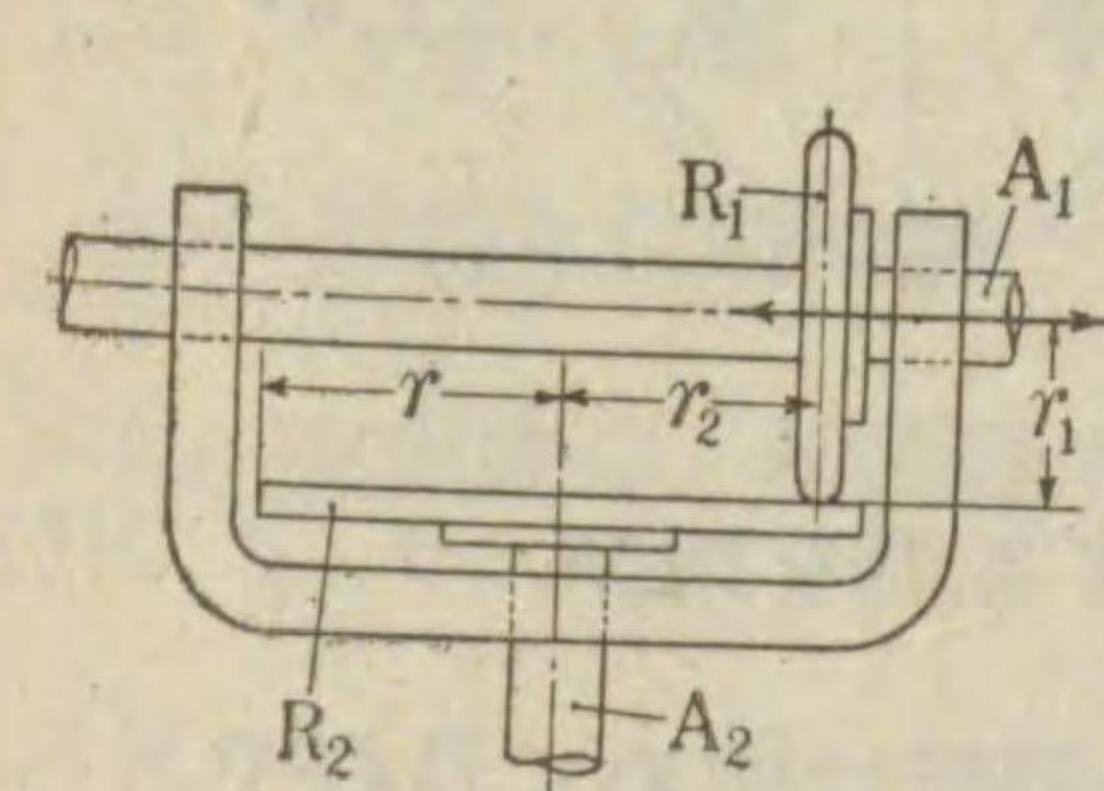


圖 423.2

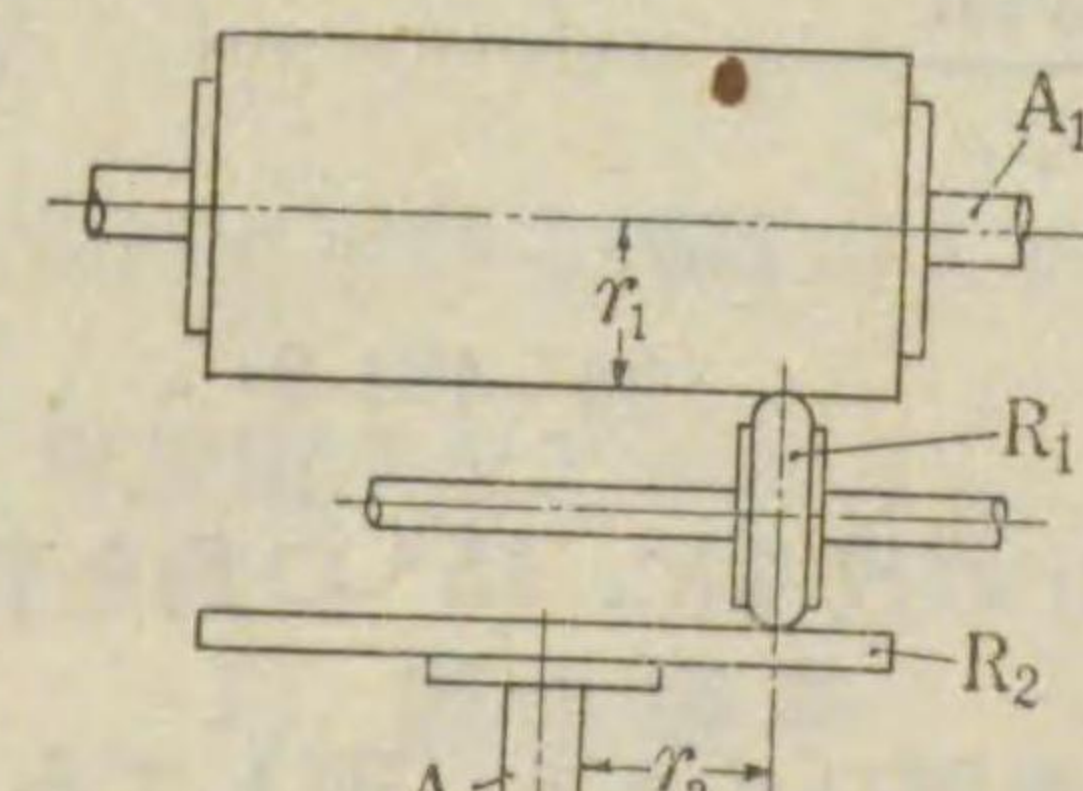


圖 423.3

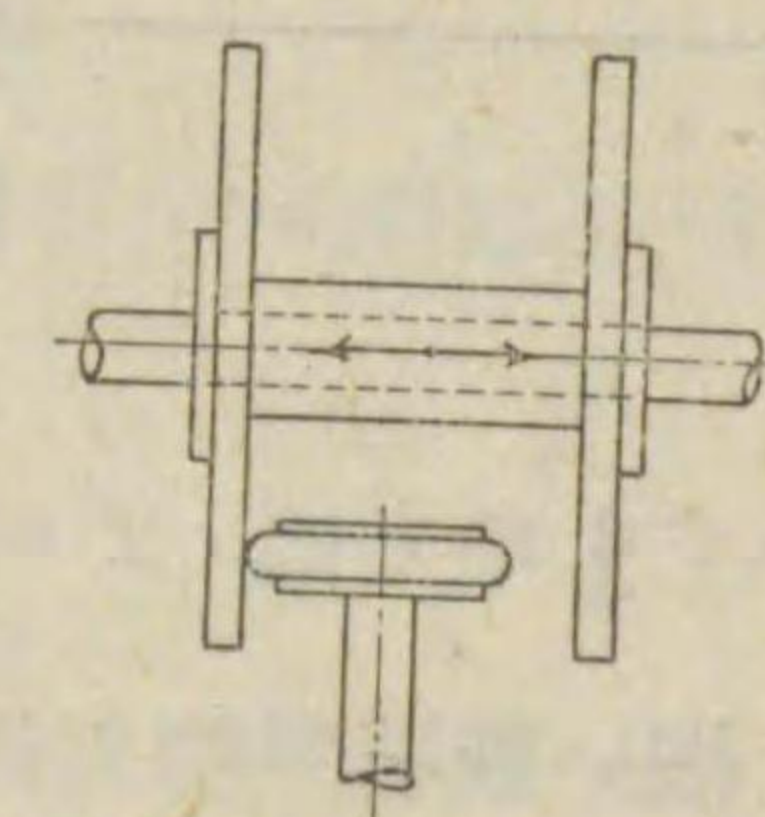


圖 423.4

§ 424. 送り出し装置

摩擦駆動の1種に送り出し装置がある。捺印機や分類機などで手紙、葉書、カードなどを送り出し、又記録計器で、記録用紙、印畫紙、フィルムなどを送り出すに用ひるのである。

