



Modellazione e controllo della manovra del deviatoio tipo FS S.60UNI/1200/0.040

Modelling and control of the manoeuvre of the FS S.60UNI/1200/0.040 turnout

Dott. Ing. Luca CUCCURULLO^(*)

1. Premessa

In questo lavoro si affronta il problema della modellazione e del controllo della manovra del deviatoio tipo FS S.60UNI/1200/0.040 [1]. La movimentazione del deviatoio in esame è già stata oggetto di studio di varie convenzioni di ricerca stipulate tra Rete Ferroviaria Italiana e il DITS dell'Università di Roma "La Sapienza" [3]; in particolare, la ricerca effettuata ha permesso di confrontare le caratteristiche geometriche, cinematiche e dinamiche di movimentazione del telaio del deviatoio con il comportamento dinamico del telaio riprodotto mediante un modello numerico agli elementi finiti implementato con l'utilizzo del software ANSYS. Pertanto, a partire dai risultati ottenuti dalle convenzioni di ricerca e dal modello del deviatoio realizzato in ANSYS, il presente lavoro descrive la modellazione in SIMULINK del deviatoio come un sistema ibrido in grado di riprodurre fedelmente il legame ingresso-uscita del modello ANSYS e la sintesi di tre diverse leggi di controllo per soddisfare le tre specifiche di progetto: evitare il movimento a zig-zag della trave dovuto all'attrito, garantire un'ottima qualità della manovra compiuta (in termini di accostamento dell'ago al relativo contrago e discostamento dell'altro ago per generare lo spazio utile al passaggio del bordinio della ruota in accordo alla normativa L94) e rilevare un ostacolo di dimensione minima 7 mm posto tra ago in accostamento e relativo contrago. I tre sistemi di controllo sono stati implementati focalizzandosi sul perseguimento dei primi due obiettivi; mentre si fornisce solo uno spunto per il terzo, relativo al rilevamento di un ostacolo.

2. Introduzione

2.1. Il deviatoio S.60UNI/1200/0.040

Con deviatoio S.60UNI/1200/0.040 si identifica uno scambio semplice che presenta un raggio di curvatura pari a 1200 m e tangente dell'angolo di deviazione in uscita

1. Preface

This work tackles the modelling and control problem of the manoeuvre of the FS S.60UNI/1200/0.040 type turnout [1]. The movement of the turnout in question has already been the subject of study of various research agreements concluded between Rete Ferroviaria Italiana and the DITS of the University of Rome "La Sapienza" [3]; in particular, the research carried out allowed comparing the geometric, kinematic and dynamics of motion characteristics of the switching device with its dynamic behaviour reproduced using a finite element numerical model implemented with the use of ANSYS software.

Therefore, starting with the results obtained from research conventions and from the turnout model made in ANSYS, this paper describes the modelling in SIMULINK of the turnout as a hybrid system capable of faithfully reproducing the input-output relationship of the ANSYS model and the synthesis of three different control laws to meet the three project specifications: avoid the zigzag movement of the girder due to friction, guarantee an excellent quality of the manoeuvre performed (in terms of approaching of the tongue to its stock rails and deviation of the other tongue to generate working space for the passage of the wheel flange according to standard L94) and detect an obstacle of a minimum size of 7 mm placed between the approaching tongue and its stock rail. The three control systems were implemented focusing on the pursuit of the first two objectives; while only a starting point for the third is provided, related to the detection of an obstacle.

2. Introduction

2.1. The S. 60UNI/1200/0.040 turnout

A 60UNI/1200/0.040 turnout identifies a single turnout that has a radius of curvature R equal to 1200 m and a tangent of the crossing angle equal to 0.040. This turnout

^(*) Attualmente Responsabile Audit Montaggio presso FPT Industrial.

^(*) Currently working as Process Audit Assembly Manager at FPT Industrial.

can be laid in the left or right configuration and is composed of a switching device with two tongue/stock rail couples.

The two stock rails are fixed components of the turnout and are 60UNI type rails called respectively straight position stock rail, having a straight geometric configuration, and crossing stock rail, having curved geometric configuration with radius of curvature equal to 1200 m. The two tongues, called respectively crossing tongue, geometrically reconstructing a curve of radius equal to 1200 m, and a straight position tongue, geometrically represented by a half-line, are interconnected by point stretchers-struts and are simultaneously operated by means of actuators; the two tongues reunite in the section named frog of the turnout, obtained through a one-piece steel cast with Manganese (Mn), forming the frame of the turnout. In addition, the side of two tongues close to the frog is called heel, while the opposite side is called tip. Each of the two tongues, can be assimilated to a De Saint Venant girder, fixed in the heel section and variously constrained and loaded; it is a very slender girder composed of variable section stretches whose construction length is equal to about 21 m. The first stretch of the crossing tongue is curved and the curve starts at the tip of the tongue.

Fig. 1 shows the lay-out outline of the switching device in the "right" configuration and stresses the other geometric characteristics:

- turnout crossing angle $\alpha = 2^{\circ}19'24.2666''$ ($\text{tg}(\alpha) = 0.040573$);

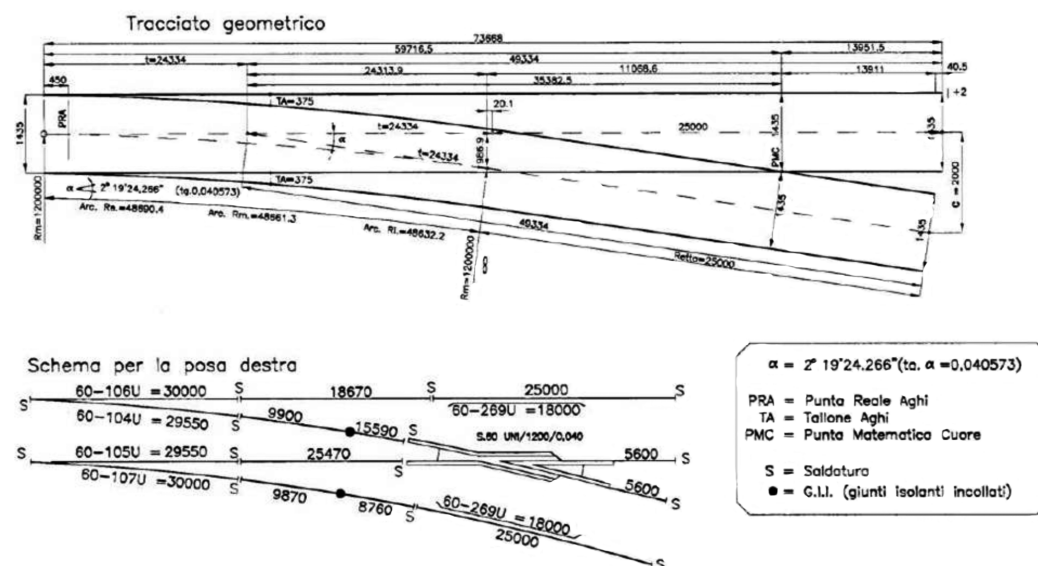


Fig. 1 - Schema del deviatoio semplice S.60UNI/1200/0.040 (deviata a destra).
Fig. 1 - Diagram of the S.60UNI/1200/0.040 simple turnout (right deviation).

- angolo di apertura del deviatoio, $\alpha = 2^\circ 19' 24.2666''$ ($\text{tg}(\alpha) = 0.040573$);
- distanza del tallone aghi dalla punta reale pari a 21.1 m;
- sezione di contatto funghi pari 12.699 m dalla punta reale dell'ago.

La movimentazione del telaio del deviatoio viene effettuata ogni qual volta sia necessario variare la traiettoria del treno che percorrerà il deviatoio stesso; la movimentazione ha termine nell'istante di contatto di uno dei due aghi sul relativo contrago:

- ago di corretto tracciato sul contrago di deviato per formazione dell'itinerario di corretto tracciato;
- ago di deviato sul contrago di corretto tracciato per formazione dell'itinerario di deviato.

Essendo collegati per mezzo di tiranti-puntoni, i due aghi si muovono contemporaneamente nel corso della manovra, pertanto, al termine della movimentazione un ago si accosterà al corrispondente contrago (ago accosto), mentre l'altro (ago discosto) si allontanerà dal relativo contrago al fine di permettere la formazione di un'adeguata distanza tra il lato esterno della trave-ago che si discosta ed il lato interno del contrago, tale da non creare interferenza tra ago e bordini della ruota durante il transito di quest'ultima sul contrago.

Lo studio sul controllo della manovra del deviatoio è nato dall'esigenza da parte di RFI di voler valutare la possibilità dell'introduzione di un sistema di controllo in grado di "controllare" le spinte esercitate dagli attuatori al fine di perseguire diverse specifiche di progetto. L'implementazione del sistema di controllo viene affrontata nel corso dell'articolo in maniera simulativa e teorica; infatti, questo lavoro non si pone come obiettivo la realizzazione fisica del sistema di controllo, ma il voler fornire delle linee guida per poter affrontare in futuro il problema in maniera esaustiva, sottolineandone sia criticità che un possibile approccio di soluzione. Pertanto, è impensabile al momento parlare di costi, affidabilità, sicurezza e intrusività nel sistema di movimentazione.

2.2. Dati forniti da Rete Ferroviaria Italiana

Le convenzioni di ricerca stipulate tra Rete Ferroviaria Italiana e il DITS dell'Università di Roma "La Sapienza" hanno portato alla realizzazione di un modello del deviatoio in ANSYS capace di riprodurre, date in ingresso le spinte esercitate dagli attuatori, le corrispondenti uscite, ovvero le posizioni nel tempo delle sezioni sede di attuatore; il confronto tra i dati sperimentali e numerici realizzati in ANSYS ha inoltre permesso di trarre le seguenti conclusioni ed osservazioni sulla movimentazione del deviatoio in esame:

- si individua in 4 il numero minimo di attuatori per il deviatoio, numero che tende a ridurre considerevolmente l'influenza dell'attrito e quindi delle resistenze passive;

- distance between tongue heel and tongue tip equal to 21.1 m;
- distance between rail head contact section and tongue tip equal to 12.699 m.

Movement of the switching device is performed whenever it is necessary to change the trajectory of the train that will run the considered turnout; the movement ends at the moment of contact of one of the two tongues on the relevant stock rail:

- straight position tongue on the crossing stock rail for the formation of the straight route;
- crossing tongue on straight position stock rail for the formation of the crossing route.

Since they are connected by means of point stretchers-struts, the two tongues move simultaneously during the manoeuvre and therefore, at the end of the movement, a tongue will approach the corresponding stock rail while the other will move away from the relevant stock rail in order to allow the formation of an adequate distance between the outer side of the girder-tongue that diverges and the inner side of the stock rail so as not to create interference between the wheel flange and the tongue during the transit of the wheel on the stock rail.

A study concerning the turnout manoeuvre control derived from the needs of RFI to evaluate the possibility of the introduction of a control system capable of "controlling" the thrusts of the actuators thus pursuing different design specifications.

The implementation of the control system is faced in this paper in a simulative and theoretical way; this paper indeed doesn't aim to physically implement the control system but it intends to give the guidelines to face the problem in future in a complete way and shows both criticalities and a possible solution approach.

It is therefore now inconceivable to talk about costs, reliability, safety and intrusiveness of the manoeuvring system.

2.2. Data provided by Rete Ferroviaria Italiana

The research conventions concluded between Rete Ferroviaria Italiana and DITS of the University of Rome "La Sapienza" led to the construction of a turnout model in ANSYS capable of reproducing, given the input thrusts exerted by the actuators, the corresponding outputs, i.e. the positions over time of the actuator based sections; the comparison between experimental and numerical data in ANSYS has also allowed us to draw the following conclusions and observations on the movement of the turnouts under study:

- the minimum number of 4 actuators for the turnout is identified, a number that tends to reduce the influence of friction considerably and therefore of passive resistances;

- 32 è il numero di traverse (numerate in ordine crescente a partire dalla punta reale aghi), con i 4 attuatori posti in corrispondenza delle traverse numero 1, 8, 15 e 22;
- la sezione del telaio degli aghi sita in corrispondenza della punta reale (traversa numero 1), effettua uno spostamento di 115 mm, la sezione ospitante il secondo attuttore (traversa numero 8) uno spostamento di 100 mm, la sezione sede del terzo attuttore (traversa numero 15), uno spostamento di 88 mm, l'ultima sezione movimentata con il quarto attuttore (traversa numero 22) uno spostamento di 72 mm;
- l'attuttore posto in corrispondenza della traversa numero 1 (punta reale), è l'ultimo fra tutti gli attuatori a terminare il movimento e necessita di una spinta mediamente inferiore rispetto a quella stimata per gli altri attuatori, al contrario, in corrispondenza della zona di fine contatto funghi (traversa numero 22) sarà opportuno applicare il valore massimo di spinta;
- la movimentazione è stata effettuata considerando spinte costanti esercitate dagli attuatori, le quali comportano stessa velocità media di accostamento per tutte le sezioni sede di attuttore (pari a 0.014 m/s) e tempo massimo di manovra fissato in 10 s;
- le forze agenti sull'ago-trave sono le spinte esercitate dagli attuatori e le resistenze passive derivanti dallo scorrimento della suola dell'ago sul cuscinetto, solo stimabili a causa dell'indeterminatezza del fenomeno di attrito che le produce;
- il valore del coefficiente di attrito ha effetto sulla movimentazione e, quindi, sulle posizioni che possono essere raggiunte dal telaio del deviatoio, si considerano valori del coefficiente di attrito compresi nell'intervallo [0,0.3].

I risultati appena enunciati, costituiscono la base ed il punto di partenza per il lavoro, relativo al controllo della movimentazione del deviatoio S.60UNI/1200/0.040, che ci si propone di affrontare.

