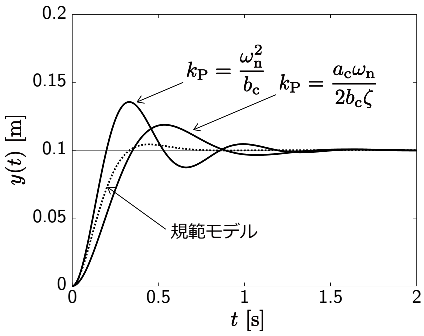

図 2.16　規範モデルとの比較

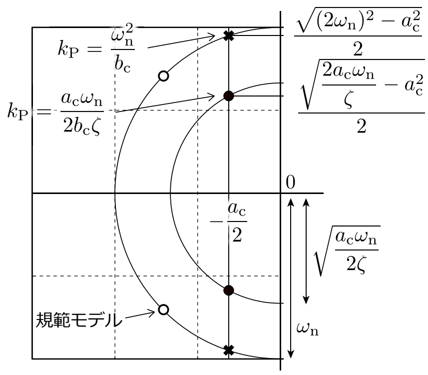

図 2.17　極位置 ($2\omega_\mathrm{n} > a_\mathrm{c}$，$2\omega_\mathrm{n} > \zeta$ の場合)

$$y(s) = \frac{b_\mathrm{c}}{s^2 + a_\mathrm{c}s + b_\mathrm{c}k_\mathrm{P}}d(s) \tag{2.15}$$

であり，$r(t) = 0$ のときに一定値の外乱 $d(t) = 1$ が加わった場合の出力 $y(t)$ の定常値 $y_\infty := \lim_{t\to\infty} y(t)$ は，**最終値の定理**より

$$y_\infty = \lim_{s\to 0} sy(s) = \frac{1}{k_\mathrm{P}} \neq 0 \quad (k_\mathrm{P} < \infty) \tag{2.16}$$

となる．

上記の設計では，$\mathcal{M}_2(s)$ の速応性に注目してモデルマッチングを行ったが，一般的な**部分的モデルマッチング法** [2)–4)] では，$1/\mathcal{G}(s)$ と $1/\mathcal{M}_2(s)$ の Maclaurin（マクローリン）展開の 1 次の項を一致させるように k_P を選ぶ．具体的には，

$$\frac{1}{\mathcal{G}(s)} = 1 + \frac{a_\mathrm{c}}{b_\mathrm{c}k_\mathrm{P}}s + \frac{1}{b_\mathrm{c}k_\mathrm{P}}s^2, \qquad \frac{1}{\mathcal{M}_2(s)} = 1 + \frac{2\zeta}{\omega_\mathrm{n}}s + \frac{1}{\omega_\mathrm{n}^2}s^2 \tag{2.17}$$

なので，$k_\mathrm{P} = a_\mathrm{c}\omega_\mathrm{n}/2b_\mathrm{c}\zeta$ となる．$\omega_\mathrm{n} = 10$, $\zeta = 1/\sqrt{2}$ ($\neq a_\mathrm{c}/2\omega_\mathrm{n}$) とした場合の結果を図 2.16 に示す．図 2.16 には，$k_\mathrm{P} = \omega_\mathrm{n}^2/b_\mathrm{c}$ と選んだ場合の応答 $y(t)$ と規範モデル $\mathcal{M}_2(s)$ の応答 $y_\mathrm{m}(t)$ を示している．さらに，(2.13) 式の $\mathcal{G}(s)$ の極位置を図 2.17 に示す．これより，部分的モデルマッチング法による設計では，速応性が規範モデルと同じにならない代わりに，減衰性が規範モデルに近くなることが確認できる．

2.2.4　P–D 制御および I–PD 制御

(a)　P–D 制御

速応性と減衰性を同時に改善するために，PD 制御を考える．ただし，PD 制御では，目標値がステップ状に変化する場合，操作量 $u(t)$ には微分器で生じるインパルス成分が含まれる (**微分キック**と呼ぶ) [7),9)]．これは，あまり望ましくないため，図 2.18 に示

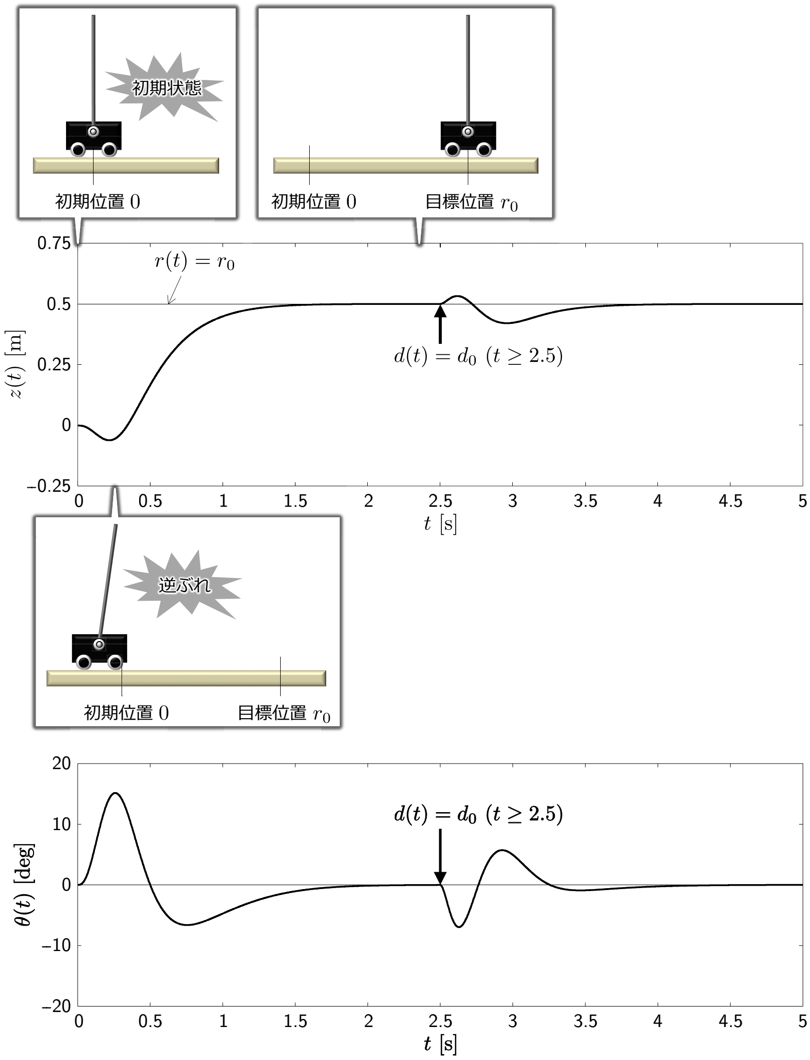

図 6.11　積分型サーボ制御 ($r(t) = r_0$ $(t \geq 0)$, $d(t) = d_0$ $(t \geq 2.5)$)

かすこと (**逆ぶれ**[注7]) により振子を時計回り側に傾け，その後，振子の倒立を維持したまま台車を目標位置まで右側に移動している．また，外乱 $d(t) = d_{\mathrm{c}}$ が加わっても目標位置 $r(t) = r_{\mathrm{c}}$ に台車を移動させていることがわかる．

なお，評価関数 (6.30) 式の重み q_2 を大きくすれば，積分補償により外乱の影響はさらに小さくなる．しかしながら，その分振子角度 $\theta(t)$ が大きく振れるような操作量が生成されることを注意しておく．

(注7) 台車型倒立振子は**不安定零点** (実部が正の零点) をもつ**非最小位相系**であるので，逆ぶれを生じる．