圖 424・1 は捺印機用送出装置を示す。ローラは両方とも鋼で作られ、表面はピカピカに磨き完全な圓筒形をなし、臺に平行に軸受されてゐる。

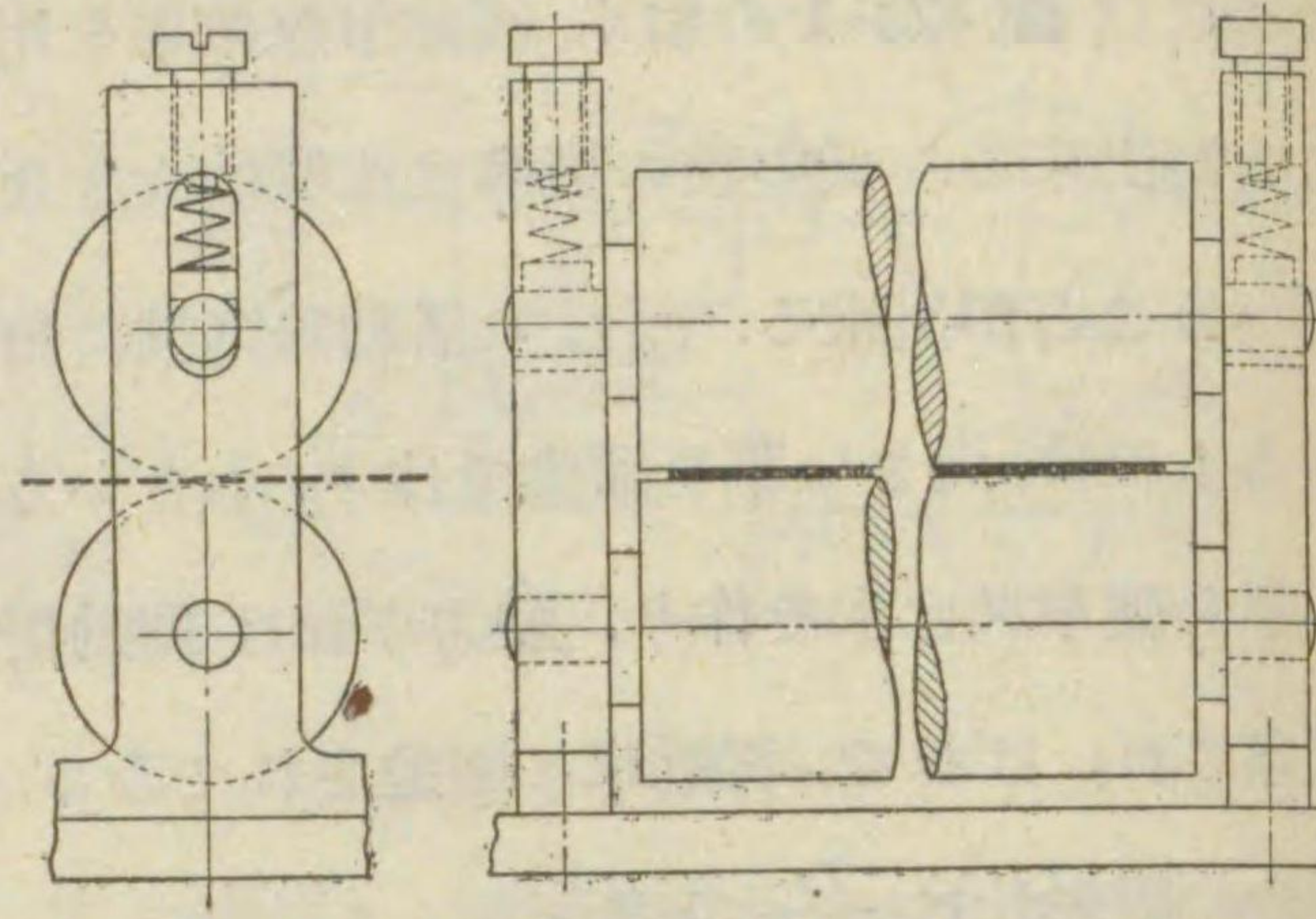


圖 424.1

タイプライタや計算機などで紙を送るには、両方ともゴムローラを用ひる。

高速電信用送出装置では、鋼製ロールの表面に約 0.8 mm ピッチの齒を刻み、抑へのロールにはアルミニウム製のものを用ひる。

圖 424.2 は顯微鏡望遠鏡などの、接眼鏡を有する内筒を、出入するに用ひる摩擦機構である。斯様な場合、普通はラックとピニオンを用ひるのであるが、圖

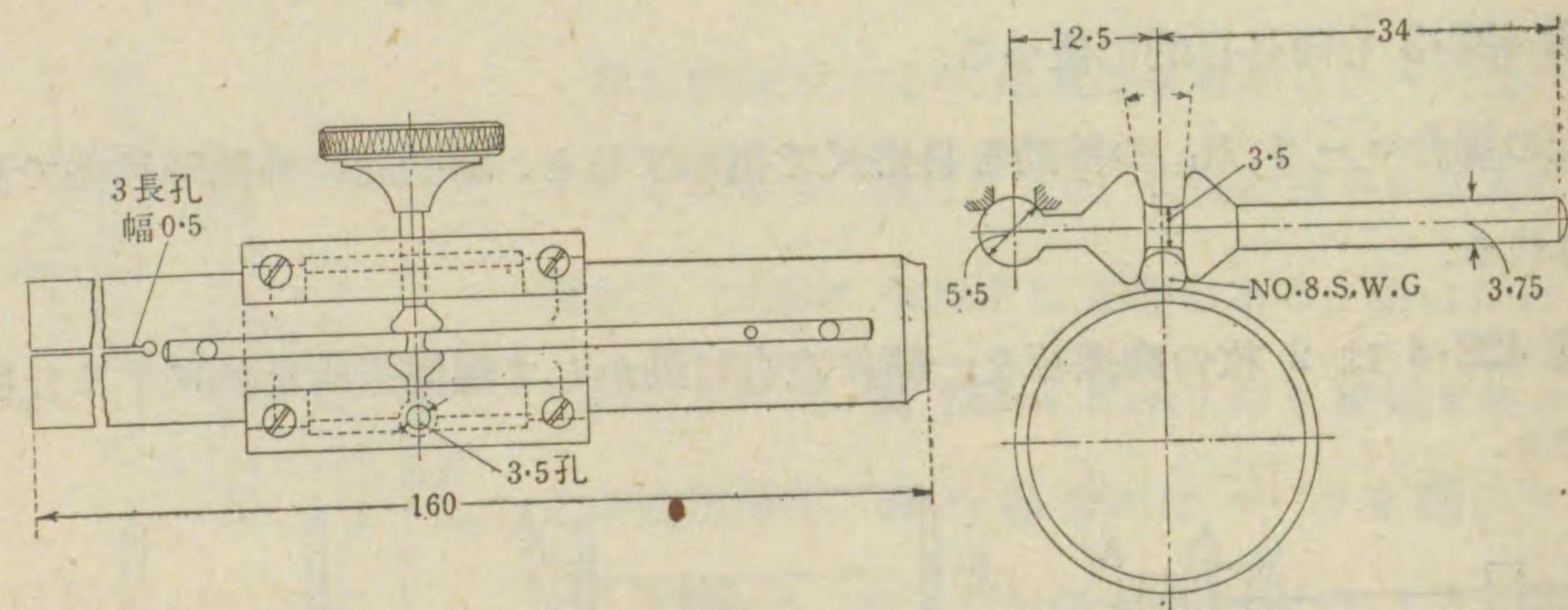


圖 424.2

に示すものでは、ピニオンの代りに、 15° の角を有する溝を用ひ、ラックの代りに、細い圓筒體即ち針金を用ひてある。而してその機能は極めて良好であるといふ。

第3章 力の傳達機構

力の傳達に必要な機構としては、軸、繼手、クラッチ、連結器、撓材、齒車、ねじなどが主要なものである。

§ 431. 軸

精密機械に於ては、軸に過大荷重のかかることは滅多にないから、一般機械の如く強度を懸念することは稀である。それよりも運搬中及使用中などに起り得べき衝撃を考慮することが必要である。その外又仕上加工中に双具工具などから受ける傷又歪を考慮し、又取附方法による歪なども顧慮して設計する必要がある。

一方、複雑なる精密機械類では、軸の扭り歪みを考慮する必要がある場合がある。即ち強度といふよりも、剛直度を考慮しないと、正しい運動を傳達し得ないことがある。

軸の嵌合については、特に大量生産の場合に於て、なるべく粗い嵌合で間に合ふやりにしたい。

高級な精密嵌合は器械の機能上最高精度を要する場合だけに適用すべきである。

運動する軸と軸受には一般に滑合の法則が適用される。

§ 432. 繼手

軸の運動を他軸に傳へるために用ひる機構の1に、繼手(coupling)がある。之には、固定繼手、可動繼手、可脱繼手などがある。

1. 固定繼手

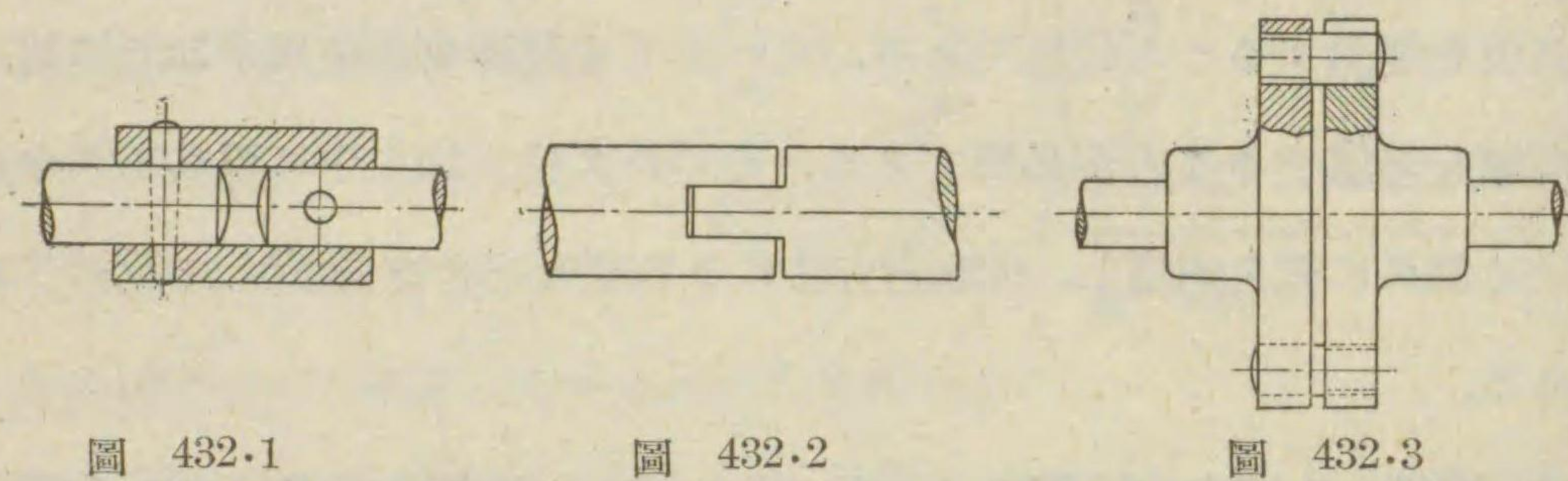
之は精密機械には比較的用ひられることが少ない。連結される兩軸の中心線

は完全に一致する場合である。その最も簡単なるものは、**圖 432.1** に示す如く
 兩軸端に管を嵌め圓錐ピンを互に直角位置に嵌込んだものである。

2. 可動継手

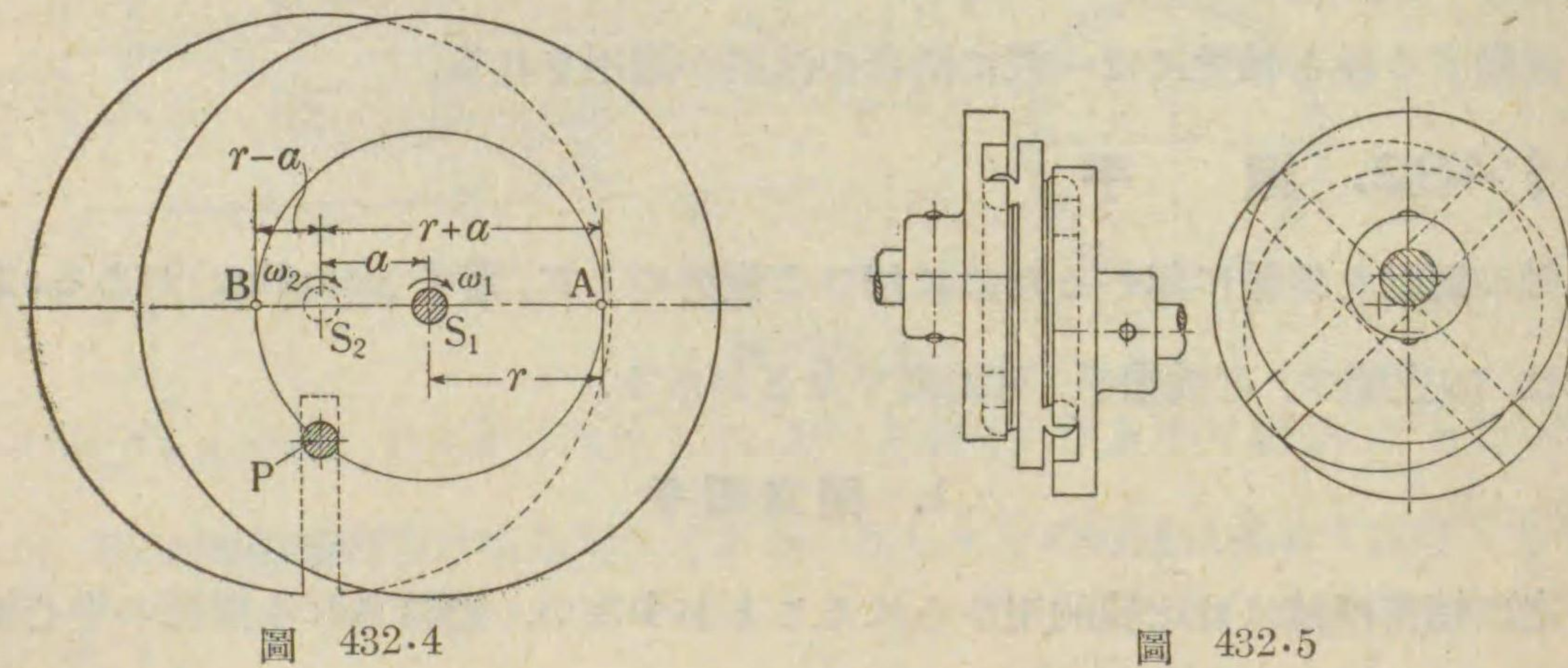
之には軸が縦てに動き得るもの、軸に直角に動き得るもの、角度的に動き得るものなどがある。

a. 縦てに動き得る継手 之は固定継手同様、兩軸の中心線が完全に一線上にあることが必要である。その簡単なる1例は**圖 432.2** に示す如く、一方の軸



に切込を作り、他に突起を作りて、互に嵌合させたものである。次は**圖 432.3** の如く軸端にフレンジを作り、それに突起とそれの嵌る孔とを設け互に嵌合させたものである。

b. 軸と直角に動き得る継手 之は互に連結せんとする軸の中心が、丁度合致しないで互に少しばかり、平行にずれてゐるときに用ひるのであるから、継手は半徑方向に動く自由をもたねばならぬ。