2.3. Definizione del problema di controllo

Il problema del controllo della manovra del deviatoio richiede l'implementazione di un sistema di controllo che permetta di perseguire le seguenti specifiche di progetto:

- evitare il movimento a zig-zag della trave dovuto all'attrito, in quanto è evidente che pur avendo individuato un valore costante minimo di spinta esercitata da ciascun attuttore in grado di movimentare il deviatoio, si può verificare che in un punto l'attrito sia maggiore e, quindi, sia necessario un aumento della spinta;
- garantire un'ottima qualità della manovra effettuata dal telaio del deviatoio, in termini di accostamento dell'ago al relativo contrago e di discostamento dell'altro ago dal corrispondente contrago per la formazione dello spazio utile al transito del bordino della ruota; in

- 32 is the number of sleepers (numbered in ascending order starting from the tip of the tongues), with the 4 actuators placed in correspondence of sleepers 1, 8, 15 and 22;
- the section of the switching device in correspondence of the tip (sleeper number 1), makes a shift of 115 mm, the section housing the second actuator (sleeper number 8) a shift of 100 mm, the third actuator housing section (sleeper number 15), a shift of 88 mm, the last section moved by the fourth actuator (sleeper number 22) a shift of 72 mm;
- the actuator placed in correspondence of sleeper number 1 (tongue tip), is the last among all the actuators to finish the movement and needs a thrust on average lower than that estimated for the other actuators, conversely, in the area of head-contact end (sleeper number 22) it would be appropriate to apply the maximum thrust value;
- the movement was made considering constant thrusts exerted by the actuators, that involve the same average approaching speed for all sections housing actuators (equal to 0.014 m/s) and a maximum manoeuvring time of 10 s;
- the forces acting on the tongue-girder are the thrusts exerted by the actuators and the passive resistances arising from the foot of the tongue sliding on the bearing, only predictable due to the indefiniteness of the friction phenomenon that produces them;
- the value of the friction coefficient affects the movement and, therefore, the positions that can be reached by the switching device; friction coefficient values within the range [0, 0.3] are considered.

The results stated above, constitute the basis and starting point for the work on the control of movement of the S.60UNI/1200/0.040 turnout that we intend dealing with.

2.3. Definition of the control problem

The problem of controlling the turnout manoeuvre requires the implementation of a control system that enables pursuing the following design specifications:

- avoid the zigzag movement of the girder-tongue due to friction, as it is clear that despite having identified a constant minimum value for thrust exerted by each actuator capable of moving the turnout, it can occur that the friction is greater at one point and, therefore, a thrust increase is required;
- guarantee an excellent quality of manoeuvre performed by the switching device, in terms of approach of the tongue to its stock rail and deviation of the other tongue from the corresponding stock rail so as to create space useful for the transit of the wheel flange; in accordance with RFI reference requirements for turnout character-

accordo alle prescrizioni della normativa di riferimento di RFI per le quote caratteristiche dei deviatoi, il limite inferiore per il passaggio del bordino della ruota tra ago e contrago, per le configurazioni geometriche di fine movimentazione dell'ago discosto, è fissato a 58 mm più lo scartamento effettivo meno 1435 mm, mentre per le configurazioni geometriche dell'ago in accostamento, non deve mai essere superiore ai 4 mm;

- rilevamento di un ostacolo di spessore minimo 7 mm posto tra ago in accostamento e relativo contrago, non solo per evitare di danneggiare l'ago/trave, ma soprattutto, nel caso peggiore, per evitare che si ottenga conferma di una corretta movimentazione, quando in realtà l'ago non è accostato nei limiti definiti dalla normativa RFI.

Le specifiche di controllo richieste riguardano, pertanto, sia il completamento della movimentazione e quindi la configurazione geometrica finale raggiunta dal deviatoio, sia il controllo della movimentazione del deviatoio durante la manovra.

Ad oggi, la movimentazione del deviatoio è stata effettuata e studiata applicando un controllo in catena aperta e considerando valori di spinta costanti esercitati dagli attuatori pari al valore minimo di forza che permette di superare le resistenze passive e muovere il deviatoio fino al completamento della manovra. Il controllo in catena aperta e i valori di spinte costanti, pur garantendo un'ottima qualità della manovra eseguita in assenza di ostacoli, non permettono di evitare il movimento a zig-zag della trave in presenza di attrito. Per soddisfare tutte le specifiche di progetto e gestire completamente la manovra del deviatoio, è necessario effettuare una nuova modellazione del deviatoio in SIMULINK, realizzare un controllo in retroazione e considerare la definizione di valori di forza, applicabili dal singolo attuatore, variabili in funzione del tempo.

Dal punto di vista simulativo e teorico il lavoro seguente evidenzia come sia possibile progettare un sistema di controllo in grado di perseguire le prime due specifiche di progetto. Al contrario, non viene approfondito il problema relativo alla presenza di un ostacolo a causa della scelta di implementazione del modello del deviatoio in SIMULINK, il quale permette di simulare un ostacolo solo se posto in corrispondenza di una sezione sede di attuatore. In un approfondimento futuro, lo studio della movimentazione della manovra del deviatoio in presenza di un ostacolo potrebbe essere affrontato implementando un nuovo modello del deviatoio ottenuto sempre a partire dal modello ANSYS, ma pensando ad una struttura del deviatoio in SIMULINK e/o tenendo conto anche delle posizioni delle sezioni intermedie a quelle di installazione degli attuatori.

3. Modellazione in SIMULINK del deviatoio

3.1. Il deviatoio come sistema ibrido [4]

La movimentazione del deviatoio tipo FS S.60UNI/1200/0.040 avviene tramite quattro attuatori (posti in

istics heights, the lower limit for the transit of the wheel flange between tongue and stock rail, for the geometric configurations of travel end of the deviated tongue, is set at 58 mm plus the actual gauge minus 1435mm, while the geometrical configurations of the approaching tongue must never be greater than 4 mm;

- *detection of an obstacle of minimum thickness of 7 mm placed between the approaching tongue and its stock rail, not only to prevent damaging the tongue-girder, but above all, in the worst case, to avoid getting confirmation of proper movement when the tongue cannot actually be considered "approached" within the limits defined by RFI legislation.*

Requested control specifications relate to, therefore, both the completion of the movement and therefore the final geometric configuration reached by the turnout, and the movement control of the turnout during the manoeuvre.

To date, the movement of the turnout was performed and designed by applying an open chain control and considering constant thrust values exerted by the actuators equal to the minimum force that allows overcoming passive resistances and moving the turnout till completion of the manoeuvre. Open chain control and constant thrusts values, while providing an excellent quality of the manoeuvre performed in the absence of obstacles, do not allow avoiding the zig-zag movement of the girder in presence of friction. To meet all project specifications and fully manage the turnout manoeuvre, it is necessary to make a new turnout modelling in SIMULINK, create a feedback control and consider the definition of force values, applicable by the individual actuator, variable as a function of time.

The present work shows how is possible, from a theoretical and simulative point of view, to design a control system that is able to pursue the first two design specifications. On the contrary the problem of the presence of an obstacle is not here deepened as the SIMULINK model of the turnout allows to simulate one single obstacle placed in correspondence of a section housing an actuator. The study of the turnout movement in presence of an obstacle could be deepened in future by implementing a new turnout model achieved starting from the ANSYS model and considering a SIMULINK turnout structure and/or taking even into account the position of the intermediate sections with respect to the sections housing actuators.

3. Modelling of the turnout in SIMULINK

3.1. The turnout as a hybrid system [4]

Movement of the FS S. 60UNI/1200/0.040 type turnout takes place through four actuators (placed in correspondence of sleepers 1, 8, 15 and 22), and therefore, from a control standpoint, one can think of the turnout as a dynamic system that has four control inputs (thrusts exerted by the four actuators) and four controlled outputs (the po-

corrispondenza delle traverse 1, 8, 15 e 22), e quindi, da un punto di vista di controllo, è possibile pensare al deviatore come un sistema dinamico che presenta quattro ingressi di controllo (le spinte esercitate dai quattro attuatori) e quattro uscite controllate (le posizioni nel tempo delle sezioni sede dei quattro attuatori). Si trascura l'eventuale presenza di disturbi che agiscono sul sistema di controllo e si assume che oltre alle misure di ciascuna delle quattro uscite controllate, ottenute mediante il possibile utilizzo di sensori di spostamento posti in corrispondenza delle sezioni sede di attuatore, non siano disponibili ulteriori uscite misurate, e, pertanto, che le uscite controllate siano le sole uscite misurate. Inoltre, si ipotizza un valore del coefficiente di attrito pari a 0.3.

Per effettuare la modellazione del deviatore è utile osservare la fig. 2 che mostra le posizioni nel tempo simulate dal modello ANSYS per valori delle spinte esercitate dagli attuatori costanti e pari a 875 N per gli attuatori 1, 2, 3, ed a 5875 N per l'attuatore 4. Definito con t_i l'istante in cui l' i -esimo attuatore arriva a battuta, dal grafico è possibile notare che:

- pur applicando valori di spinta costanti per ciascun attuatore e pari al valore minimo di forza applicabile per vincere le resistenze passive, la velocità media di spostamento di ogni sezione sede di attuatore è uguale e pari a 0.014 m/s, quindi gli attuatori, avendo all'incirca la stessa velocità e percorrendo spostamenti differenti, arrivano a battuta in maniera sequenziale (con $t_4 < t_3 < t_2 < t_1$);
- le posizioni delle sezioni sede di attuatore variano in funzione del tempo e rimangono costanti solo quando l'attuatore arriva a battuta;
- l'aumento della pendenza della posizione di ciascun attuatore in prossimità della battuta, ovvero come se l'attuatore accelerasse esattamente 0.1 s prima che lo stesso termini la propria corsa (con 0.1 s il passo di integrazione utilizzato nella simulazione), è dovuto al fatto che il contatto è strutturato in ANSYS mediante una rigidità e non corrisponde al comportamento reale;
- la simulazione termina quando tutti gli attuatori sono a battuta;
- per evitare il movimento a zig-zag della trave sembra logico considerare come riferimenti di posizione degli attuatori delle rette di pendenza opportuna e pari alla velocità media con cui si desidera movimentare la se-

sioni over time of sections housing the four actuators). The possible presence of disturbances affecting the control system is neglected and it is assumed that in addition to the measures of each of the four controlled outputs, obtained by the possible use of displacement sensors placed at the sections housing actuators, further measured outputs are not available, and, therefore, that the outputs controlled are only the measured outputs. In addition, a value of friction coefficient equal to 0.3 is assumed.

To perform the modelling of the turnout it is useful to look at fig. 2, which shows the positions simulated over time by the ANSYS model for values of thrusts exerted by actuators constant and equal to 875 N for actuators 1, 2, 3, and 5875 N for actuator 4. Defined with t_i as the time at which the i th actuator reaches the beat, we can see from the graph that:

- while applying constant thrust values for each actuator,

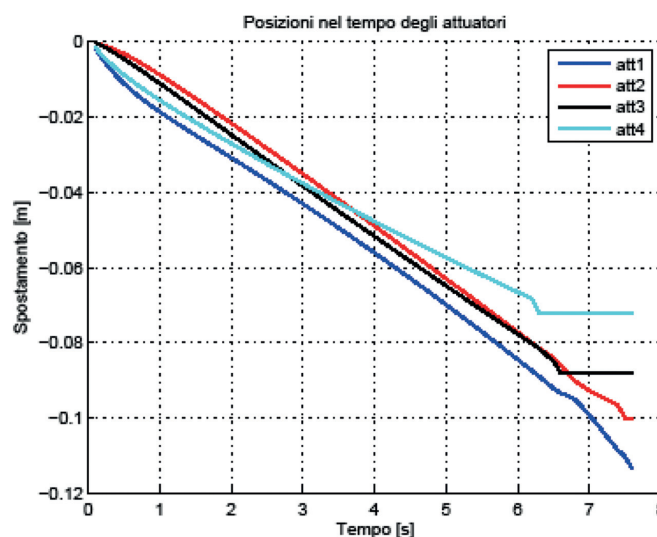


Fig. 2 - Posizioni nel tempo simulate dal modello ANSYS per valori delle spinte esercitate dagli attuatori costanti e pari a 875 N per gli attuatori 1, 2, 3, ed a 5875 N per l'attuatore 4.

Fig. 2 – Position in time simulated by the ANSYS model for constant values of thrusts exerted by the actuators and equal to 875 N for actuators 1, 2, 3, and equal to 5875 N for actuator 4.

equal to the minimum force value that is applicable to overcome passive resistances, the average displacement speed of each actuator section is equal to 0.014 m/s, therefore the actuators, having roughly the same speed and running on different displacements, reach the beat sequentially (with $t_4 < t_3 < t_2 < t_1$);

- the positions of the actuator sections vary as a function of time and remain constant only when the actuator reaches the beat;

zione sede del relativo attuatore, per garantire battuta sequenziale (con sequenza 4→3→2→1) o battuta contemporanea degli attuatori.

La modalità attraverso la quale gli attuatori terminano la propria corsa (in maniera sequenziale) e la presenza di dinamiche discrete, relative alla battuta degli attuatori, influenzano il modo in cui è possibile realizzare il modello del deviatoio in SIMULINK. Infatti, ogni volta che un attuatore arriva a battuta: diminuisce di uno il numero di ingressi, poiché la spinta esercitata da un attuatore quando la sezione che lo ospita è a battuta serve unicamente a mantenerla nella sua configurazione finale e non risulta più essere efficace ai fini della movimentazione; inoltre diminuisce di uno il numero di uscite, poiché la posizione della sezione sede di attuatore rimane costante dopo la battuta dell'attuatore corrispondente; infine, cambia la dinamica del sistema. Per tale motivo sembra logico poter pensare di modellare il deviatoio come un sistema ibrido, ovvero un sistema dinamico che presenta comportamenti che sono tipici dei sistemi dinamici a tempo continuo e comportamenti che sono tipici dei sistemi dinamici a tempo discreto. La dinamica del deviatoio è una dinamica a tempo continuo durante la movimentazione del telaio e una dinamica discreta nell'istante di battuta di un attuatore.

3.2. Il processo di identificazione

L'implementazione del modello del deviatoio come un sistema ibrido richiede la preliminare identificazione dei quattro sistemi dinamici a tempo continuo che descrivono il sistema fra una battuta e la successiva. Benché nella fase di movimentazione del deviatoio siano presenti anche dinamiche non-lineari (come ad esempio le forze passive di attrito radente), si è trovato che quattro sistemi dinamici lineari a tempo continuo sono in grado di riprodurre fedelmente il legame ingresso-uscita del modello ANSYS. Sotto le ipotesi di battuta sequenziale degli attuatori (con sequenza 4→3→2→1) ed in funzione del numero di attuatori che sono già a battuta, la dinamica a tempo continuo del sistema ibrido deviatoio è descritta dai seguenti sistemi:

- sistema 1, presenta quattro ingressi e quattro uscite e descrive la dinamica del deviatoio quando nessuno degli attuatori è a battuta, intervallo $[0, t_4]$;
- sistema 2, tre ingressi (le spinte esercitate dagli attuatori 1, 2 e 3) e tre uscite (le posizioni nel tempo delle sezioni sede degli stessi attuatori), attivo nell'intervallo $]t_4, t_3]$ e con l'attuatore 4 a battuta;
- sistema 3, due ingressi (le spinte esercitate dagli attuatori 1 e 2) e due uscite (le posizioni nel tempo delle sezioni sede degli stessi attuatori), attivo nell'intervallo $]t_3, t_2]$ e con gli attuatori 4 e 3 a battuta;
- sistema 4, un ingresso (la spinta esercitata dall'attuatore 1) e un'uscita (la posizione nel tempo dello stesso

- *the increase of the gradient of the position of each actuator close to the beat, i.e. as if the actuator were to accelerate just 0.1 s before the same ends its run (with 0.1 s as the integration step used in simulation), is due to the fact that the contact is structured in ANSYS through stiffness and does not correspond to the actual behaviour;*
- *the simulation ends when all the actuators reach the beat;*
- *to prevent the zigzag movement of the girder it seems logical to consider as position references of the actuators proper straight lines whose gradient is equal to the average speed with which one wants to move the section housing the relevant actuator; to ensure sequential approach (with sequence 4→3→2→1) or simultaneous approach of the actuators.*

The mode through which the actuators terminate their travel (sequentially) and the presence of discrete dynamics, related to the beating of actuators, influence the way in which the turnout model can be made in SIMULINK. In fact, whenever an actuator reaches the beat: it decreases the number of inputs by one, since the thrust exerted by an actuator when the section that houses it is to the beating is only used to keep it in its final configuration and is no longer effective for the purposes of movement; it also decreases the number of outputs, because the position of the actuator's housing section remains constant after that the corresponding actuator has reached the beat; finally, it changes the dynamics of the system. That is why it seems logical to think of modelling the turnout as a hybrid system, i.e. a dynamical system that shows behaviours typical of continuous-time dynamical systems and behaviours that are typical of discrete-time dynamical systems. The dynamics of the turnout is a continuous-time dynamics during movement of the switching device and a discrete dynamic in the beating instant of the actuator.

3.2. The identification process

The implementation of the turnout model as a hybrid system requires the prior identification of four continuous-time dynamical systems describing the system between an actuator beating and the next one. Although there are also non-linear dynamics during the movement phase of the turnout (such as passive friction forces), it was found that four continuous time linear dynamical systems are capable of faithfully reproducing the input-output relationship of the ANSYS model. Under the assumptions of sequential beating of the actuators (with sequence 4→3→2→1) and depending on the number of actuators that are already to the beating, the continuous-time dynamic of the turnout hybrid system is described by the following systems:

- *system 1, has four inputs and four outputs, and describes the dynamics of the turnout when none of the actuators are to the beating, interval $[0, t_4]$;*
- *system 2, three inputs (thrusts exerted by actuators 1, 2*

attuatore), attivo nell'intervallo $[t_2, t_1[$ e con gli attuatori 4, 3 e 2 a battuta.

Dalla fisica del problema, sembra logico ottenere sistemi asintoticamente stabili, e quindi con autovalori a parte reale strettamente minore di zero.

L'identificazione dei quattro sistemi viene effettuata considerando il modello ANSYS come una black-box, una scatola nera della quale si desidera riprodurre unicamente il legame ingresso-uscita; pertanto, non si definisce a priori una possibile struttura del sistema dinamico che descrive il deviatore. Date le sequenze temporali ingresso-uscita, l'identificazione off-line dei quattro sistemi dinamici si realizza in MATLAB mediante l'utilizzo del comando pem. La funzione pem consiste in un algoritmo iterativo non-lineare che minimizza una funzione di costo (la somma pesata degli errori, differenza tra l'uscita misurata e quella predetta dal modello, al quadrato), prende in ingresso un oggetto di tipo iddata, contenente i campioni ingresso-uscita di uno o più "esperimenti", e restituisce il modello nello spazio di stato del sistema dinamico identificato. Il processo di identificazione può essere suddiviso in più fasi:

- *simulazioni/test ANSYS*: questa fase, svolta in ANSYS, permette di ottenere dal modello ANSYS le sequenze di uscita (ovvero le posizioni nel tempo simulate delle sezioni sede dei quattro attuatori) conseguenti all'applicazione in ingresso al modello ANSYS di opportuni andamenti temporali delle spinte esercitate dagli attuatori;
- *elaborazione dati*: questa fase, svolta in MATLAB, ha lo scopo di ricostruire le sequenze di ingresso sulla base delle spinte definite nelle simulazioni ANSYS e di "tagliare" le sequenze ingresso-uscita in funzione dell'intervallo considerato (per ogni test ANSYS, si ottengono quattro sequenze ingresso-uscita che, pur relative alla stessa simulazione, differiscono per la scelta dell'intervallo temporale in cui i campioni vengono considerati; l'intervallo temporale dipende da quale dei quattro sistemi che descrivono la dinamica a tempo continuo del sistema ibrido deviatore deve essere identificato);
- *identificazione off-line dei quattro sistemi*: questa fase è svolta in MATLAB definendo come argomenti della funzione pem le sequenze di campioni ingresso-uscita dei vari esperimenti a seconda dell'intervallo considerato e la dimensione del sistema da identificare, imponendone la stabilità;
- *validazione dei sistemi*: in questa fase, svolta in MATLAB, si verifica sia che i sistemi ottenuti dal processo di identificazione siano stabili, sia che riproducano gli stessi risultati ottenuti dalle simulazioni del modello ANSYS.

3.3. Implementazione in SIMULINK del deviatore

Identificati i quattro sistemi dinamici lineari, è possibile implementare il modello del deviatore in SIMULINK come un sistema ibrido. Il modello di un sistema dinami-

co and 3) and three outputs (the positions over time of the sections housing the same actuators), active in the interval $[t_2, t_3]$ and with actuator 4 to the beating;

- *system 3*, two inputs (thrusts exerted by actuators 1 and 2) and two outputs (the positions over time of the sections housing the same actuators), active in interval $[t_3, t_2]$ and with actuators 4 and 3 to the beating;
- *system 4*, one input (the thrust exerted by actuator 1) and one output (the position in time of the same actuator), active in the interval $[t_1, t_2]$ and with actuators 4, 3 and 2 to the beating.

From the physics of the problem, it seems logical to achieve asymptotically stable systems, and therefore with real part eigenvalues strictly less than zero. The identification of the four systems is performed considering the ANSYS model as a black-box, of which one wants to reproduce an input-output relation only; therefore, a possible structure of the dynamical system describing the turnout is not defined a priori. Given the input-output time sequences, the off-line identification of dynamic systems is performed in MATLAB using the pem command. The pem function consists of a non-linear iterative algorithm that minimises a cost function (the weighted sum of errors, difference between the measured output and the one predicted by the model, squared), takes an input object of iddata type, containing the input-output samples of one or more "experiments", and returns the models in the state space of the identified dynamic system. The identification process can be divided into several phases:

- *simulation/ANSYS Tests*: this phase, carried out in ANSYS, allow to achieve the output sequences from the ANSYS model (i.e. positions simulated in time of the sections housing the four actuators) due to the application of appropriate temporal trends of the thrusts exerted by the actuators inbound to the ANSYS model;
- *data processing*: this phase, carried out in MATLAB, aims at rebuilding the input sequences based on the thrust defined in the ANSYS simulations and at "cutting" input-output sequences depending on the interval considered (for each ANSYS test, four input-output sequences are obtained that, although relating to the same simulation, differ in the choice of the time interval in which the samples are considered; the time interval depends on which of the four systems describing the continuous-time dynamics of the turnout hybrid system must be identified);
- *off-line identification of the four systems*: this phase is carried out in MATLAB by defining as pem function arguments the sequences of input-output samples of the various experiments depending on the considered interval and the size of the system to identify, imposing the stability;
- *systems validation*: in this phase, carried out in MATLAB, both that the systems obtained by the identification process are stable is checked and whether they re-

co ibrido richiede una descrizione delle dinamiche a tempo continuo, delle dinamiche a tempo discreto e delle regioni nelle quali queste dinamiche si applicano [2].

La dinamica a tempo continuo del sistema ibrido deviatoio, definita da una Flow Map, consiste complessivamente nelle dinamiche a tempo continuo dei quattro sistemi identificati, con la variabile $q(t)$ che determina quale sia il sistema attivo a seconda dell'intervallo considerato ($q(t) = 1$ nell'intervallo $[0, t_4]$ quando è attivo il sistema 1 a quattro ingressi e quattro uscite, $q(t) = 2$ nell'intervallo $[t_4, t_3]$ quando è attivo il sistema 2 a tre ingressi e tre uscite, e così via...). La dinamica a tempo continuo del deviatoio è espressa dalle seguenti equazioni:

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = A_q x(t) + B_q u(t) = f_q(x(t), u(t)) \\ y(t) = C_q x(t) + D_q u(t) \\ \dot{q}(t) = 0 \end{cases} \quad (1)$$

con $x(t) \in \mathbb{R}^n$ il vettore di stato, $u(t) \in \mathbb{R}^p$ il vettore di ingresso $y(t) \in \mathbb{R}^q$ e il vettore di uscita.

La dinamica a tempo discreto del sistema ibrido deviatoio, definita da una Jump Map, permette di calcolare il valore dello stato alla commutazione da un sistema a quello successivo basandosi sulla relazione che l'uscita $y(t)$ e la sua derivata $\dot{y}(t)$ assumono lo stesso valore prima e dopo il salto; inoltre, si aumenta di 1 il valore della variabile $q(t)$. La dinamica a tempo discreto del deviatoio risulta quindi descritta dalle equazioni:

$$\begin{cases} x^+(t) = G_q(x^-(t), u(t)) \\ q^+(t) = q^-(t) + 1 \end{cases} \quad (2)$$

con $x^-(t)$, $x^+(t)$, $q^-(t)$ e $q^+(t)$ rispettivamente il valore dello stato e della variabile $q(t)$ prima e dopo la commutazione da un sistema al successivo e $q(t) = 1$ al tempo $t = t_4$, $q(t) = 2$ all'istante $t = t_3$ e così via.

Il Flow Set C ed il Jump Set D definiscono le regioni nelle quali si applicano rispettivamente la dinamica a tempo continuo e la dinamica a tempo discreto. La dinamica del sistema ibrido deviatoio è una dinamica a tempo continuo durante la movimentazione del telaio del deviatoio (nell'intervallo $[0, t_4]$ quando è attivo il sistema 1, nell'intervallo $[t_4, t_3]$ quando è attivo il sistema 2,...); al contrario, la dinamica del deviatoio è una dinamica a tempo discreto negli istanti di battuta degli attuatori, ovvero quando si verifica la commutazione da un sistema a quello successivo.

Il sistema ibrido deviatoio, costituito dalla Flow Map f , il Flow Set C, la Jump Map g ed il Jump Set D, può essere simulato in MATLAB/SIMULINK con un'implementazione come quella mostrata in fig. 3; l'implementazione si basa sulle capacità di reset del blocco integratore. Si utilizzano quattro blocchi base per definire i dati relativi al sistema ibrido (C, f , D, g); le uscite di tali blocchi sono connesse all'ingresso dell'Integrator System, che integra la Flow Map ed esegue i salti. L'Integrator System genera sia le variabili tempo t e j , che la traiettoria di stato x , e fornisce il valore dello stato x' ed il numero dei salti effet-

produce the same results obtained from the ANSYS model simulations.

3.3. Implementation of the routing system in SIMULINK

Having identified the four linear dynamic systems, one can implement the turnout model as a hybrid system in SIMULINK. The model of a hybrid dynamic system requires a description of the continuous time dynamics, of the discrete time dynamics and the areas in which these dynamics apply [2]. The continuous-time dynamics of the turnout hybrid system, defined by a Flow Map, consists altogether of the continuous-time dynamics of the four identified systems with the variable $q(t)$ that determines which is the active system depending on the interval considered ($q(t) = 1$ in the interval $[0, t_4]$ when system 1 with four inputs and four outputs is active, $q(t) = 2$ in the interval $[t_4, t_3]$ when system 2 with three inputs and three outputs is active, and so on ...). The continuous-time dynamics of the turnout is expressed by the following equations:

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = A_q x(t) + B_q u(t) = f_q(x(t), u(t)) \\ y(t) = C_q x(t) + D_q u(t) \\ \dot{q}(t) = 0 \end{cases} \quad (1)$$

with $x(t) \in \mathbb{R}^n$ the state vector, $u(t) \in \mathbb{R}^p$ the input vector and $y(t) \in \mathbb{R}^q$ the output vector.

The discrete-time dynamics of the turnout hybrid system, defined by a Jump Map, allows calculating the state value when switching from one system to the following one based on the condition that the output $y(t)$ and its derivative $\dot{y}(t)$ take on the same value before and after the jump; in addition, the value of the variable $q(t)$ is increased by 1. The discrete-time dynamics of the turnout is then described by the equations:

$$\begin{cases} x^+(t) = G_q(x^-(t), u(t)) \\ q^+(t) = q^-(t) + 1 \end{cases} \quad (2)$$

with $x^-(t)$, $x^+(t)$, $q^-(t)$, and $q^+(t)$ respectively the value of the state and of the variable $q(t)$ before and after switching from one system to the next and $q(t) = 1$ to the instant $t = t_4$, $q(t) = 2$ to the instant $t = t_3$ and so on.