此の問題を解くために、**圖 432.4** の如くフレンジをもつ継手の場合、ピンの嵌る孔を半徑方向に長くして置くとする。斯くして、ピンPが原軸S₁の等速廻轉 ω_1 を從軸S₂に傳へると、從軸の角速度 ω_2 は、ピンがAからBに移る間に、 $\frac{r\omega_1}{r+a}$ と $\frac{r\omega_1}{r-a}$ との間を變化することになる。

此の不等性を除くために、互に90°に動き得る継手を使ふ。その1例が**圖 432.5** である。

c. 角的に動く継手 之は互に連結せんとする軸が、或る角度を有する場合に使用するもので、**自在継手**(universal coupling)と稱へられるものである。

之は比較的大きな角を以て交叉する軸の間に力を積極的に傳へることが出来る。此の機構の運動については、

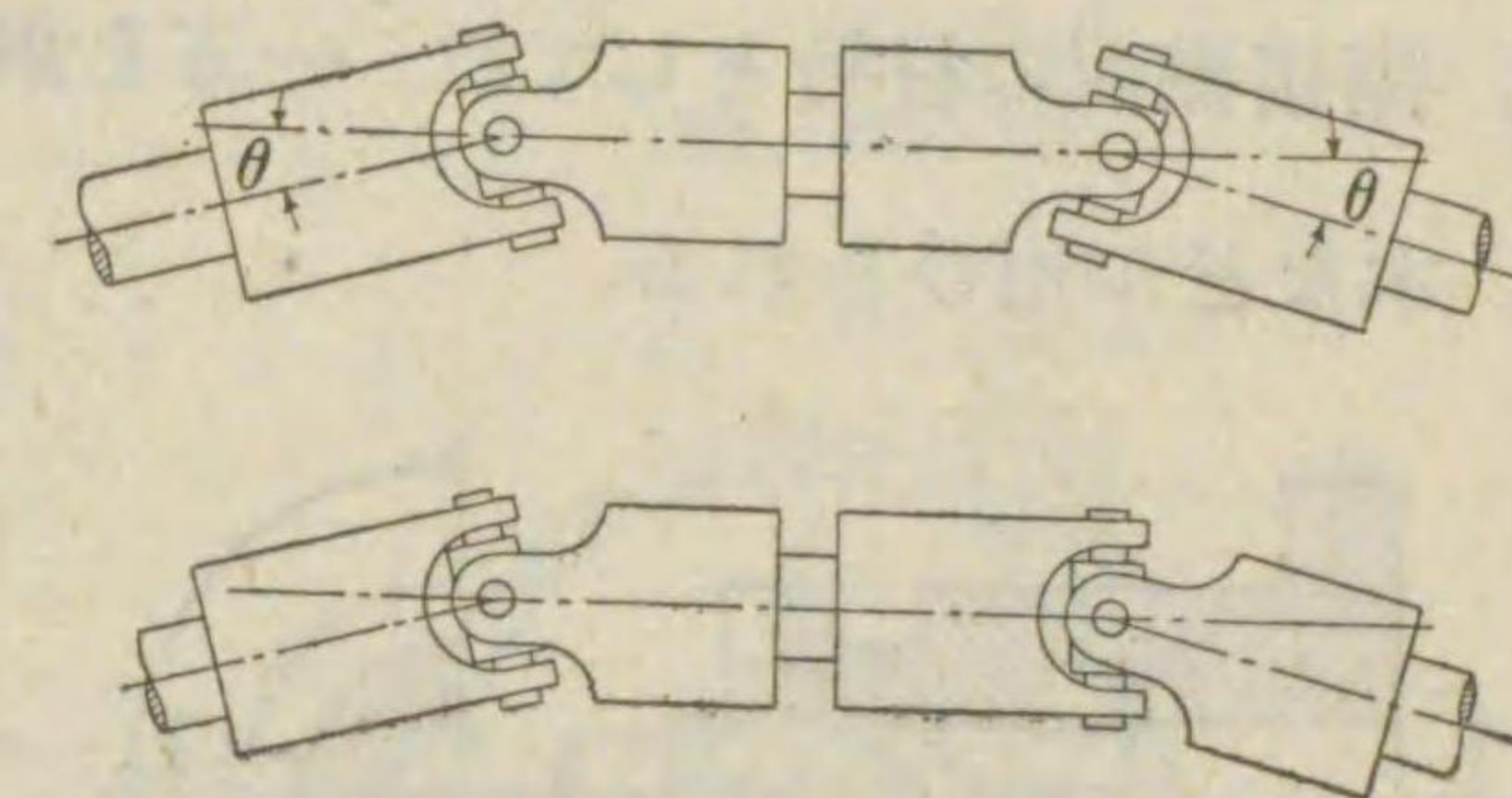


圖 432.6

機構學の書物に取扱はれてゐるが、それによると、從軸が縦てに動く自由をもたねばならないから、フェザーキー又はスプライン軸を使つて、縦動と廻轉とを傳へるやうにせねばならぬ。而して使ひ方が悪いと、原軸が等速廻轉をしても、從軸は定速で廻らないことがあり得るから、**圖 432.6** の上のやうに使はねばならぬ。下のはよろしくない。

3. クラッチ

可脱継手をクラッチ(clutch)といひ、運動の傳達を中止し、又再び續ける場合に用ひられる。その連結は、或は手力により、或は自動的に行はれ、又トルクを變へて、廻轉速度を變へ、若しくは廻轉の方向をかへることもある。

a. 手働クラッチ クラッチを入れ又は外すには、縦てに動く種類のもの最も便利である。而して一般に爪クラッチと、摩擦クラッチとが利用される。

圖 432.7 は爪クラッチの1例である。

摩擦クラッチの1例は圓錐結合面を有する縦動クラッチである。

圖 432・8 はその1様式を示す。此の場合、力の関係は、F を押圧力とすれば

$$N = \frac{F}{\sin \theta}$$

摩擦力 R は

$$R = \mu N = \frac{\mu F}{\sin \theta}$$

依つて引廻す力の能即ちトルクは

$$Rr = \frac{\mu r F}{\sin \theta}$$

粘り着きを安全に防止するには、 θ は少なくとも 10° 以上になければならぬ。兩接働面の材料としては、一方を鋼として、他方に黄銅、青銅、ファイバー、革、木などが用ひられる。