The C Flow Set and the D Jump Set define the regions where the continuous-time dynamics and discrete-time dynamics are applied. The dynamics of the turnout hybrid system is a continuous-time dynamics during the movement of the switching device (in the interval $[0, t_4]$ when system 1 is active, in the interval $[t_4, t_3]$ when system 2 is active, ...); on the contrary, the turnout dynamics is a discrete-time dynamics in t_i instants of beating of the actuators, or when switching from one system to the next occurs.

The turnout hybrid system consisting of the Flow Map f , the Flow Set C, the Jump Map g and the Jump Set D, can be simulated in MATLAB/SIMULINK with an implementation like the one shown in Fig. 3; the implementation relies on the reset capability of the integrator block. Four basic

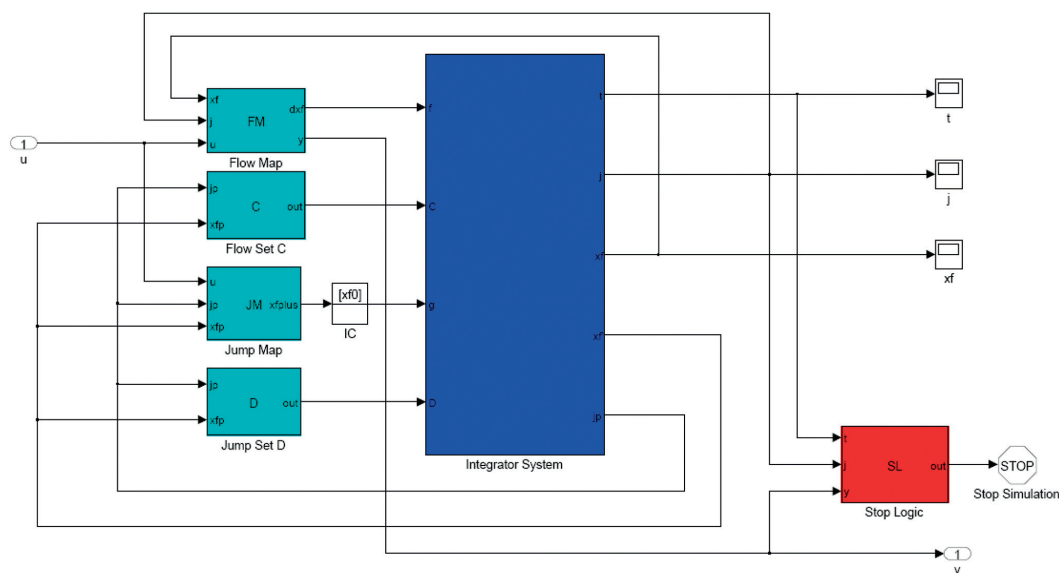


Fig. 3 – Implementazione in SIMULINK del sistema ibrido deviatoio (C, f, D, g).

Fig. 3 – Implementation of the turnout hybrid system in SIMULINK (C, f, D, g).

tuati j' , pari al valore della funzione q sotto l'ipotesi di battuta sequenziale degli attuatori, prima che si verifica un salto. Il blocco IC serve per specificare le condizioni iniziali della simulazione; infine, il sottosistema Stop Logic arresta la simulazione se la battuta degli attuatori non si verifica con sequenza $4 \rightarrow 3 \rightarrow 2 \rightarrow 1$ o se il tempo di simulazione (flow time) è uguale o più grande del tempo massimo di completamento della manovra di 10 s.

È importante sottolineare che il modello implementato in SIMULINK si limita al controllo degli spostamenti delle sezioni movimentate dagli attuatori e non considera posizioni iniziali e finali delle sezioni intermedie a quelle di installazione degli attuatori stessi. Per questo motivo, per lo studio della movimentazione del deviatoio, per ogni simulazione in SIMULINK è stata effettuata una corrispondente simulazione in ANSYS: la simulazione SIMULINK per simulare il comportamento del sistema di controllo al fine di ottenere, a seconda del riferimento scelto, gli andamenti nel tempo delle spinte esercitate dai quattro attuatori; la corrispondente simulazione ANSYS, effettuata assegnando alle spinte esercitate dagli attuatori i valori precedentemente ottenuti in SIMULINK, al fine di considerare posizioni iniziali e finali delle sezioni intermedie a quelle di installazione degli attuatori (sulla base delle quali è possibile definire se sia ottenuta o meno un'ottima qualità della manovra compiuta in termini di accostamento dell'ago al relativo contrago). Detto questo, si potrebbe pensare in futuro di implementare un modello in SIMULINK che tenga conto anche delle posizioni

blocks are used to define the data relating to the hybrid system (C, f, D, g); the outputs of these blocks are connected to the input of the Integrator System that integrates the Flow Map and executes the jumps. The Integrator System generates both the time variables t and j , and the state trajectory x , and provides the state value x' and the number of jumps made j' , equal to the value of function q under the assumption of sequential beating of the actuators, before a jump occurs. The IC block is used to specify the initial conditions of the simulation; finally, the Stop Logic subsystem stops simulation if the actuator beating does not occur with sequence $4 \rightarrow 3 \rightarrow 2 \rightarrow 1$ or if the simulation time (flow time) is equal to or greater than the maximum completion time of 10 s of the manoeuvre.

It is important to underline that the SIMULINK-implemented model concerns the control of displacements of the actuator-moved sections while disregarding the initial and final position of the intermediate sections between actuators. Because of that, for each SIMULINK simulation of the turnout movement a corresponding ANSYS simulation was carried out: the SIMULINK one aiming to simulate the control system behaviour in order to obtaining, depending on the reference chosen, the time trends of the thrusts exerted by the four actuators; the corresponding ANSYS simulation, carried out by assigning to the thrusts exerted by the actuators the values returned by SIMULINK simulation, in order to consider initial and final position of the intermediate sections between sections housing the actuators (on which basis it is possible to assess the quality of the executed manoeuvre in

delle sezioni intermedie a quelle di installazione degli attuatori.

3.4. Validazione del modello

Una volta implementato il deviatoio come un sistema ibrido, occorre effettuare la validazione del modello ottenuto, ovvero verificare se, applicando stessi andamenti temporali delle spinte esercitate dagli attuatori, il modello realizzato in SIMULINK sia in grado di riprodurre i medesimi risultati simulati dal modello ANSYS, che approssima gli spostamenti reali delle sezioni sede di attuatore nella movimentazione del telaio del deviatoio.

La fig. 4 mostra gli andamenti temporali degli errori di posizione, espressi come differenza tra gli spostamenti degli attuatori ottenuti in ANSYS e quelli simulati in SIMULINK, relativi ad un test/esperimento non utilizzato per l'identificazione. Dal grafico è possibile notare che i moduli degli errori sono trascurabili, perché inferiori al millimetro, fino ai 6 s di simulazione circa ed aumentano dai 6 s fino al termine della manovra poiché il contatto è strutturato in ANSYS mediante una rigidità.

Essendo stato ottenuto mediante identificazione senza specificare vincoli sulla struttura fine delle equazioni, le componenti dello stato del modello SIMULINK non hanno un'interpretazione immediata in termini di variabili "fisiche". Tuttavia il modello può essere sicuramente considerato come un buon modello, in quanto in grado di riprodurre fedelmente il legame ingresso-uscita del modello ANSYS.

4. Sintesi della legge di controllo

Nella fase di sintesi di una legge di controllo ci si concentra sul soddisfacimento delle prime due specifiche: evitare il movimento a zig-zag della trave dovuto all'attrito e garantire un'ottima qualità della manovra compiuta. Per perseguire i due obiettivi di controllo si definiscono opportunamente i riferimenti di posizione, ovvero le posizioni nel tempo desiderate delle sezioni sede di attuatore, come delle rampe che presentano: valore iniziale pari a 0, corrispondente alla posizione iniziale in metri della sezione sede di attuatore, pendenza pari alla velocità con cui si sposta la sezione e valore finale pari alla posizione di fine corsa dell'attuatore. Si contempla il caso di battuta sequenziale o contemporanea degli attuatori.

Si decide di implementare tre di-

terms of tongue approach to the relevant stock rail). In the light of that, a SIMULINK model could be designed in future taking even into account the positions of the intermediate sections between sections housing the actuators.

3.4. Validation of the model

Once the turnout is implemented as a hybrid system, the validation of the model obtained must be performed, or rather one must check, if applying the same temporal trends of thrusts exerted by the actuators, the model made in SIMULINK is able to reproduce the same results simulated by the ANSYS model that approximates the actual displacements of the sections housing actuators in the movement of the switching device.

Fig. 4 shows the temporal trends of position errors, expressed as the difference between the movements of the actuators obtained in ANSYS and those simulated in SIMULINK, relating to a test/experiment not used for identification. From the graph we can see that the error modules are negligible, because they are less than a millimetre, up to approximately 6s of simulation and increase by 6s until the end of the manoeuvre since the contact is modelled in ANSYS through a stiffness.

Since it is obtained through identification without specifying the constraints on the fine structure of the equations,

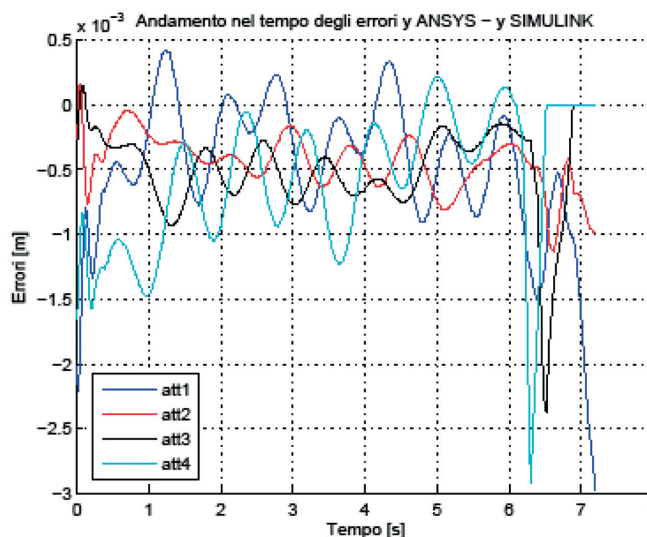


Fig. 4 - Andamento nel tempo degli errori di posizione, espressi come differenza tra gli spostamenti degli attuatori ottenuti in ANSYS e quelli simulati in SIMULINK, relativi ad un TEST non utilizzato per l'identificazione.

Fig. 4 - Trend in time of the position errors expressed as difference between the displacements of the actuators in ANSYS and those simulated in SIMULINK, relating to a TEST not used for identification.

verse strategie di controllo: la prima strategia prevede l'utilizzo di un controllore decentralizzato con regolatori di tipo PID sulla diagonale e consiste in una tecnica di controllo semplice che serve a giustificare l'impiego di tecniche di controllo più complicate; la seconda e la terza strategia di controllo comportano l'utilizzo di un controllore ibrido e sono tecniche di controllo più sofisticate.

4.1. Prima strategia di controllo

La prima strategia di controllo prevede l'utilizzo di un controllore decentralizzato con regolatori di tipo PID sulla diagonale e consiste in una tecnica di controllo semplice che serve a giustificare l'impiego di tecniche di controllo più complicate e sofisticate. Il sistema di controllo, mostrato in fig. 5, è ottenuto retroazionando con feedback positivo dall'uscita il sistema ibrido deviatore con un controllore decentralizzato che prende in ingresso l'errore di controllo, espresso come differenza tra l'uscita misurata (le posizioni nel tempo delle sezioni sede di attuatore) ed il riferimento (gli spostamenti desiderati), e determina il controllo, le spinte esercitate dai quattro attuatori.

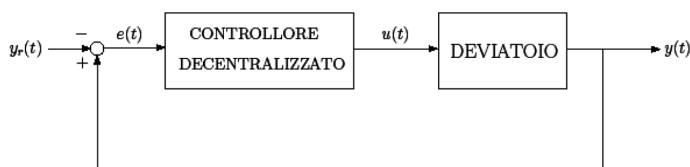


Fig. 5 – Prima strategia: sistema di controllo implementato.

Fig. 5 – First strategy: implemented control system

Il controllore decentralizzato presenta funzione di trasferimento diagonale

$$C(s) = \begin{bmatrix} c_1(s) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_2(s) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_3(s) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_4(s) \end{bmatrix} \quad (3)$$

con l'i-esimo elemento sulla diagonale un regolatore di tipo PID costituito dalla cascata di un PID ideale e due poli lontani

$$c_i(s) = \frac{KDS^2 + KPS + K_I}{s} \cdot \frac{p_1}{(s+p_1)} \cdot \frac{p_2}{(s+p_2)} \quad (4)$$

Data la natura del problema, sembra logico definire gli accoppiamenti ingresso-uscita sulla base della relazione $u_i(s) = c_i(s)e_i(s)$, con $e_i(s) = y_i(s) - y_{ri}(s)$, in modo tale da garantire che l'i-esima componente del vettore di uscita controllata influenzi l'i-esima componente del controllo $u(t)$, e quindi in modo tale che l'informazione relativa alla posizione nel tempo di una sezione sede di attuatore agisca direttamente sulla definizione del valore della spinta dell'attuatore corrispondente.

the components of the SIMULINK model state do not have an immediate interpretation in terms of "physical" variables. However, the model can surely be considered as a good model, since it can faithfully reproduce the input-output relationship of the ANSYS model.

4. Synthesis of the control law

During the synthesis stage of a control law we focus on satisfying the first two specifications: avoid the zigzag movement of the girder due to friction and guarantee optimum quality of the manoeuvre performed. The position references are defined to pursue the two control objectives, i.e. the positions desired over time of the sections housing the actuator, as ramps that have: an initial value of 0 that corresponds to the initial position in metres of the section housing the actuator, gradient equal to the speed at which the section moves and the final value equal to the travel-end position of the actuator.

The case of sequential or simultaneous beating of the actuators is contemplated.

It is decided to implement three different control strategies: the first strategy involves the use of a decentralised controller with PID type regulators on the diagonal and consists of a simple control technique that serves to justify the use of more complicated and sophisticated control techniques.

4.1. First control strategy

The first control strategy involves the use of a decentralised controller with PID type regulators on the diagonal and consists of a simple control technique that serves to justify the use of more complicated and sophisticated control techniques. The control system, shown in fig. 5, is obtained by a positive feedback, from the output, of the turnout hybrid system with a decentralised controller that takes as input the control error $e(t)$, expressed as the difference between the measured output $y(t)$ (positions over time of the sections housing the actuator) and the reference $y_r(t)$ (the desired displacements), and determines the control $u(t)$ the thrusts exerted by the four actuators.

The decentralised controller has a diagonal transfer function

$$C(s) = \begin{bmatrix} c_1(s) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_2(s) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_3(s) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_4(s) \end{bmatrix} \quad (3)$$

being the i-th element on the diagonal a PID type regulator consisting of the cascade of an ideal PID and two distant poles

L'implementazione del controllore decentralizzato si effettua elemento per elemento tenendo conto degli accoppiamenti: l' i -esimo elemento sulla diagonale di $C(s)$ è ottenuto dalla sintesi di un regolatore PID in retroazione dall'uscita per un sistema SISO (Single Input Single Output) che presenta funzione di trasferimento pari all'elemento di posto (i,i) della funzione di trasferimento MIMO (Multiple Input Multiple Output) di ognuno dei quattro sistemi identificati. In particolare, per l'elemento $c_4(s)$ si considera un sistema SISO con funzione di trasferimento (f.d.t.) pari all'elemento di posto $(4,4)$ della f.d.t. del sistema 1; per l'elemento $c_3(s)$ si considera un sistema SISO con f.d.t. che può assumere due valori, quello dell'elemento di posto $(3,3)$ della f.d.t. del sistema 1 e quello dell'elemento di posto $(3,3)$ della f.d.t. del sistema 2; e così via per $c_2(s)$ e $c_1(s)$, per i quali la sintesi del PID viene realizzata tenendo presenti, rispettivamente, tre e quattro possibili valori della f.d.t. del sistema SISO.

La scelta di utilizzare delle rampe per i riferimenti di posizione delle sezioni sede di attuatore e la definizione dell' i -esimo elemento del controllore decentralizzato come un regolatore di tipo PID, comportano, per questa strategia di controllo, errore a regime diverso da zero. Inoltre, è interessante notare come il controllo $u(t)$ consiste in una funzione continua nel tempo e che la funzione di trasferimento $C(s)$ del controllore non cambia alla battuta di un attuatore (alla commutazione da un sistema ad un altro), quando, al contrario, cambia la dinamica del sistema ibrido.

4.2. Seconda strategia di controllo

La seconda strategia di controllo consiste in una tecnica di controllo più complicata e sofisticata rispetto alla prima e prevede l'utilizzo di un controllore ibrido, ovvero di un controllore la cui dinamica cambia ogni volta che un attuatore arriva a battuta. Quindi, realizzare il controllore ibrido K significa dover risolvere quattro diversi problemi di controllo, ovvero dover implementare un controllore a tempo continuo K_i per ogni sistema P_i con $i = 1, 2, 3, 4$ che descrive la dinamica a tempo continuo del sistema ibrido deviatore, e definire il comportamento del controllore alla commutazione da un sistema ad un altro.

I quattro problemi di controllo, seppur relativi a quattro diversi sistemi P_i , sono simili tra loro per la classe dei riferimenti considerati, le specifiche che devono essere soddisfatte e la struttura del sistema di controllo che si decide di implementare. In particolare, l' i -esimo problema di controllo (con $i = 1, 2, 3, 4$) richiede di effettuare la sintesi di un controllore a tempo continuo K_i tale che il sistema di controllo $\Sigma_i = [P_i + K_i]$ sia ben connesso, asintoticamente stabile, astatico rispetto alla classe dei riferimenti considerati (ovvero in grado di garantire che l'errore $e(t)$ tenda a zero per $t \rightarrow \infty$ per riferimenti a rampa), e soddisfi tali specifiche in modo robusto rispetto a variazioni parametriche indipendenti.

L' i -esimo problema può essere risolto con l'implementazione di un sistema di controllo tipo quello mostrato in

$$c_i(s) = \frac{KDs^2 + KPs + K_1}{s} \cdot \frac{p_1}{(s+p_1)} \cdot \frac{p_2}{(s+p_2)} \quad (4)$$

Given the nature of the problem, it seems logical to define the input-output pairs on the basis of the relation $u_i(s) = c_i(s)e_i(s)$, with $e_i(s) = y_i(s) - y_{ri}(s)$, in such a way as to ensure that the i -th control component of the controlled output vector affects the i -th component of the control $u(t)$ and therefore in such a way that information relevant to the position in time of a section housing the actuator acts directly on the definition of the value of the corresponding actuator thrust.

The implementation of the decentralised controller is performed element by element taking the pairs into account: the i -th element on the diagonal of $C(s)$ is obtained by synthesis of a PID regulator in feedback from the output for a SISO system (Single Input, Single Output) that presents a transfer function equal to the element (i,i) of the MIMO transfer function (Multiple Input Multiple Output) of each of the four identified systems. In particular, for the element $c_4(s)$ we consider a SISO system with transfer function equal to the element $(4,4)$ of the transfer function of system 1; for the element $c_3(s)$ we consider a SISO system with Transfer Function that can take on two values, that of the element $(3,3)$ of the transfer function of system 1 and that of the element $(3,3)$ of the transfer function of system 2; and so on for $c_2(s)$ and $c_1(s)$ for which the PID synthesis is created taking into account, respectively, three and four possible values of the transfer function of the SISO system.

The choice of using ramps for the position references of the sections housing the actuator and the definition of the i -th element of the decentralised controller as a PID type regulator, involve, for this control strategy, a steady state error different to zero. In addition, it is interesting to note how the control $u(t)$ consists of a continuous function over time and that the controller transfer function $C(s)$ does not change at the beating of an actuator (switching from one system to another), when, on the contrary, the dynamics of the hybrid system changes.

4.2. Second control strategy

The second control strategy consists of a more complex and sophisticated control technique than the first and involves the use of a hybrid controller - a controller whose dynamic changes whenever an actuator reaches the beat. Therefore, creating the hybrid controller K means having to solve four different control problems, that is having to implement a continuous-time controller for K_i every system P_i with $i = 1, 2, 3, 4$ that describes the continuous-time dynamics of the turnout hybrid system, and define the behaviour of the controller when switching from one system to another.

The four control problems, albeit relating to four different systems P_i , are similar to each other for the references class considered, the specifications that must be met and

fig. 6. Il sistema di controllo Σ così realizzato è ben connesso, e quindi soddisfa la prima specifica del problema di controllo, nei parametri nominali e nei parametri perturbati (quando cioè i sistemi identificati non sono perfettamente noti). La buona connessione, seppur garantita dalla struttura del sistema di controllo, è banalmente soddisfatta per ogni problema poiché tutti i sistemi che descrivono la dinamica del telaio del deviatoio, identificati in fase di modellazione, presentano matrici D nulle. La proprietà di astatismo del sistema di controllo rispetto alla classe dei riferimenti a rampa considerata, è garantita dalla definizione opportuna del modello interno KM_1 . La stabilità del sistema di controllo Σ si ottiene con una opportuna scelta di due matrici costanti F_1 e F_2 ; per effettuare tale scelta, è utile ripensare il sistema di controllo di fig. 6, nel caso di retroazione dallo stato $x(t)$, come lo schema a blocchi mostrato in fig. 7. Tale schema è equivalente a quello definito precedentemente, ma permette di notare come il sistema di controllo Σ possa essere ottenuto retroazionando dallo stato $[x(t), \zeta_1(t)]^T$ ($\zeta_1(t)$ stato del modello interno), con una matrice complessiva $F = [F_2 \ F_1]$, la cascata costituita dal sistema P e da $-KM_1$.

La sintesi dei due guadagni F_1 e F_2 viene effettuata mediante l'utilizzo della tecnica LQR (Linear Quadratic Regulator); nel caso si sostituisca al posto dello stato $x(t)$ la sua stima $\hat{x}_0(t)$ ottenuta mediante un osservatore, tale tecnica può essere impiegata anche per la determinazione del guadagno K_0 dell'osservatore. Infine, la specifica di robustezza risulta banalmente soddisfatta per continuità.

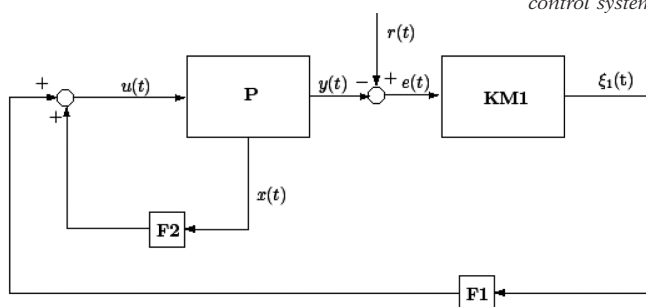


Fig. 7 – Seconda strategia: sistema di controllo $\Sigma = [P + K]$ considerato come un sistema ottenuto retroazionando dallo stato $[x(t), \zeta_1(t)]^T$ la cascata del sistema da controllare P e del modello interno $-KM_1$ con una matrice complessiva $F = [F_2 \ F_1]$.

Fig. 7 – Second strategy: control system $\Sigma = [P + K]$ considering it as a system obtained through feedback of the system cascade to be controlled P and of the internal model $-KM_1$ with an overall matrix $F = [F_2 \ F_1]$ from the status $[x(t), \zeta_1(t)]^T$.

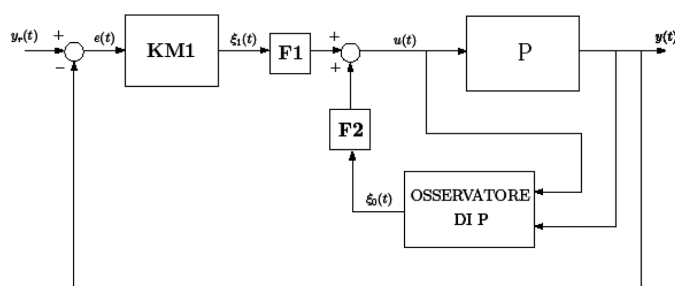


Fig. 6 – Seconda strategia: schema vdi controllo $\Sigma = [P + K]$ che permette di risolvere l'i-esimo problema.

Fig. 6 – Second strategy: control diagram $\Sigma = [P + K]$ that allows solving the i -th problem.

the structure of the control system that one decides to implement. In particular, the i -th control problem (with $i = 1, 2, 3, 4$) requires carrying out the synthesis of a continuous-time controller K_i such that the control system $\Sigma_i = [P_i + K_i]$ is properly connected, asymptotically stable, astatic with respect to the references class considered (i.e. capable of guaranteeing that the error $e(t)$ tends to zero for $t \rightarrow \infty$ for ramp references), and that it satisfies those requirements in a robust way with respect to independent parametric variations.

Implementing a control system like the one shown in fig. 6 can solve the i -th problem. The control system Σ created this way is well connected, and therefore meets the first specification of the control issue, in the nominal parameters and the disturbed parameters (that is when the systems identified are not perfectly known). The good connection, though guaranteed by the control system structure, is commonly satisfied for any problem since all systems describing the dynamics of the switching device, identified during modelling, have void matrices D . The astatic property of the control system compared to the ramp references class considered, is ensured by an appropriate definition of the internal model KM_1 .

The stability of the control system Σ is achieved with a suitable choice of two constant matrices F_1 and F_2 ; to make such a choice, it is useful to rethink the control system of fig. 6, in the case of feedback from the state $x(t)$, as the block diagram shown in fig. 7. This scheme is equivalent to the one defined above, but allows to see how the control system Σ can be obtained feedbacking from the state $[x(t), \zeta_1(t)]^T$ ($\zeta_1(t)$ internal model state), with an overall matrix $F = [F_2 \ F_1]$, the cascade consisting of the system P and of $-KM_1$.

The synthesis of two gains F_1 and F_2 is done using the LQR technique (Linear Quadratic Regulator); should

4.3. Terza strategia di controllo

Come la seconda, anche la terza strategia di controllo consiste in una tecnica di controllo più complicata rispetto alla prima e prevede l'utilizzo di un controllore ibrido, ovvero di un controllore la cui dinamica cambia ogni volta che un attuatore arriva a battuta. Pertanto, realizzare il controllore ibrido K significa dover risolvere quattro problemi di controllo, relativi ai quattro diversi sistemi che descrivono la dinamica a tempo continuo del deviatore sotto l'ipotesi di battuta sequenziale degli attuatori, e determinare il comportamento del controllore alla commutazione da un sistema ad un altro.

I quattro problemi di controllo sono risolti definendo nello stesso modo la legge di controllo. Assumendo che siano disponibili le misure di ciascuna delle componenti del vettore di uscita controllata $y(t)$, si considera l'i-esimo sistema da controllare P descritto dalle equazioni:

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) \\ y(t) = Cx(t) + Du(t) \end{cases} \quad (5)$$

con $x(t) \in R^n$ il vettore di stato, $u(t) \in R^p$ le spinte esercitate dagli attuatori, $y(t) \in R^q$ le posizioni nel tempo delle sezioni sede di attuatore e $p = q$. Si introduce una matrice $T \in R^{n \times n}$ quadrata e non-singolare definita nel modo seguente

$$T = \begin{bmatrix} C \\ C_b \end{bmatrix} \quad (6)$$

con C_b un complemento a base e si effettua un cambiamento di coordinate che permette di esprimere l'i-esimo sistema da controllare nelle nuove coordinate come

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}}(t) = \hat{A}\hat{x}(t) + \hat{B}u(t) \\ y(t) = \hat{C}\hat{x}(t) + \hat{D}u(t) \end{cases} \quad (7)$$

con $\hat{A} = TAT^{-1} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix}$, $\hat{B} = TB = \begin{bmatrix} B_0 \\ B_1 \end{bmatrix}$, $\hat{C} = CT^{-1} = \begin{bmatrix} I_{q \times q} & 0 \end{bmatrix}$,

$$\hat{D} = 0, \hat{x}(t) = Tx(t) \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{bmatrix}$$

e $B_0 \in R^{q \times q}$ invertibile. Definito come $e(t) = y_r(t) - y(t)$ l'errore di controllo tra il riferimento $y_r(t)$ e l'uscita $y(t)$ dato il sistema nelle nuove coordinate, per risolvere il problema è possibile progettare la seguente legge di controllo in retroazione dallo stato:

$$\begin{aligned} v(t) &= \dot{y}_r(t) + Ke(t) \\ u(t) &= B_0^{-1}(-\hat{A}\hat{x}(t) + v(t)) \end{aligned} \quad (8)$$

con $\hat{A} = [A_{11} \mid A_{12}]$, $\dot{y}_r(t) \in R^q$ la derivata rispetto al tempo del riferimento di posizione e $K \in R^{q \times p}$ un termine stabilizzante. Nell'equazione (8) che definisce la legge di controllo $u(t)$ è possibile sostituire al posto dello stato $\hat{x}(t)$ nelle nuove coordinate la sua stima $\hat{\hat{x}}(t)$ ottenuta mediante un osservatore.

its estimate $\hat{\hat{x}}_0(t)$ obtained by an observer replace the state $x(t)$, this technique can also be used for the determination of the gain K_0 of the observer. Finally, the robustness specification is commonly satisfied for continuity.