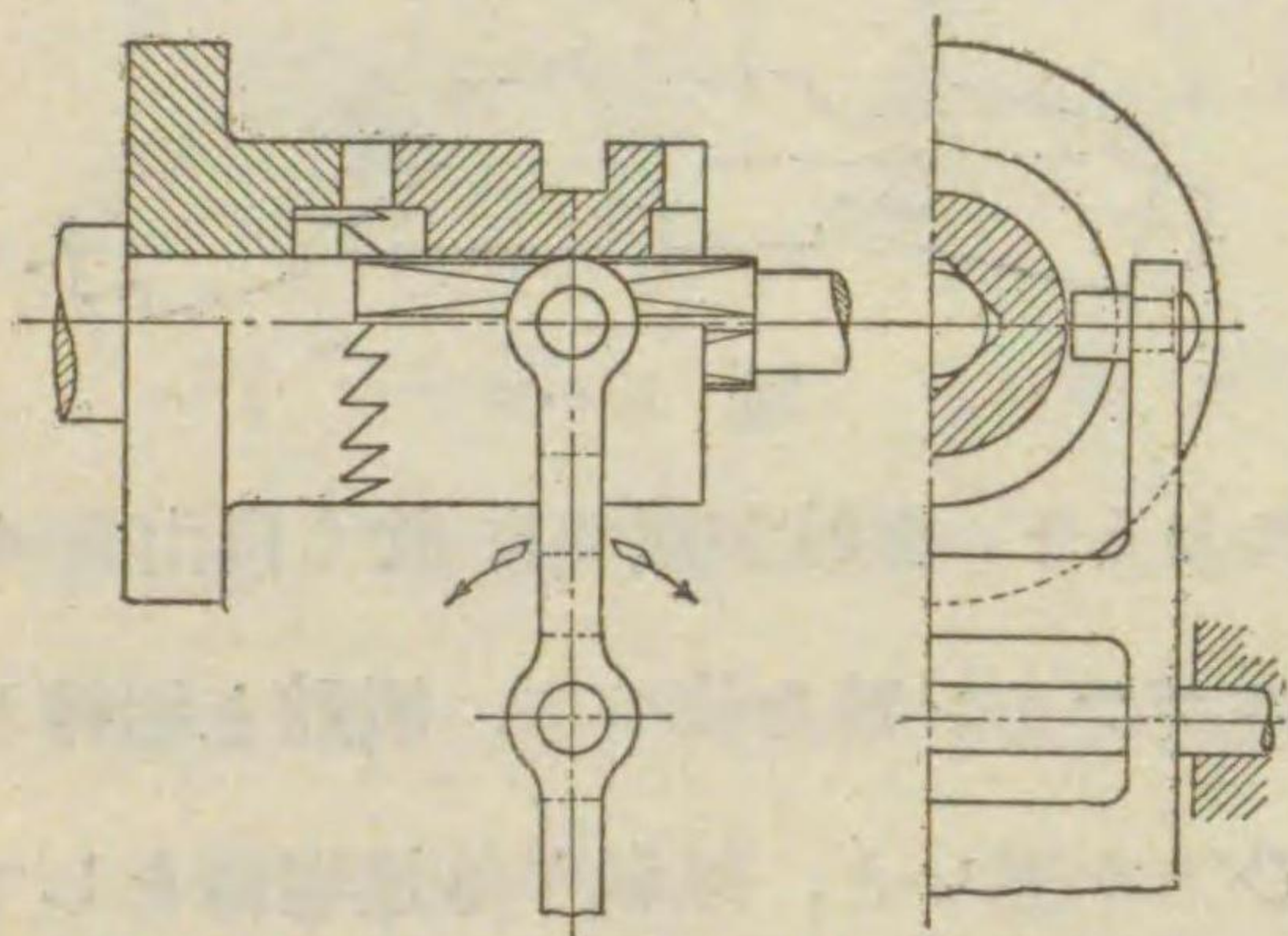


圖 432.7

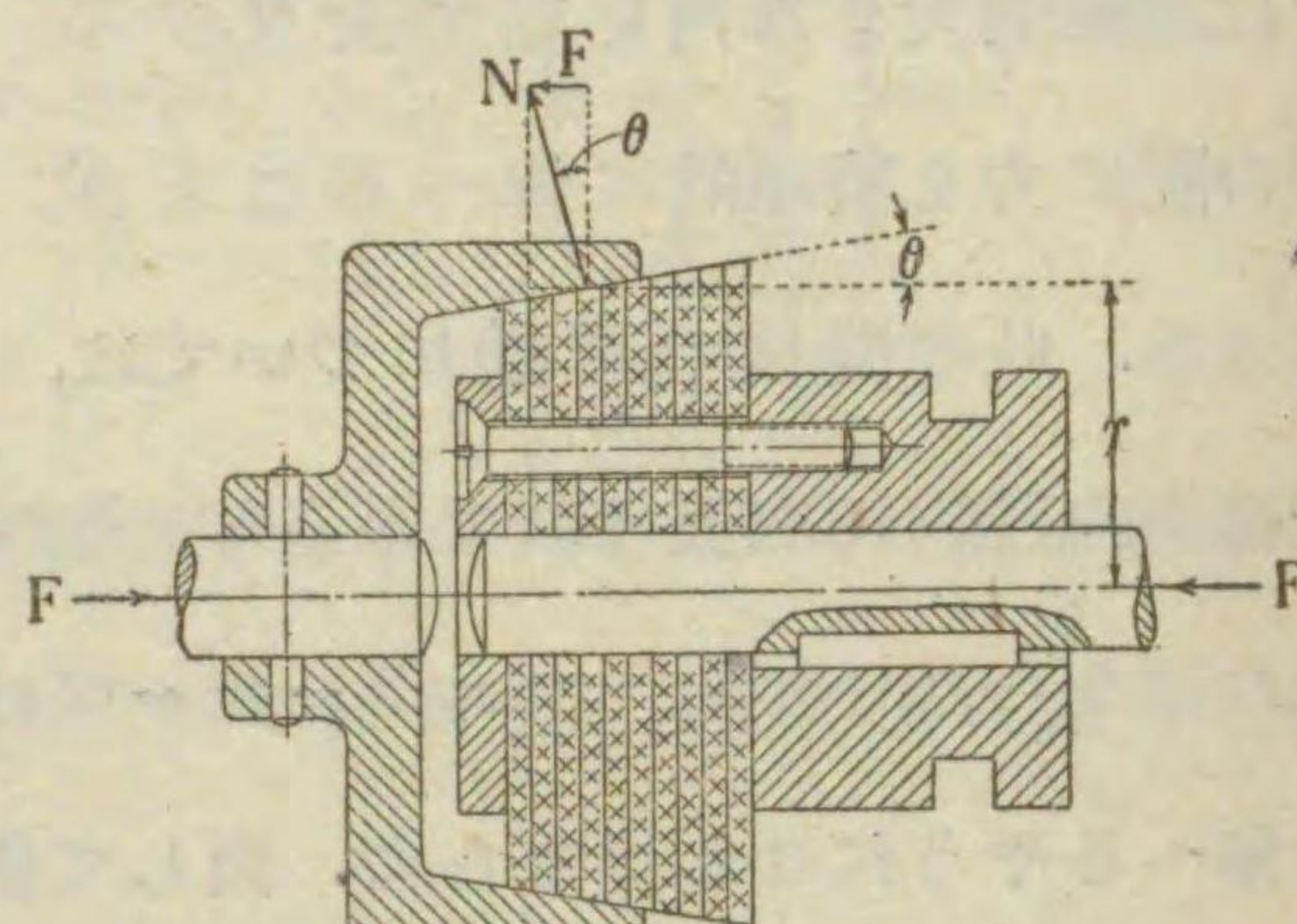


圖 432.8

b. 滑りクラッチ 一定度以上のトルクを傳達してはならない場合には、滑りクラッチを用ひる。之はクラッチの兩方が互に壓付けられ、摩擦によつて運動を傳へてゐるが、若し從軸の方の抵抗力が大きくなると、滑つて原軸の力は傳はらない様になつたものである。前の摩擦クラッチは一般に此の目的に用ひられる。それには摩擦を作るために、クラッチの一方を他に對して、ばね(皿ばね又は蔓巻ばね)で押しつけ、必要があれば、そのばねの力を加減して傳達力を調節することも出来る。

圖 432・9 は球を用ひた滑りクラッチである。

滑りクラッチの1種に**磁気クラッチ**がある。圖 432・10 はその1例で、a は原軸、

b は從軸である。a にはフレンジを取付け、その中にコイル d がある。此のコイルにはリング e を介して外部から電流を供給する。g はアーマチュアで、軸 a と

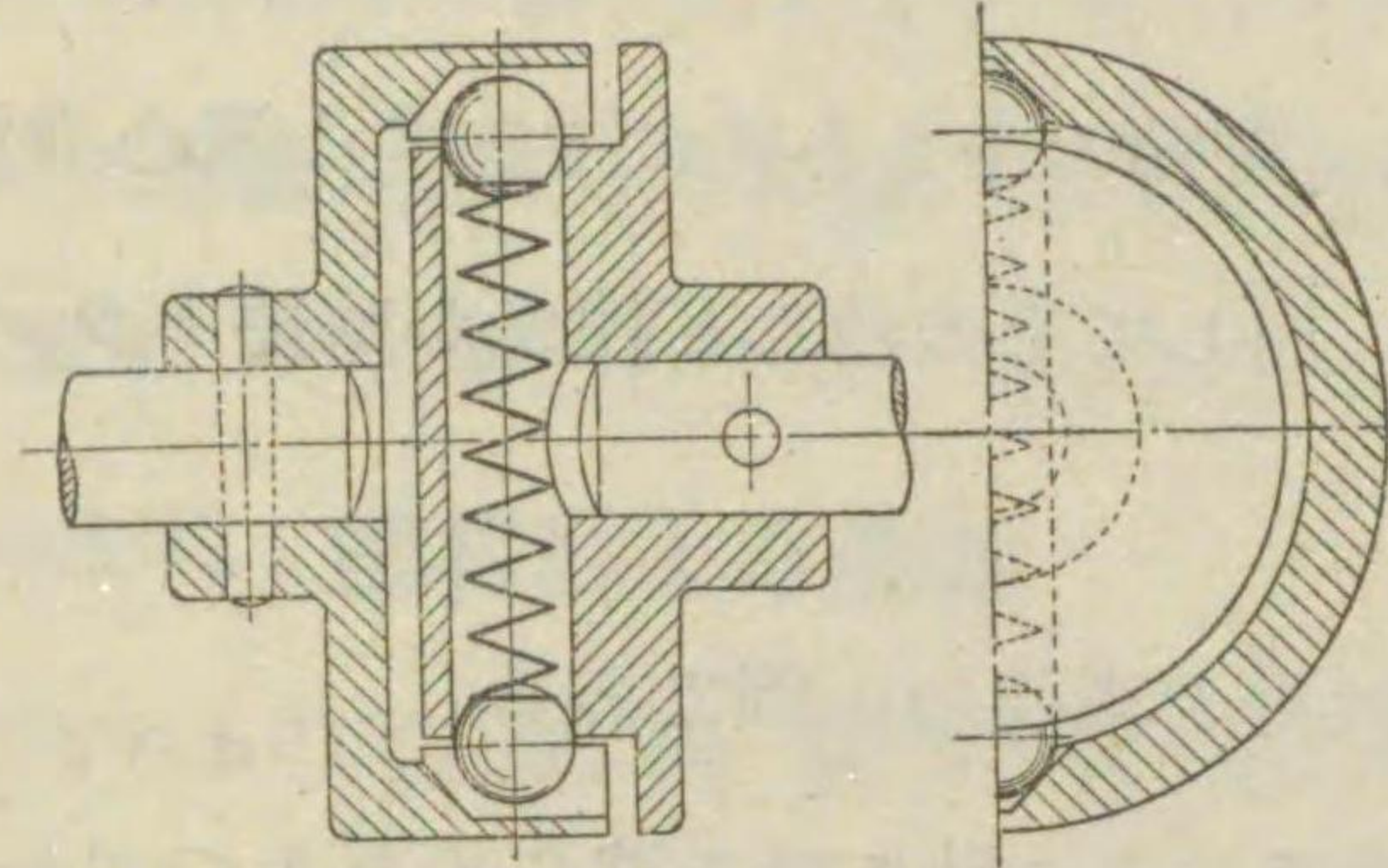


圖 432.9

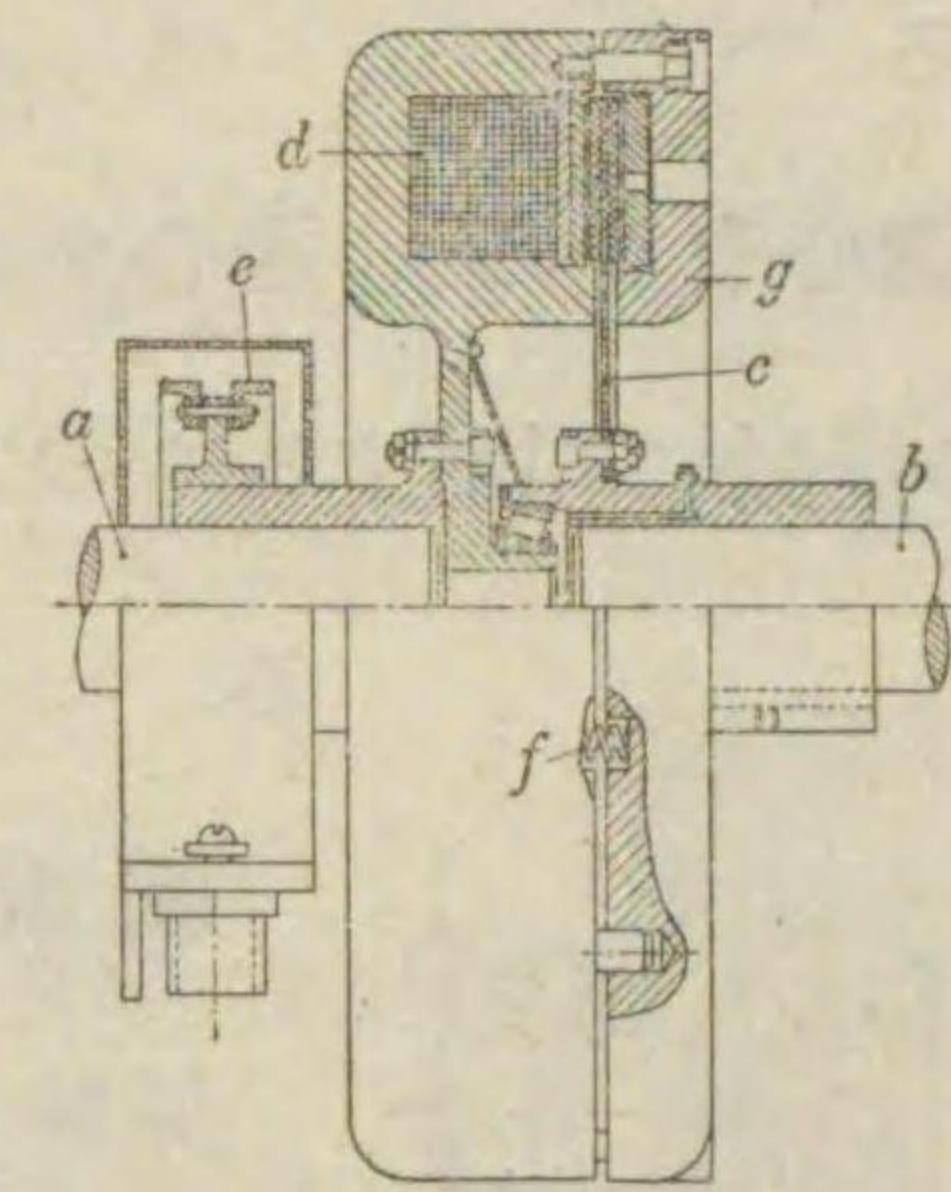
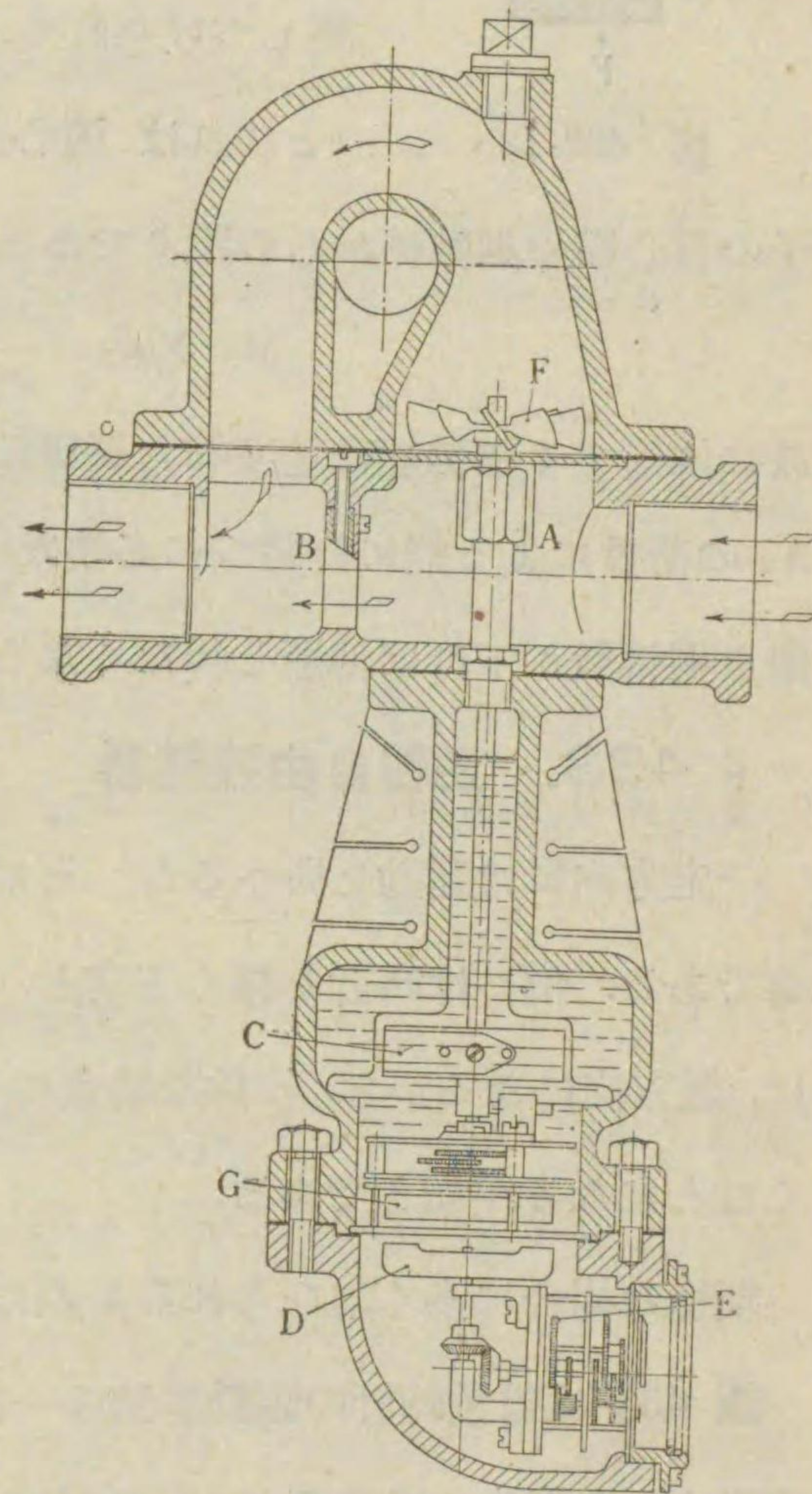