4.3. Third control strategy

Like the second, the third control strategy consists of a more complex control technique than the first and involves the use of a hybrid controller — a controller whose dynamics changes whenever an actuator reaches the beat. Therefore, creating the hybrid controller K means having to solve four control problems, relating to four different systems that describe the turnout continuous-time dynamics under the assumption of sequential beating of the actuators and determine the behaviour of the controller upon switching from one system to another.

Defining the control law in the same way solves the four control problems. Assuming that effective measures for each of the components of the controlled output vector $y(t)$ are available, the i -th system to control P is considered described by the equations:

$$\begin{cases} \dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) \\ y(t) = Cx(t) + Du(t) \end{cases} \quad (5)$$

with $x(t) \in R^n$ the state vector, $u(t) \in R^p$ the thrusts exerted by the actuators, $y(t) \in R^q$ the positions over time of the sections housing the actuator and $p = q$. A square and non-singular matrix $T \in R^{n \times n}$ is introduced defined as follows

$$T = \begin{bmatrix} C \\ C_b \end{bmatrix} \quad (6)$$

with C_b a base complement and a change of coordinates is made allowing to express the i -th system to be tested in the new coordinates as

$$\begin{cases} \dot{\hat{x}}(t) = \hat{A}\hat{x}(t) + \hat{B}u(t) \\ y(t) = \hat{C}\hat{x}(t) + \hat{D}u(t) \end{cases} \quad (7)$$

with $\hat{A} = TAT^{-1} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix}$, $\hat{B} = TB = \begin{bmatrix} B_0 \\ B_1 \end{bmatrix}$, $\hat{C} = CT^{-1} = \begin{bmatrix} I_{q \times q} & 0 \end{bmatrix}$,

$$\hat{D} = 0, \hat{x}(t) = Tx(t) \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{bmatrix}$$

and $B_0 \in R^{q \times q}$ invertible.

Defined as $e(t) = y_r(t) - y(t)$ the control error between the reference $y_r(t)$ and the $y(t)$ output and given the system in the new coordinates, to solve this problem, the following state-feedback control law can be designed:

$$\begin{aligned} v(t) &= \dot{y}_r(t) + Ke(t) \\ u(t) &= B_0^{-1}(-\hat{A}\hat{x}(t) + v(t)) \end{aligned} \quad (8)$$

with $\hat{A} = [A_{11} \mid A_{12}]$, $\dot{y}_r(t) \in R^q$ the derivative with respect to time of position reference and $K \in R^{q \times p}$ a stabilising term. In the equation (8) that defines the control law $u(t)$ one

La fig. 8 mostra lo schema di controllo ottenuto applicando la terza strategia di controllo in retroazione dalla stima dello stato. Il blocco *Deviatore* consiste nel sistema ibrido deviatore; tale blocco prende in ingresso il controllo $u(t)$, le spinte esercitate dai quattro attuatori, e presenta in uscita $y(t)$, le posizioni nel tempo delle sezioni sede di attuatore. Il blocco *Osservatore ibrido* prende in ingresso il controllo $u(t)$ e l'uscita $y(t)$ e determina la stima $\hat{\xi}(t)$ dello stato nelle nuove coordinate. Infine, il blocco *Controllore ibrido* prende in ingresso l'errore di controllo $e(t)$, la derivata rispetto al tempo del riferimento e la stima dello stato nelle nuove coordinate e determina il controllo $u(t)$, le spinte esercitate dai quattro attuatori. *Osservatore* ed il *Controllore* sono attivati dallo stesso segnale di reset del sistema ibrido deviatore, pertanto effettuano la commutazione esattamente all'istante di battuta di un attuatore.

5. Risultati e simulazioni

Definite la modellazione in SIMULINK del sistema ibrido deviatore e la sintesi di tre diverse strategie di controllo che permettono di soddisfare le specifiche del problema, si effettuano varie simulazioni, in ANSYS e in SIMULINK, al fine di valutare i risultati ottenuti.

5.1. Simulazioni relative al controllo nominale

Con il termine controllo nominale $u_{ni}(t)$ del deviatore per il riferimento $y_{ri}(t)$ si indica il desiderato andamento temporale delle spinte esercitate dagli attuatori per il riferimento $y_{ri}(t)$, ottenuto invertendo il sistema deviatore. Il controllo nominale $u_{ni}(t)$ così definito permette di risolvere in catena aperta il problema di inseguimento del riferimento $y_{ri}(t)$ nel caso ideale; infatti, nella realtà, a causa dell'inevitabile presenza dei disturbi, delle incertezze sull'impianto e degli errori di misura dei sensori, è impensabile risolvere il problema di controllo solo in catena aperta, senza l'introduzione di una retroazione. Pur non consentendo di risolvere il problema di controllo nel caso reale, è importante determinarlo per diversi motivi:

- permette di scegliere i riferimenti di posizione $y_{ri}(t)$ ammissibili per la manovra del deviatore, in quanto si considerano solo riferimenti che non comportano valori delle spinte esercitate dagli attuatori negativi (quindi si esclude il caso in cui un attuatore possa frenare la corsa della sezione che lo ospita) e/o maggiori del limite massimo di saturazione di 5875 N (corrispondente, con offset barico non eliminato, ad una pressione massima di 60 bar);
- per valutare come si modificano gli andamenti tempo-

can replace the state $\hat{x}(t)$ in the new coordinates with its estimate $\hat{\xi}(t)$ obtained by an observer.

Fig. 8 shows the control diagram obtained by applying the third feedback control strategy from the state estimate. The Turnout block is a turnout hybrid system; such block takes as inputs the control $u(t)$ and the thrusts exercised by all four actuators and returns as outputs $y(t)$ the positions in time of the sections housing the actuator. The Hybrid observer block takes as inputs the control $u(t)$ and the output $y(t)$ and determines the state estimate $\hat{\xi}(t)$ in the new coordinates. Finally, the Hybrid controller block takes as inputs the control error $e(t)$, the derivative with respect to time of the reference and the state estimate in the new coordinates and determines the control $u(t)$, the thrusts exerted by the four actuators. The Observer and the Controller are enabled by the same reset signal of the turnout hybrid system, therefore making switching exactly in the instant of actuator beating.

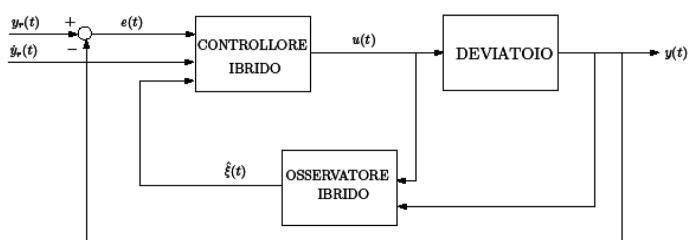


Fig. 8 – Terza strategia: sistema di controllo ottenuto applicando la terza strategia di controllo in retroazione dalla stima dello stato.

Fig. 8 – Third strategy: control system obtained applying the third control strategy in feedback from the status estimate.

5. Results and simulations

Having defined the modelling in SIMULINK of the turnout hybrid system and the synthesis of three different control strategies that allow meeting the specifications of the problem, various simulations are carried out, in ANSYS and in SIMULINK, to assess the results obtained.

5.1. Nominal control related simulations

The term nominal control $u_{ni}(t)$ of the turnout for the reference $y_{ri}(t)$ indicates the desired temporal trend of the thrusts exerted by the actuators for the reference $y_{ri}(t)$, obtained by inverting the turnout system. The nominal control $u_{ni}(t)$ defined allows to solve in open chain the reference tracking problem $y_{ri}(t)$ in the ideal case; in fact, because of the inevitable presence of disturbances, uncertainties on the system and of measurement errors of the sensors, it is unthinkable to solve the control problem only in open chain, without introducing a feedback. While not allowing to solve the control problem in the real case, it is important to determine it for several reasons:

rali delle spinte esercitate dagli attuatori al variare dei riferimenti scelti, sia nel caso di battuta sequenziale che contemporanea degli attuatori;

- permette di effettuare un'ulteriore verifica della validità del modello del deviatore implementato in SIMULINK, osservando l'andamento nel tempo della differenza tra il riferimento di posizione in ANSYS $y_{ri}^A(t)$ (ottenuto simulando il modello ANSYS con in ingresso i valori delle spinte definite dal controllo nominale $u_{ni}(t)$) ed il corrispondente riferimento di posizione $y_{ri}(t)$ implementato in SIMULINK.

La fig. 9 mostra gli andamenti temporali del controllo nominale del deviatore per due riferimenti di posizione per una manovra con battuta sequenziale degli attuatori. Per entrambi i riferimenti è possibile osservare che il controllo nominale presenta un andamento molto oscillatorio fino a 1.5 s circa di simulazione; ciò è dovuto al fatto che il sistema 1, attivo nell'intervallo $[0, t_d]$, presenta molti zeri complessi coniugati che diventano poli del sistema inverso. Inoltre, in tutte e due i casi, la spinta esercitata da un attuatore che ha terminato la propria corsa è nulla in quanto non risulta più essere efficace ai fini della movimentazione, ma serve solo a mantenere la sezione nella sua configurazione finale. Per la scelta dei riferimenti ammissibili si trascura il transitorio iniziale e si os-

- it allows selecting permissible position references $y_{ri}(t)$ for the manoeuvre of the turnout, since only references that do not involve values of thrusts exerted by negative actuators are considered (therefore excluding the case where an actuator can slow the travel of the section housing it) and/or greater than the upper limit of saturation of 5875 N (corresponding, with undeleted baric offset, to a maximum pressure of 60 bar);
- to evaluate how to modify the temporal trends of thrusts exerted by the actuators as chosen references vary, both in the case of sequential and simultaneous beating of the actuators;
- it provides further verification of the validity of the turnout model implemented in SIMULINK, observing the trends of the difference between the position reference over time in ANSYS $y_{ri}^A(t)$ (obtained by simulating the ANSYS model with the input values of the thrusts defined by the nominal control $u_{ni}(t)$) and the corresponding position reference $y_{ri}(t)$ implemented in SIMULINK.

Fig. 9 shows the temporal trends of nominal control of the turnout for two position references for a manoeuvre with sequential beating of the actuators. For both references, one can see that the nominal control has a very os-

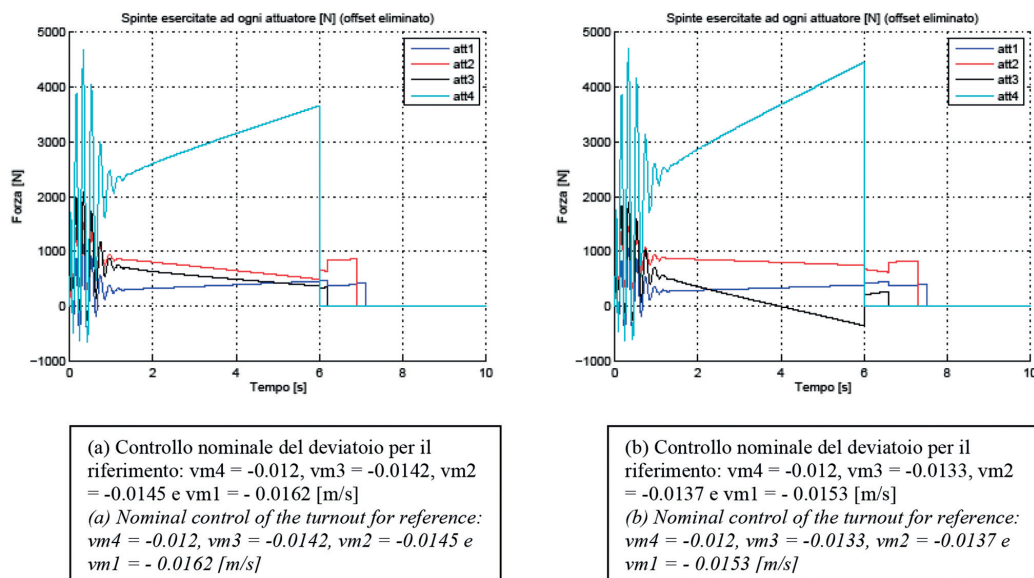


Fig. 9 – Andamenti temporali del controllo nominale del deviatore per due riferimenti di posizione per una manovra con battuta sequenziale degli attuatori (v_{mi} = velocità dell'attuatore i -esimo).

Fig. 9 – Temporal trends of turnout nominal control for two position references for a manoeuvre with sequential stop of the actuators (v_{mi} = speed of the i -th actuator).

servano i valori assunti dalle spinte a partire dai 3 s di simulazione: il riferimento relativo al grafico a sinistra di fig. 9 è ammissibile perché comporta valori delle spinte entro i limiti di saturazione per tutta la durata della manovra; al contrario, il riferimento relativo al grafico a destra di fig. 9 non è ammissibile perché comporta valori negativi della spinta esercitata dall'attuatore 3.

5.2. Simulazioni della manovra del deviatore

Al fine di valutare i risultati ottenuti con i tre sistemi di controllo implementati, si effettuano varie simulazioni della manovra del deviatore.

La fig. 10 mostra i grafici di interesse relativi alla simulazione della manovra del deviatore compiuta adottando la terza strategia di controllo, nei parametri nominali (supponendo cioè che gli elementi delle matrici (A_q, B_q, C_q, D_q) che compaiono nell'equazione (1) siano perfettamente noti) per una manovra con battuta sequenziale degli attuatori relativa alla scelta del riferimento $y_{r,i}(t)$. Il grafico in alto a sinistra mostra il confronto tra il riferimento $y_{r,i}(t)$ (linea tratteggiata) e l'uscita $y(t)$ (linea continua) simulata dal modello SIMULINK; dal grafico è possibile notare come la terza strategia comporti una completa sovrapposizione dei due segnali per l'intera durata della manovra e, quindi, un perfetto inseguimento del riferimento nei parametri nominali. Ciò viene confermato osservando l'andamento temporale dell'errore di controllo $e(t) = y_{r,i}(t) - y(t)$ (grafico in basso a sinistra) che può essere considerato trascurabile rispetto alla scala di un millimetro scelta data la geometria del problema. Il grafico in alto a destra mostra il confronto tra l'andamento temporale del controllo nominale $u_{n,i}(t)$ del deviatore per il riferimento $y_{r,i}(t)$ e l'andamento temporale del controllo $u(t)$, le spinte in Newton esercitate dagli attuatori, ottenuto dalla simulazione; si nota che i valori assunti dalle spinte sono compresi entro i limiti di saturazione per l'intera durata della manovra. Infine, il grafico in basso a destra mostra l'andamento della variabile tempo j , ovvero il numero dei salti effettuati dal sistema ibrido deviatore e pari al valore della variabile $q(t)$ sotto le ipotesi di battuta sequenziale degli attuatori con sequenza $4 \rightarrow 3 \rightarrow 2 \rightarrow 1$: $q(t) = 1$ nell'intervallo $[0, t_4]$, quando è attivo il sistema 1, $q(t) = 2$ nell'intervallo $]t_4, t_3]$ quando è attivo il sistema 2, e così via fino a $q(t) = 5$ al completamento della manovra dopo la battuta del primo attuatore.

Per completezza, in fig. 11 si riportano per i tre sistemi di controllo implementati i grafici di interesse relativi alla simulazione della manovra del deviatore nei parametri nominali per una manovra con battuta contemporanea degli attuatori e relativa ad un riferimento ammissibile $y_{r,2}(t)$ ($vm4 = -0.016$, $vm3 = -0.0196$, $vm2 = -0.0222$ e $vm1 = -0.0256$ con vmi la velocità dell' i -esimo attuatore in $[m/s]$). In tutte e tre le simulazioni $q(t) = 1$ per tutta la durata della manovra perché, nel caso di battuta contemporanea degli attuatori, l'unico sistema attivo è il sistema 1. I grafici a sinistra mostrano l'andamento tempo-

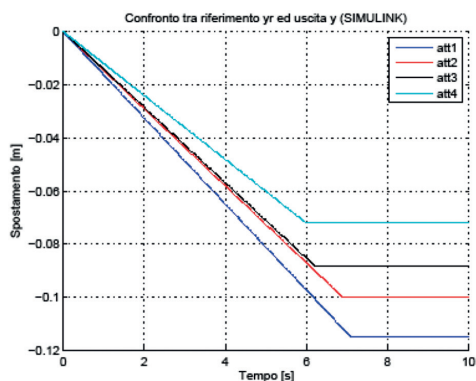
cillating trend until about 1.5 s of simulation; this is due to the fact that system 1, active in the interval $[0, t_4]$, has many conjugated complex zeros that become poles of the inverse system. In addition, in both cases, the thrust exerted by an actuator that has finished its travel is zero as it is no longer effective for the purposes of movement, but only serves to keep the section in its final configuration. To select permissible references one neglects the initial transient and observes the values given by thrusts starting from 3 s of simulation: the reference relating to the chart on the left of fig. 9 is permissible because it involves values of thrusts within the saturation limits for the entire duration of the manoeuvre; in contrast, the reference relating to the chart on the right of fig. 9 is not permissible because it involves negative values of the thrust exerted by actuator 3.

5.2. Simulations of the turnout manoeuvre

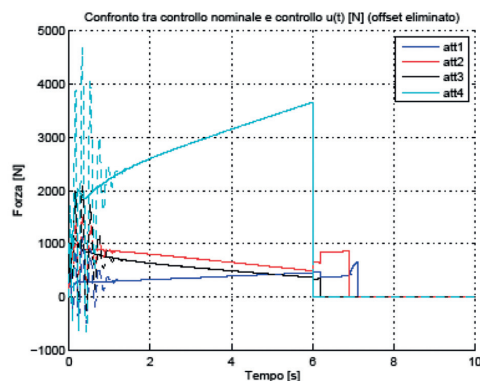
In order to evaluate the results obtained with the three control systems implemented, various simulations of the turnout manoeuvre are carried out.

Fig. 10 shows the graphs of interest related to the turnout manoeuvre simulation accomplished by adopting the third control strategy, in nominal parameters (assuming that the elements of the matrices (A_q, B_q, C_q, D_q) appearing in the equation (1) are perfectly known) for a manoeuvre with sequential beating of the actuators relating to the choice of reference $y_{r,i}(t)$. The graph in the upper left shows the comparison between the reference $y_{r,i}(t)$ (dotted line) and the output $y(t)$ (solid line) simulated by the SIMULINK model; we can see from the graph how the third strategy involves a complete overlap of the two signals for the whole duration of the manoeuvre and, therefore, a perfect reference tracking in nominal parameters. This is confirmed by observing the temporal trend of the control error $y(t)$ (figure at the bottom left) which can be considered to be negligible compared to the scale of a millimetre chosen given the geometry of the problem. The graph at the top right shows the comparison between the temporal trends of the turnout nominal control $u_{n,i}(t)$ for the reference $y_{r,i}(t)$ and the temporal trend of the control $u(t)$, the thrusts in Newton exerted by the actuators, obtained from the simulation; it can be observed that the values given by the thrusts are included within the limits of saturation for the entire duration of the manoeuvre. Finally, the graph at the bottom right shows the trend of the time variable j , which is the number of jumps performed by the turnout hybrid system and equal to the value of the variable $q(t)$ under the sequential beating assumptions of the actuators with sequence $4 \rightarrow 3 \rightarrow 2 \rightarrow 1$: $q(t) = 1$ in the interval $[0, t_4]$ when system 1 is active, $q(t) = 2$ in the interval $]t_4, t_3]$ when system 2 is active, and so on until $q(t) = 5$ at completion of the manoeuvre after the beating of the first actuator.

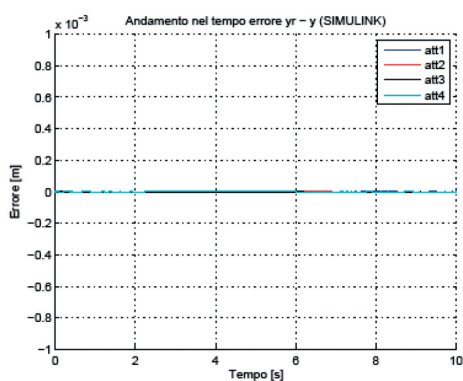
For the sake of completeness, fig. 11 lists the three control systems implemented, the graphs of interest related to the simulation of the turnout manoeuvre in nominal parameters for a manoeuvre with simultaneous beating of the



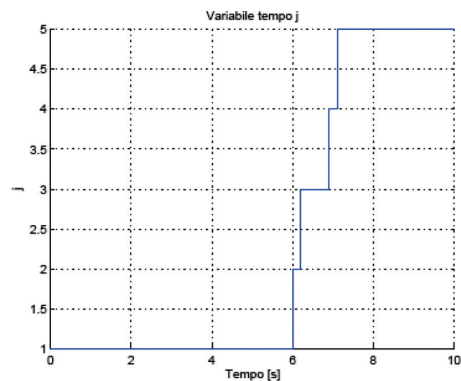
(a) Confronto tra il riferimento $y_{r1}(t)$ (linea tratteggiata) e l'uscita $y(t)$ ottenuta dalla simulazione SIMULINK (linea continua).
(a) Comparison between reference $y_{r1}(t)$ (dotted line) and output $y(t)$ obtained from SIMULINK simulation (solid line).



(b) Confronto tra il controllo nominale $u_{n1}(t)$ (linea tratteggiata) ed il controllo $u(t)$ ottenuto dalla simulazione SIMULINK (linea continua).
(b) Comparison between nominal control $u_{n1}(t)$ (dotted line) and $u(t)$ control obtained from SIMULINK simulation (solid line).



(c) Andamento nel tempo dell'errore di controllo $e(t) = y_{r1}(t) - y(t)$.
(c) Control error trend in time $e(t) = y_{r1}(t) - y(t)$.



(d) Variabile tempo j (pari al valore della variabile $q(t)$).
(d) Time variable j (equal to the variable value $q(t)$).

Fig. 10 – Terza strategia: grafici di interesse ottenuti dalla simulazione della manovra del deviatoio relativa al riferimento $y_{r1}(t)$ (battuta sequenziale).

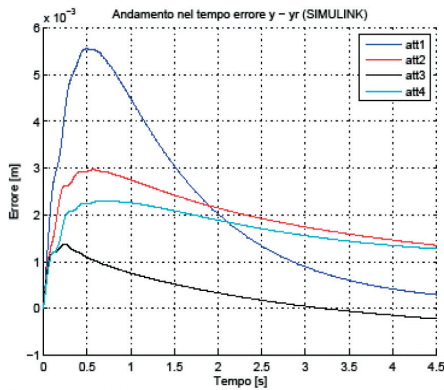
Fig. 10 – Third strategy: graphs of interest obtained from the simulation of the turnout manoeuvre related to the reference $y_{r1}(t)$ (sequential stop)

rale dell'errore di controllo ottenuto nei vari casi: il grafico (a) mostra come la prima strategia di controllo comporta un errore diverso da zero per tutta la durata della manovra; il grafico (c) mostra come la seconda strategia,

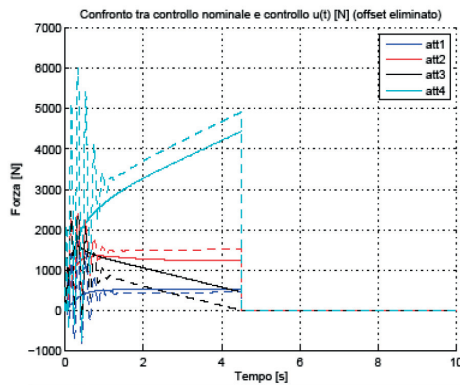
actuators and relating to a permissible reference $y_{r2}(t)$ ($vm4 = -0.016$, $vm3 = -0.0196$, $vm2 = -0.0222$ e $vm1 = -0.0256$ with vm_i the speed of the i -th actuator in [m/s]). In all three simulations $q(t) = 1$ for the entire duration of the

dopo un transitorio iniziale in cui l'errore risulta essere diverso da zero, presenta errore nullo e quindi un perfetto inseguimento del riferimento; infine, il grafico (e) mostra l'andamento temporale dell'errore di controllo ottenuto con la terza strategia, trascurabile rispetto alla scala di un millimetro considerata vista la geometria del pro-

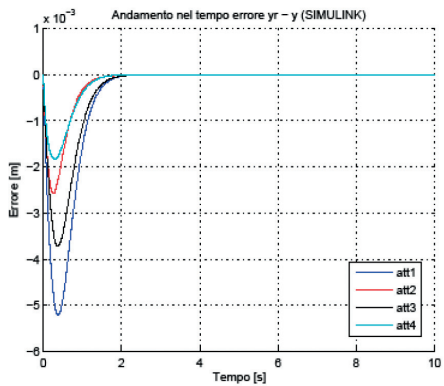
manoeuvre because, in the case of simultaneous beating of the actuators, the only active system is system 1. The charts on the left show the temporal trend of the control error obtained in the different cases: graph (a) shows how the first control strategy involves an error different to zero for the whole duration of the manoeuvre; graph (c) shows how the



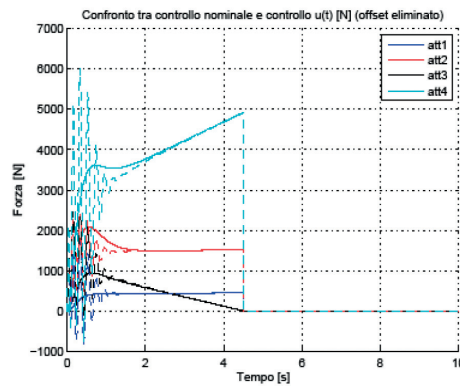
(a) Prima strategia: andamento nel tempo dell'errore di controllo $e(t) = y(t) - y_{r2}(t)$.
(a) First strategy: control error trend in time $e(t) = y(t) - y_{r2}(t)$.



(b) Prima strategia: confronto tra il controllo nominale $u_{n2}(t)$ (linea tratteggiata) ed il controllo $u(t)$ (linea continua).
(b) First strategy: comparison between nominal control $u_{n2}(t)$ (dotted line) and control $u(t)$ (solid line).

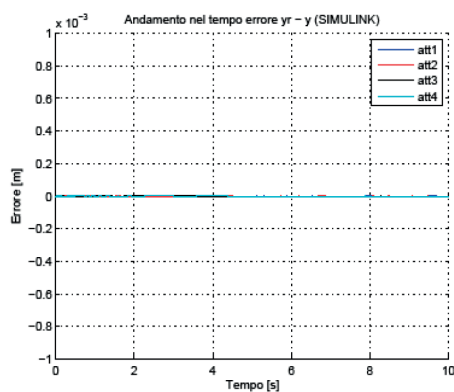


(c) Seconda strategia: andamento nel tempo dell'errore di controllo $e(t) = y_{r2}(t) - y(t)$.
(c) Second strategy: control error trend in time $e(t) = y_{r2}(t) - y(t)$.