圖 432.10

一緒に廻る、c は從軸 b に固定された圓板で、その周の近くに摩擦面をもつてゐる。コイルに電流が通れば、アーマチュア g は、d に向つて吸引され、c の面に摩擦を生じて、それを引廻すのである。f は電流が切れたとき、g を c から遠ざける役目をする。つまり電流の切斷と同時に摩擦板を自由ならしめる役を務めるのである。

圖 432・11 は磁気クラッチの他の1例である。之は蒸氣用流量計を示し、測定さるべき蒸氣の一部は、オリフィス B を通り、残却は A から入つてファン F を廻す。而して F の廻轉數を測つて流量を推知するのである。ファンの軸は下方



432.11

に伸び、水中で廻るブレーキ C を有す。G は鐵片で、隔壁を隔てて、數取と對向

してゐる。Dは磁石で、Gに引かれながら廻されて、數取を廻すのである。此の構造のお蔭で、ファン軸は水密匣を通す必要なく、又數取を空氣中に置くことが出来る。

c. 遠心クラッチ 遠心クラッチは、廻轉の速さと共に増加する遠心力を、クラッチの接動に利用するものである。而してその殆んど總てが摩擦クラッチである。

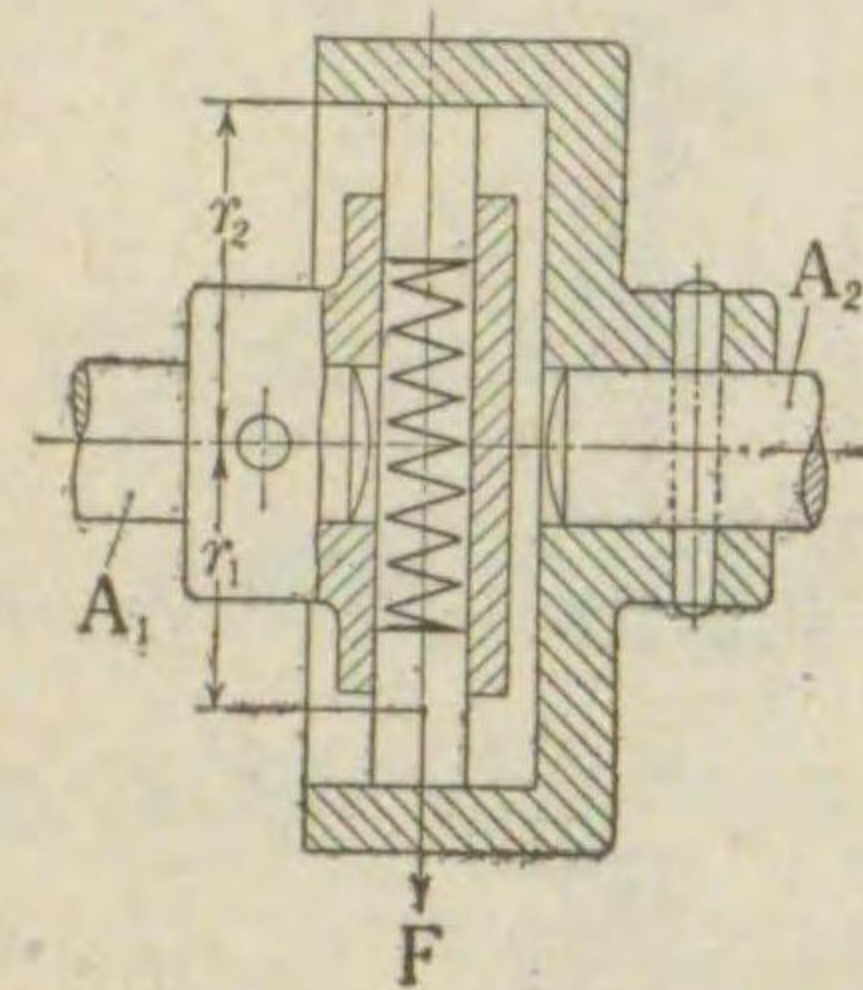


圖 432.12

圖 432.12 はその構造の1例である。

原軸 A_1 は半径方向に動き得る遠心子をもつてゐる。遠心子は廻轉のために振出され、軸 A_2 のフレンジの内面に押しつけられる。遠心子の質量を m 、その重心點の速度を v とすれば、遠心力 $F = \frac{mv^2}{r_1}$ で表はされる、但し r_1 は遠心子の重心點の廻轉軸からの距りである。依つて摩擦能即ちトルク M は

$$M = F\mu r_2 = \frac{mv^2}{r_1} \mu r_2$$

故に傳達する廻轉能は速度即ち廻轉數の自乗に従つて變化する。言ひ換へると、 A_2 の荷重による能に打勝つに必要な限界以上の廻轉數では摩擦クラッチとして働き廻轉數が下れば傳達し得なくなる。

§ 433. 逆轉自由連結器

一定方向には運動を與へるが、その逆方向には傳へない様な連結子が往々必要である。例へば時計を捲く方向と、捲かれた軸が動力源となつて廻るときとは、逆方向になるから、特殊な接合にして置かないと時計を捲くために、針が動くことになるが如きである。

斯様な場合に多く用ひられるものは、棘車と爪 (ratchet and pawl) である。

圖 433 は重量時計の駆動構機の一部を示し、Gが重量で、圓碁 C を引廻し、齒車 W を廻すのであるが、此の齒車は C に対しては弛く嵌合してゐる。その代り圓碁には棘車 R が取付けてあつて、此の車に、齒車 W に軸止した爪 P が

働いてゐる。而して爪 P は、ばね S で、強制的に棘車と嚙合はされてゐる。

それ故圓碁軸 A を矢 a の方に廻して、時計を捲くときには、爪は棘車の齒の上を滑り、従つて W は廻らないが、逆に重量が働くときには、 l の方に廻り、力は爪を介して齒車 W に傳へられるのである。

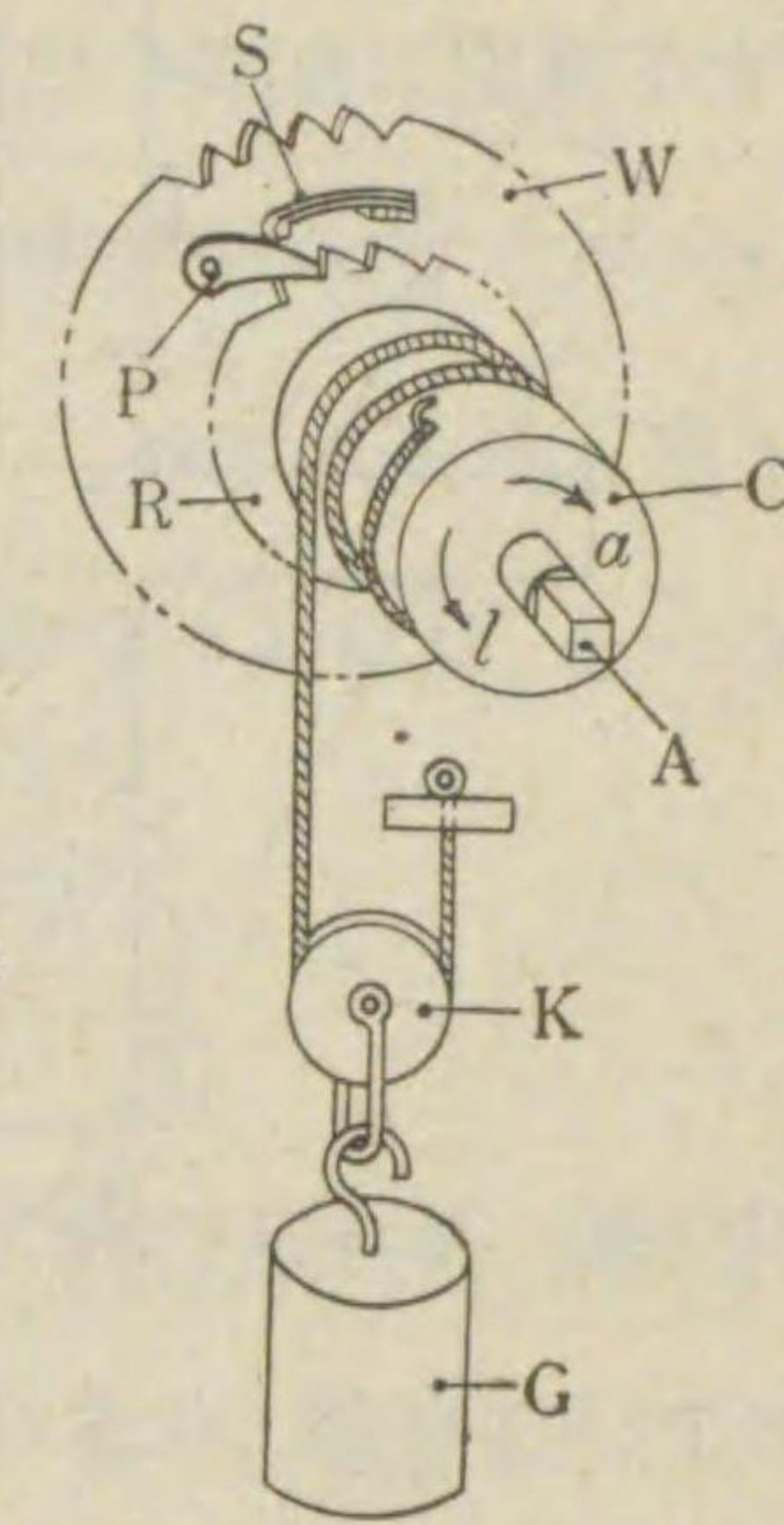


圖 433

§ 434. 撓材による傳達

撓材といふのは、帯、紐、鏈の如き、張力に耐へ、曲ることに對しては殆んど抵抗しない、つまり撓性があつて、引張に對して強いもののことである。

此の種の材料を使つて、甲軸から乙軸に運動を傳へる方法としては3種の方法がある。

第1は傳へる運動が、限られた範圍だけの場合であるが、それには軸に固定の圓板に、撓材の端末を固定するのである。

第2は所謂調帶として用ふる方法で、軸に固定された圓板周に懸けられた無端帶即ちベルトが摩擦力によつて、甲軸が、乙軸を引廻すのである。

第3は、軸のもつ圓板周に齒を刻み、その齒に嚙合ふ様な鏈をかけるのである。

即ち第1と第3は、撓材の引張力だけを用ひ、第2は圓板と撓材との摩擦によつて作動するのである。

1. 張力による傳達

此の方法の美點は少しの背隙もなく運動を傳へ得ることである。従つて最高精度の運動傳達方法としては、此の方法が最も信頼性をもつてゐるために、近時の各種測定機や工作機械の一部に利用されるに到つたのである。

圖 434.1 はツァイスの齒車試験機⁽¹⁾の一部を示す。インポルト齒車の齒形

⁽¹⁾ 青木保著、精密測定及計測機器、増訂版 p. 320.

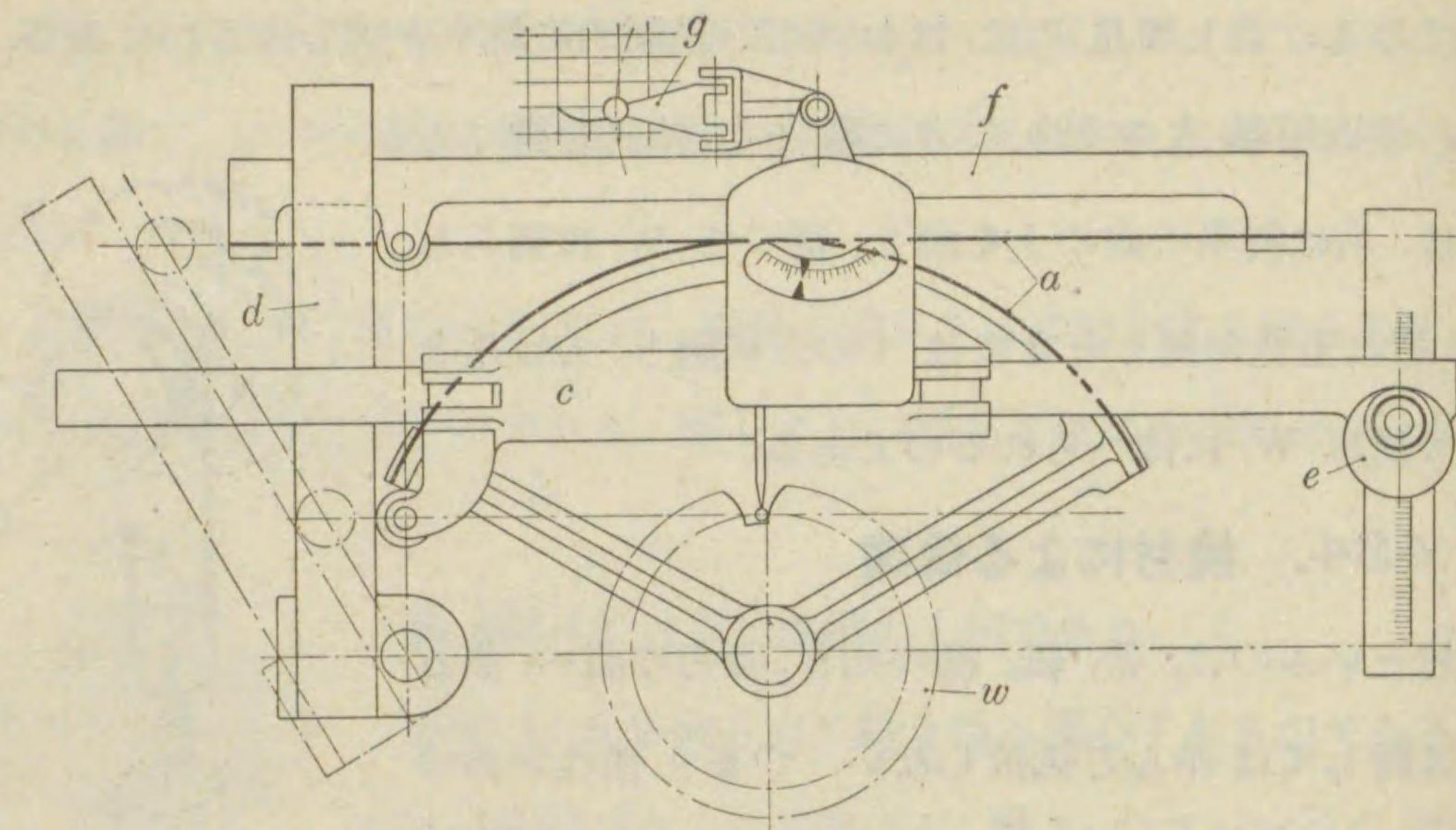


圖 434.1

を試験するのが目的で、測定すべき歯車 w と、同心圆弧に 2 本の鋼帯 a が張つてある。此の帯の一端は圆弧に、他端は架 f に固定されてゐるから、架 f を左右に動かせば圆弧は歯車 w と同一角だけ廻る。一方測定針が歯面と接し、その測定針は測定車 c に乗つて居り、歯面の凸凹に應じて、測定車を案内棒に沿ふて左右に動かし、その運動が記録針 g によつて記録されるのである。 e は基礎圓の大きさを指定する目盛をよむための顕微鏡である。

撓材をカムと併用すると、任意の運動を與へることが出来る。

例へば、流量を測定する目的で壓力差を測ることは屢あるが、その壓力差は流速の自乗に比例するから、指示計器としては流速目盛が等間隔でないことになる。そこで等間隔目盛を得るためにカムを用ふることが出来る。

圖 434.2 はガス溜の中のガスの壓力を一定にするためにカムを用ひた例である。ガスは倒鐘 B の

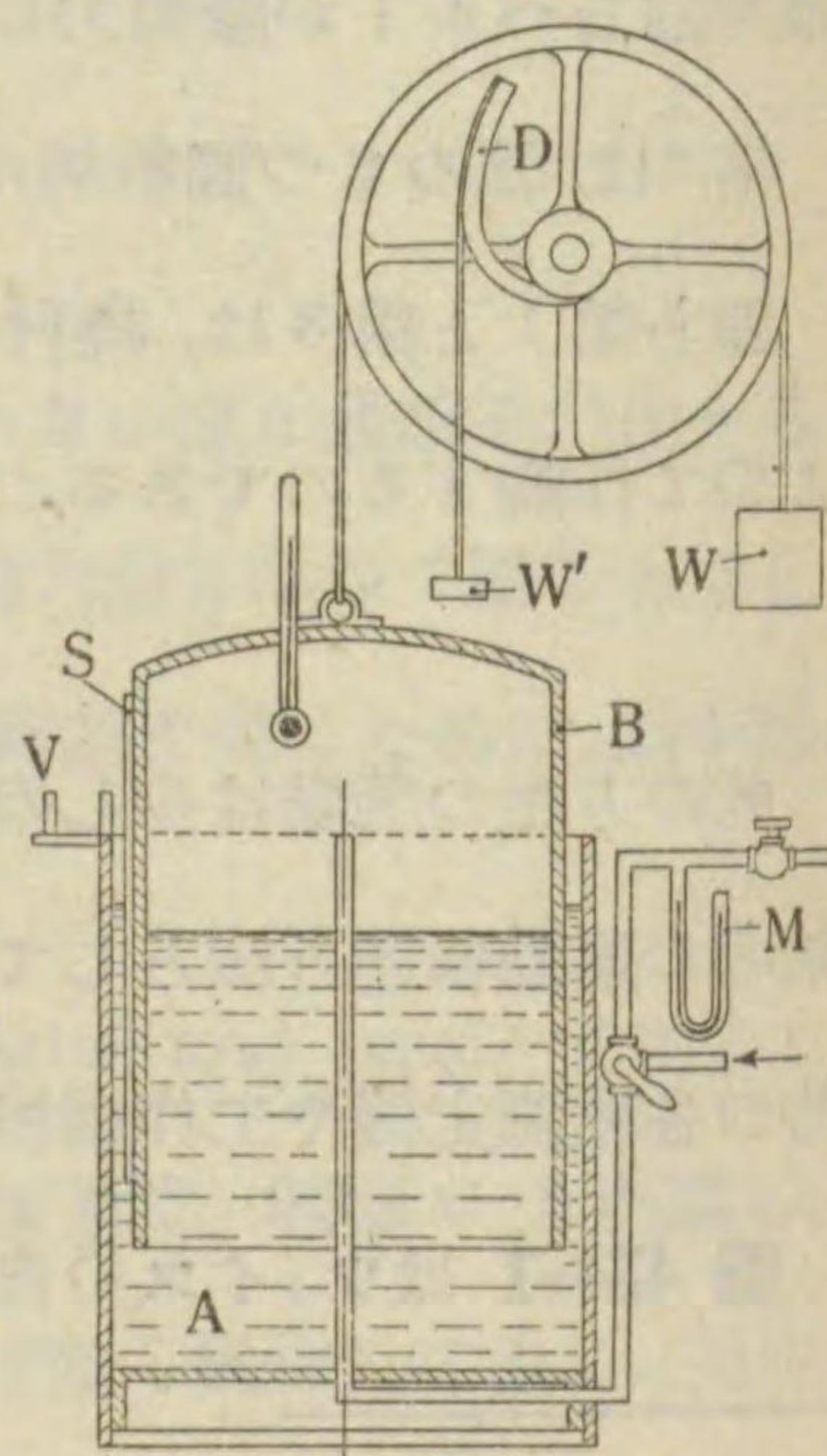


圖 434.2

中に溜められるが、洩れないために、水が入れてある。 B の中のガス壓は、鐘 B の重さによるのである。そのために、對重 W があつて壓力の加減は出来るが、唯 B が水中に浸つてゐるために、ガスの多いときは水の浮力が小さくガスが減ると浮力が増す。即ちガスの多いときにはガス壓が高く、少なくなると壓が低くなる。そこでカム D を使つて對量 W' をかけ、ガスが少なくなれば、それだけ B の見掛けの重さを増すやうにしてゐる。

2. ベルト駆動

圖 434.3 に於て軸 A_1 の力は摩擦力 R によつて軸 A_2 に傳へられる。速度比は $\frac{r_2}{r_1}$ である。此の種の駆動は一般機械に於て最も廣く用ひられ、撓材としては平ベルト、丸ベルト、三角ベルトなどが用ひられる。従つて車輪は、平ベルトのときは圓筒状、丸及三角ベルトのときは V 形溝をもつてゐる。

ベルトの伸びに對しては圖 434.3 に示す如く、一方の車軸を常に、他に對して遠ざける様な設備又は圖 434.4 に示す如く一方を押し曲げて、張力を與へるが

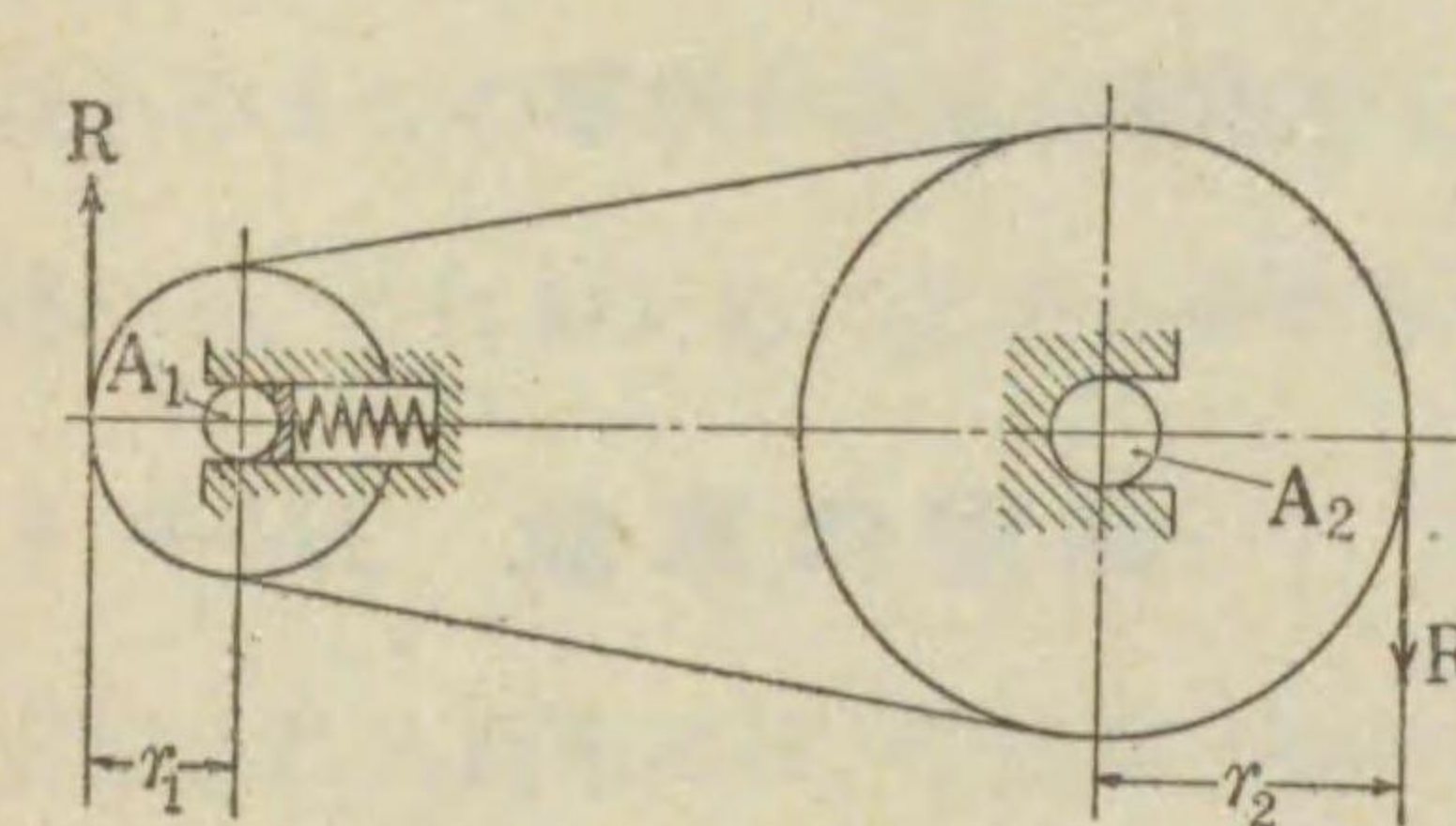


圖 434.3

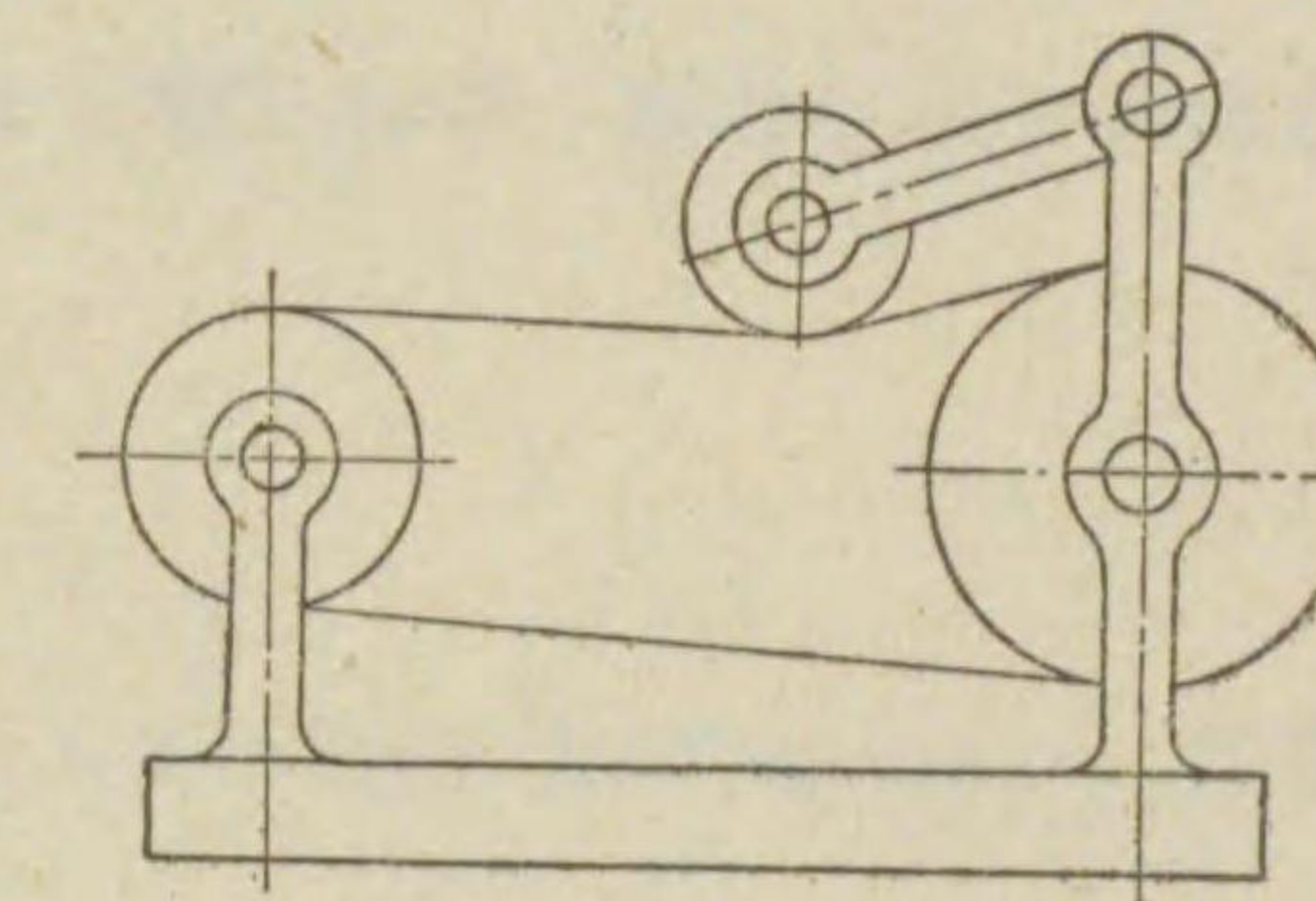


圖 434.4

如くする必要がある。此等の仕掛をベルト・タイトナ (belt tightener) と稱へる。車を壓付けてベルトを張らせる手段に於て圖 434.4 の如く外から働かせる代りに、内側から働かせる方法もある。その方が、高速運轉の場合には、ベルトに無理が働かないで壽命が長い。

事情が許すならばベルトの弛んだ場合には軸受を遠ざけて固定する手段が最上である。

3. 鏈輪を用ふる傳達

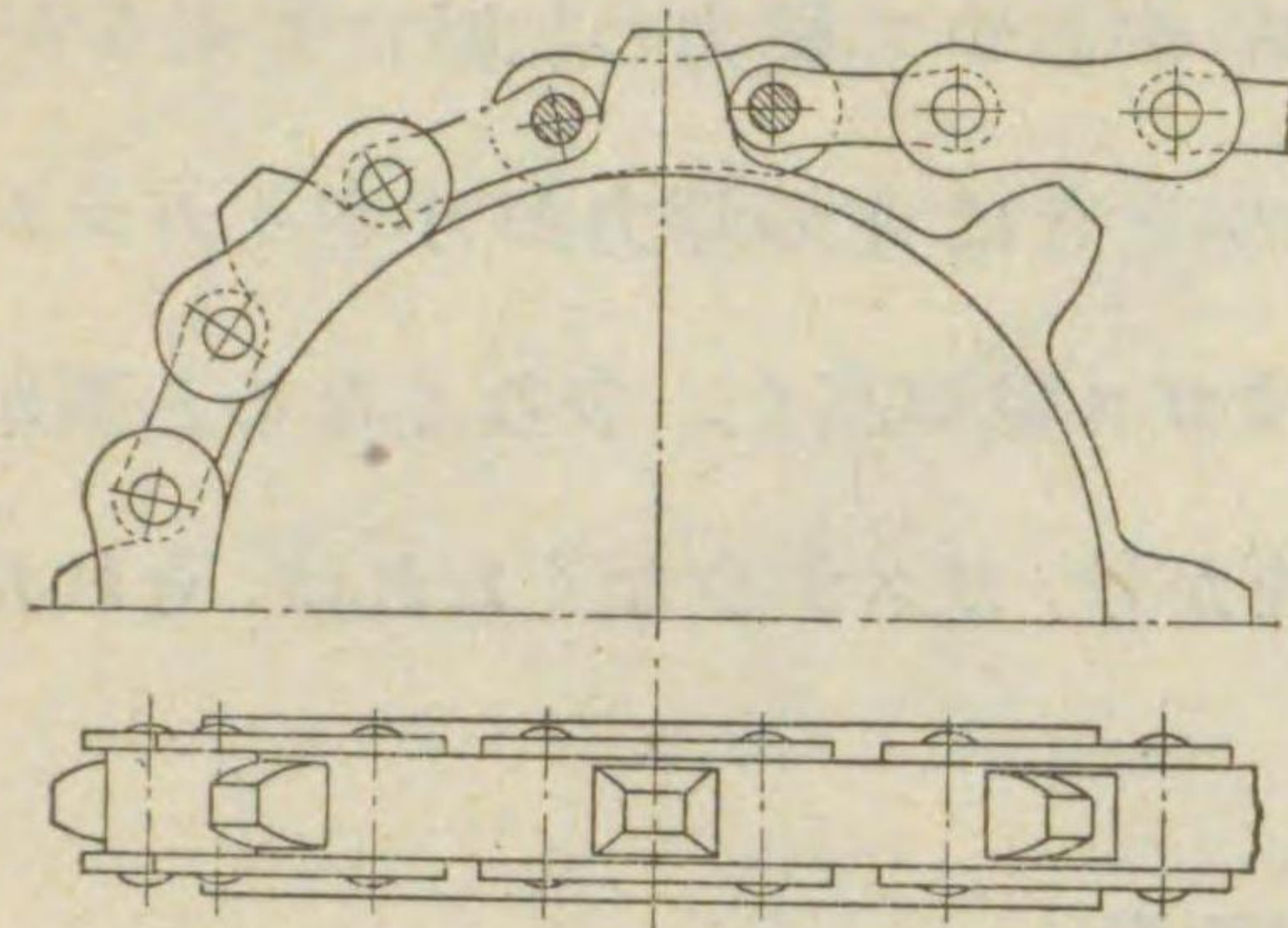


圖 434.5

之も亦一般機械に弘く用ひられる方法で、鏈の1節が齒車の齒と嚙合つて引廻すのである。

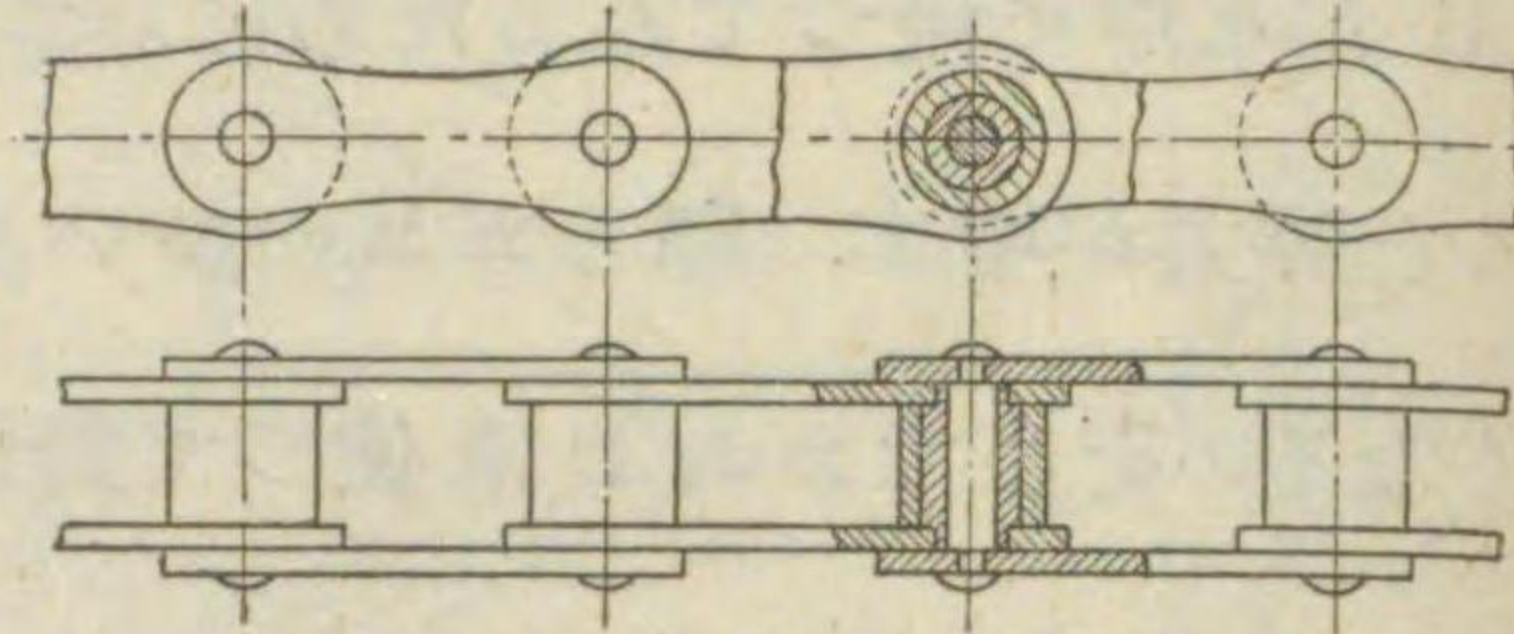


圖 434.6

第4章 齒車

§ 441. 緒

齒車 (gearing) は精密機械の機素として、重要なものの1つであるが、之を微に入り、細に互つて論ずれば、卷を盡すともなほ餘りあるものがあるから、茲には簡単に、しかも精密機械に必要な齒車の主要な點だけを述べることにする。⁽¹⁾

齒車は原軸から從軸に向つて、希望の速さと力とを機械的に傳へる手段である。而して精密機械に用ふるものは、一般機械に使ふものと多少異なつた點もあるが大體に於ては同一で、(1) 原軸が從軸を強制的に滑りなく廻すこと、及(2) 軸受到大きな力を及ぼすことのないことは2大特長である。反之摩擦駆動では、從軸を引廻すに必要な力よりも數倍大きい力で、原軸の摩擦輪を壓迫してゐなければならぬ。壓迫力が減るか又は從軸の抵抗能力が増すと滑るのである。

以上の2つの事柄が齒車と摩擦輪との大きな相異點で、齒車を用ひねばならぬ場合も、これがために生ずるのである。

§ 442. 齒車の種類

實用される齒車には、平齒車 (spur gear) ハスバ齒車 (helical gear)、二重ハスバ齒車 (double helical gear) マガリバ齒車 (spiral gear)、傘齒車 (bevel gear) ウォーム齒車 (worm gear) などがある。

傘齒車とウォーム齒車と、ハスバ齒車とを除いた他のものは、平行軸の間に運動を傳へるのに用ひられる。而してその平行軸の間には、普通平齒車が用ひられる。

⁽¹⁾ 本章は主として O. Richter u. R. v. Voss, Bauelemente der Feinmechanik (1929)によつたのである。

§ 443. 平歯車の動作

圖 443.1 に歯数 $N_1=10$ の小歯車 I と $N_2=20$ の大歯車 II の嚙合状況を示す。此等歯車のピッチ円の半径を夫々 r_1, r_2 とす。その和 $r_1+r_2(=a)$ が軸間距離であり、半径比は歯数比と著しい。即ち $\frac{r_1}{r_2} = \frac{N_1}{N_2}$ である。

ピッチ円の周は、歯車の運動伝達の間は、滑りなき摩擦傳動の場合の兩輪と等しく、轉がり運動をするのである。齒のピッチ円より外方の部分を、**上齒** (ad-

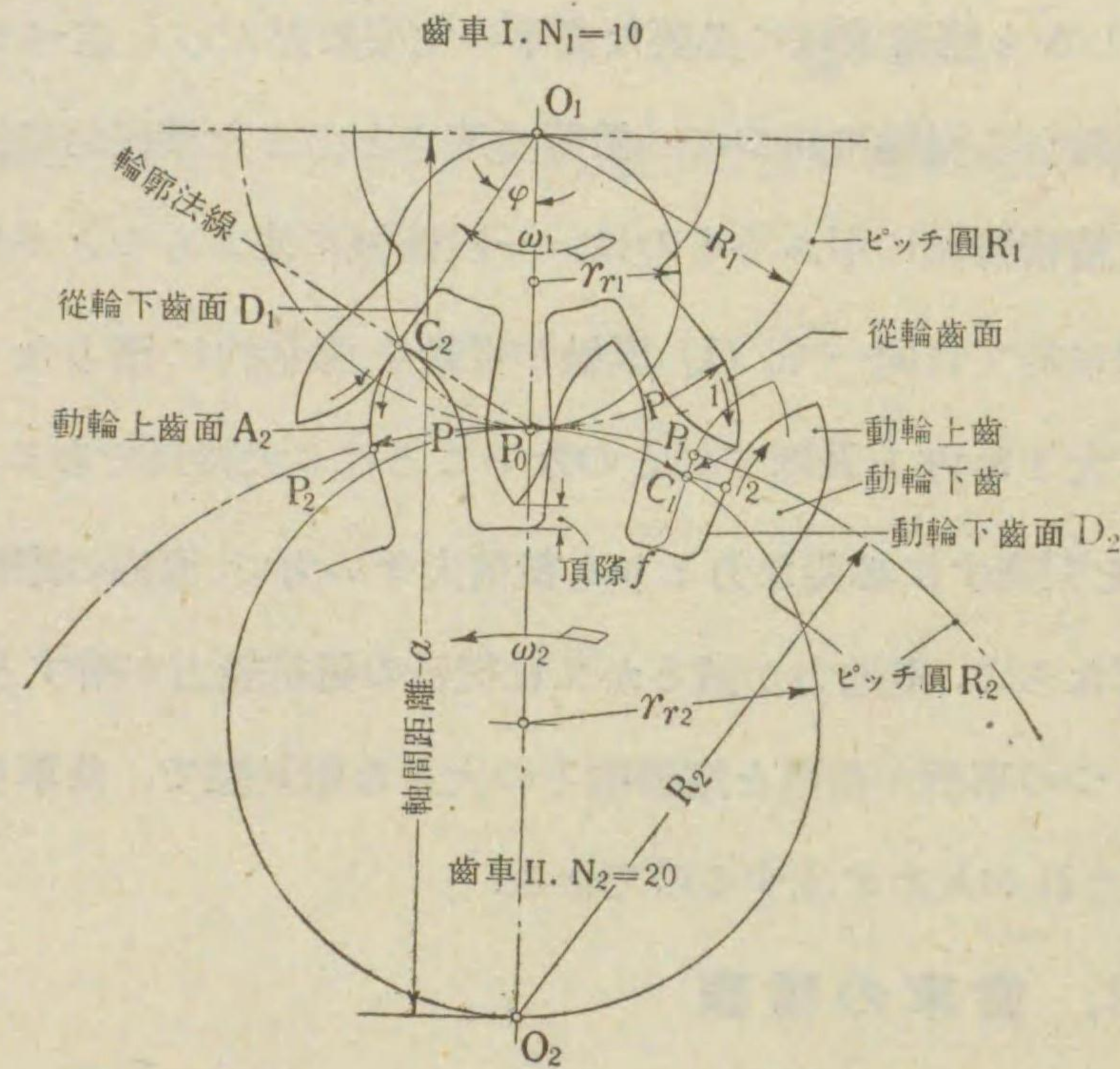


圖 443.1

dendum) と稱へ、内方を**下齒** (dedendum) といふ。而して歯車が廻る間には、齒車 I の上齒と、II の下齒とが接動する。斯様に互に相接する面を**齒面** (flank) といひ、夫々を上齒面、下齒面といふのである。

而して齒の咬合は、齒車 II (以下原動輪と呼ぶ) の 2 點と齒車 I (從輪) の齒面 1 とが點 C_1 に達したときから始まる。それから從輪の上齒 1 が、動輪の齒間に突張りながら這入つて行く。而して、兩軸を結ぶ線 $O_1 O_2$ 上の所謂ピッチ點 (pitch point) P_0 に達すると、**喰込み**又は**近づき** (approach) は終り、それから

逃げ又は**退却** (recess) が始まる。而して喰込みの間には、動輪の下齒面が從輪の上齒面と働き、逃げの間には動輪の上齒面が從輪の下齒面と咬合するのである。動輪の上齒は、從輪の齒面に沿ふて擦りながら動き、遂に C_2 に達して逃げは終り、兩齒面は離れる。然るに運動は連続的に同一の割合で傳へられねばならないから、動輪の次の齒は、前の齒が咬合を終らない内に、既に咬合つてゐなければならぬ。それにはピッチ円上の 1 點が、喰込期間に描いた弧の長さ即ち

$$b = \widehat{P_1 P_2} = \widehat{C_1 P_0} = \widehat{C_2 P_0}$$

がピッチ P よりも大きくなければならぬ。

齒車は此の**第1條件**を満足しなければ役に立たないのである。

齒車に必要な**第2條件**は、互に咬合へる 1 對の齒面の總ての接觸點に於ける共通の法線 (normal) が常に必ず心軸線 $O_1 O_2$ 上で、ピッチ點を通過する如き齒面の形状のときだけ、一定の速度比 $\frac{\omega_1}{\omega_2}$ を以て運動を傳へることである。

此等の兩條件を満足する理論的の齒形は澤山あるが、併しインボルート (稀にサイクロイド) だけが、幾何學的に簡単な形状をして居り、齒切機によつて正しい形を與へることが出来るやうな性質をもつてゐる。この理由によつてインボルートが最も広く用ひられ、次はサイクロドである。

同時咬合齒數 1 對の齒の咬合は、少なくとも次の 1 對が咬合を始めるまでは續いてゐなければならぬことは前に述べた如くであるが、此の條件は何程かの安全率を以て満足されないと、齒の高さや軸間距離に不正確な點があつた場合に、咬合の障害を來たすことになる。

齒車の此の性質を表はすために、咬合齒數なる語を用ふる。實は 1 本の齒の咬合ふ期間を意味するのである。

軸に平行な齒をもつ齒車では、互に咬合ふ齒面は直線で接觸し、軸に直角な面では點で表はされる。咬合期間には上齒面の點 A_1 と、ピッチ圓 R_2 上の下齒面 D_2 との接觸點は C_1 から、ピッチ點 P_0 の方に動き、そこで從輪上齒面 A_1 と