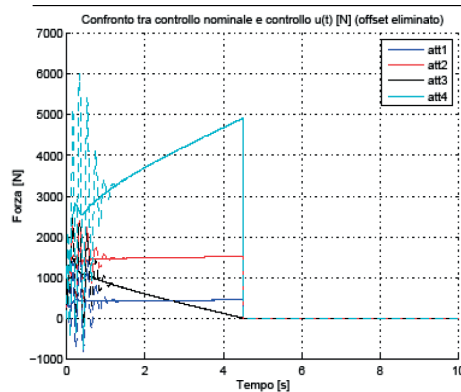


(d) Seconda strategia: confronto tra il controllo nominale $u_{n2}(t)$ (linea tratteggiata) ed il controllo $u(t)$ (linea continua).
(d) Second strategy: comparison between nominal control $u_{n2}(t)$ (dotted line) and control $u(t)$ (solid line).

(segue)



(e) Terza strategia: andamento nel tempo dell'errore di controllo $e(t) = y_{r2}(t) - y(t)$.
(e) Third strategy: control error trend in time $e(t) = y_{r2}(t) - y(t)$.



(f) Terza strategia: confronto tra il controllo nominale $u_{n2}(t)$ (linea tratteggiata) ed il controllo $u(t)$ (linea continua).
(f) Third strategy: comparison between nominal control $u_{n2}(t)$ (dotted line) and control $u(t)$ (solid line).

Fig. 11 – Grafici di interesse ottenuti dalla simulazione della manovra del deviatore relativa al riferimento $y_{r2}(t)$ (battuta contemporanea).
Fig. 11 – Graphs of interest obtained from the simulation of the turnout manoeuvre relating to reference $y_{r2}(t)$ (simultaneous stop)

blema. In tutti e tre i casi si hanno valori delle spinte esercitate dagli attuatori compresi entro i limiti di saturazione di $[0,5875]$ N.

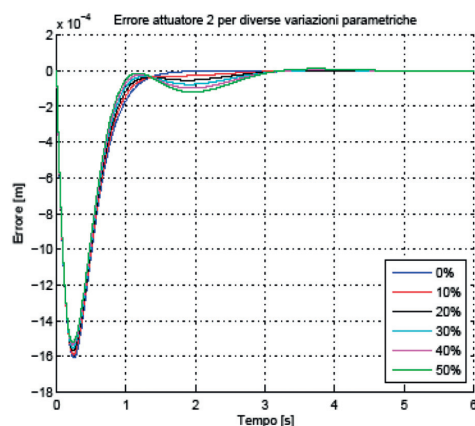
Infine, si riportano i risultati relativi alle simulazioni in SIMULINK della manovra del deviatore nei parametri perturbati per il riferimento $y_{r1}(t)$, considerando unicamente variazioni parametriche indipendenti delle matrici (A, B) del sistema 1. Le simulazioni nei parametri perturbati consentono di valutare la robustezza dei sistemi di controllo implementati, ovvero di verificare se i sistemi di controllo permettono di soddisfare le specifiche di progetto non solo quando le matrici (A, B) del sistema 1 sono perfettamente note (nei parametri nominali), ma anche in presenza di eventuali variazioni dei loro parametri. Si considerano variazioni parametriche indipendenti, cioè si suppone che l'incertezza con cui è noto ciascun elemento delle matrici sia indipendente da quelle di tutti gli altri elementi della matrice stessa. Le variazioni parametriche indipendenti permettono di descrivere l'incertezza relativa alla conoscenza delle matrici (A, B) del sistema 1 dovuta ad inevitabili errori computazionali ed imprecisioni compiute nel processo di identificazione e all'impossibilità di definire univocamente il valore del coefficiente di attrito (che ha effetto sulla movimentazione e, quindi, sulle posizioni che possono essere raggiunte dal telaio del deviatore).

La fig. 12 riporta alcuni dei grafici di interesse relativi alle simulazioni in SIMULINK della manovra del deviatore nei parametri perturbati, considerando diverse variazioni parametriche percentuali degli elementi delle matrici (A, B)

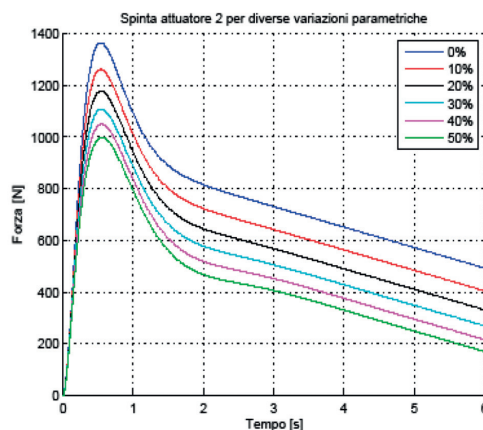
second strategy, after an initial transient where the error is non-zero, has zero error and therefore a perfect reference tracking; finally, graph (e) shows the temporal trend of the control error achieved with the third strategy, negligible compared to the scale of one millimetre considered, given the geometry of the problem. In all three cases there are values of thrusts exerted by the actuators included within the limits of saturation of $[0,5875]$ N.

Finally, the results of turnout manoeuvre simulations in SIMULINK are reported in disturbed parameters for the reference $y_{r1}(t)$, considering only independent parametric variations of system 1 matrices (A, B). Simulations in disturbed parameters make it possible to assess the robustness of the implemented control systems, i.e. to verify whether the control systems allow to satisfy the design specifications not only when system 1 matrices (A, B) are perfectly known (in nominal parameters), but even in the presence of any changes in their parameters. Independent parametric variations are considered, i.e. it is assumed that the uncertainty with which each element of the matrices is known is independent from those of all other elements of the matrix itself. Independent parametric variations allow describing the uncertainty concerning the knowledge of system 1 matrices (A, B) due to unavoidable computational errors and inaccuracies made in the identification process and inability to uniquely define the value of the friction coefficient (that affects movement and, therefore, the positions that can be reached by the switching device).

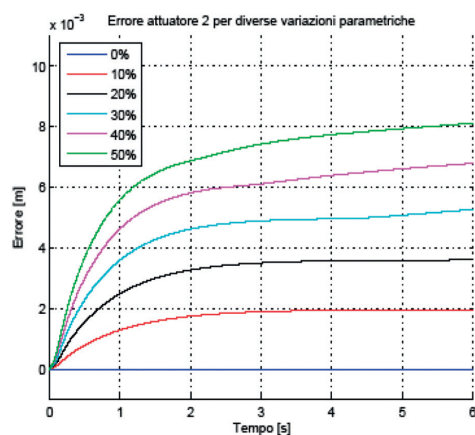
Fig. 12 shows some graphics of interest relating to



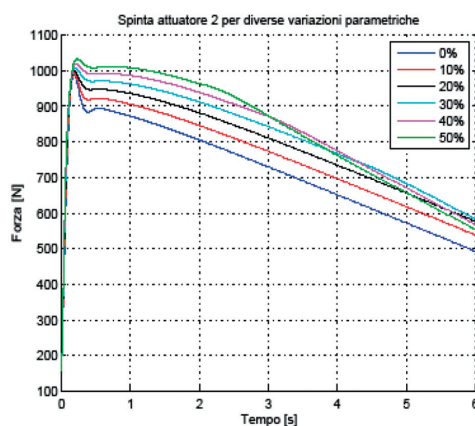
(a) Seconda strategia: confronto tra gli andamenti temporali relativi all'errore dell'attuatore 2.
(a) Second strategy: comparison between temporal trends relating to error of actuator 2.



(b) Seconda strategia: confronto tra gli andamenti temporali relativi alla spinta dell'attuatore 2.
(b) Second strategy: comparison between temporal trends relating to thrust of actuator 2.



(c) Terza strategia: confronto tra gli andamenti temporali relativi all'errore dell'attuatore 2.
(c) Third strategy: comparison between temporal trends relating to error of actuator 2.



(d) Terza strategia: confronto tra gli andamenti temporali relativi alla spinta dell'attuatore 2.
(d) Third strategy: comparison between temporal trends relating to thrust of actuator 2.

Fig. 12 – Alcuni grafici di interesse relativi alle simulazioni in SIMULINK della manovra del deviatoio nei parametri perturbati per riferimento $y_{r1}(t)$ e nell'intervallo $[0, t_4]$.

Fig. 12 – Some graphs of interests relating to simulations of the turnout manoeuvre in SIMULINK in disturbed parameter for reference $y_{r1}(t)$ and in the interval $[0, t_4]$.

del sistema 1, per il riferimento $y_{r1}(t)$, nell'intervallo $[0, t_4]$ e per la seconda e la terza strategia di controllo. Per le diverse variazioni, i grafici a sinistra mostrano gli andamenti temporali degli errori di posizione relativi al secondo attuatore, mentre i grafici a destra gli andamenti temporali delle spinte in Newton esercitate dall'attuatore 2. Si può notare che la seconda strategia di controllo permette di soddisfare la specifica di astatismo rispetto ai riferimenti a rampa considerati non solo nei parametri nominali, ma anche nei parametri perturbati; infatti, per tutte le variazioni considerate, la seconda componente dell'errore assume valore nullo a regime, garantendo perfetto inseguimento del riferimento, e presenta all'incirca lo stesso modulo massimo nel transitorio sia nei parametri nominali che in quelli perturbati. Al contrario, la terza strategia di controllo garantisce errore di controllo nullo, e quindi un perfetto inseguimento del riferimento, nei parametri nominali (in quanto i guadagni presenti nella legge di controllo sono definiti a partire dalle matrici che descrivono la dinamica del deviatore appunto nei parametri nominali), mentre errore diverso da zero nei parametri perturbati (con i valori delle componenti dell'errore che aumentano in modulo all'aumentare dell'entità delle variazioni parametriche considerate).

5.3. Simulazioni della presenza di un ostacolo

Il soddisfacimento della specifica relativa al rilevamento di un ostacolo risulta essere di notevole importanza al fine di evitare che, nel caso peggiore, si riceva conferma che si sia verificata una corretta movimentazione quando questa in realtà non si è ottenuta. Per come è stato impostato, il lavoro seguente non permette di risolvere il problema del rilevamento di un ostacolo, ma, osservando i risultati ottenuti dalle simulazioni, fornisce uno spunto per il perseguimento di tale specifica che dovrà essere approfondito in futuro.

Il modello del deviatore implementato in SIMULINK permette di simulare la presenza di un ostacolo tra ago in accostamento e relativo contrago solo se posto in corrispondenza di una sezione sede di attuatore (traverse 1, 8, 15 e 22); la presenza di un ostacolo posto in corrispondenza dell'attuatore i -esimo viene simulata imponendo che la velocità $\dot{y}_i(t)$ dell'attuatore sia nulla quando si verifica il contatto con l'ostacolo.

La fig. 13 riporta gli andamenti temporali delle spinte esercitate dagli attuatori relative alla simulazione della manovra del deviatore in presenza di un ostacolo di dimensione 2 cm posto tra ago in accostamento e relativo contrago in corrispondenza della sezione sede del quarto attuatore, per il riferimento $y_{r1}(t)$ e nell'intervallo $[0,5]$ s. Pur non permettendo di trarre particolari conclusioni, dai grafici relativi alle simulazioni è possibile notare che, come è lecito aspettarsi, la presenza di un ostacolo posto in corrispondenza di una sezione sede di attuatore comporta un consistente e repentino aumento della spinta esercitata dal relativo attuatore quando lo stesso tocca l'ostacolo. Questo comportamento suggerisce uno spunto per una possibile

turnout manoeuvre simulations in SIMULINK in disturbed parameters, considering different percentage parametric variations of matrices (A, B) elements of system 1, for the reference $y_{r1}(t)$ in the interval $[0, t_4]$ and for the second and third control strategy. For different variations, the graphics on the left show the temporal trends of position errors related to the second actuator, while the charts on the right show temporal trends of thrusts in Newton exerted by actuator 2. It can be observed that the second control strategy allows meeting the astatic specification in relation to ramp references considered not only in the nominal parameters, but also in the disturbed parameters; indeed, for all the variations considered, the second error component is null in steady state condition, guaranteeing perfect reference tracking, and has roughly the same maximum module in transient in both nominal and disturbed parameters. In contrast, the third control strategy ensures zero control error, and therefore perfect reference tracking, in nominal parameters (as the gains in the control law are defined starting from the matrices describing the dynamics of the turnout precisely in the nominal parameters), while non-zero error in disturbed parameters (with the values of the error components which increase in module as the scale of parametric variations considered increases).

5.3. Simulations of the presence of an obstacle

The fulfilment of the specific related to the detection of an obstacle turns out to be of great importance in order to prevent, in the worst case, from receiving confirmation that correct movement of the turnout has occurred when actually it has not performed correctly.

As it has been set, the following work does not solve the problem of detecting an obstacle but, observing the results obtained from the simulations, it provides a basis for the pursuit of this specification which must be extensive in the future.

The turnout model implemented in SIMULINK allows to simulate the presence of an obstacle between approaching tongue and its stock rail only if placed near a section housing the actuator (sleepers 1, 8, 15 and 22); the presence of an obstacle placed in correspondence of the i -th actuator is simulated by imposing that the speed $\dot{y}_i(t)$ of the actuator is zero when contact with the obstacle occurs.

Fig. 13 shows the temporal trends of thrusts exerted by the actuators relating the simulation of the turnout manoeuvre in the presence of an obstacle measuring 2 cm placed between the approaching tongue and its stock rail at the section housing the fourth actuator, for the reference $y_{r1}(t)$ and in the interval $[0,5]$ s. While not allowing to draw particular conclusions, one can see from the graphics related to the simulations that, as is expected, the presence of an obstacle placed in correspondence of a section housing the actuator involves a consistent and sudden increase in thrust exerted by the related actuator when it touches the obstacle. This behaviour suggests a cue for a possible solution to the problem that could be solved by checking that

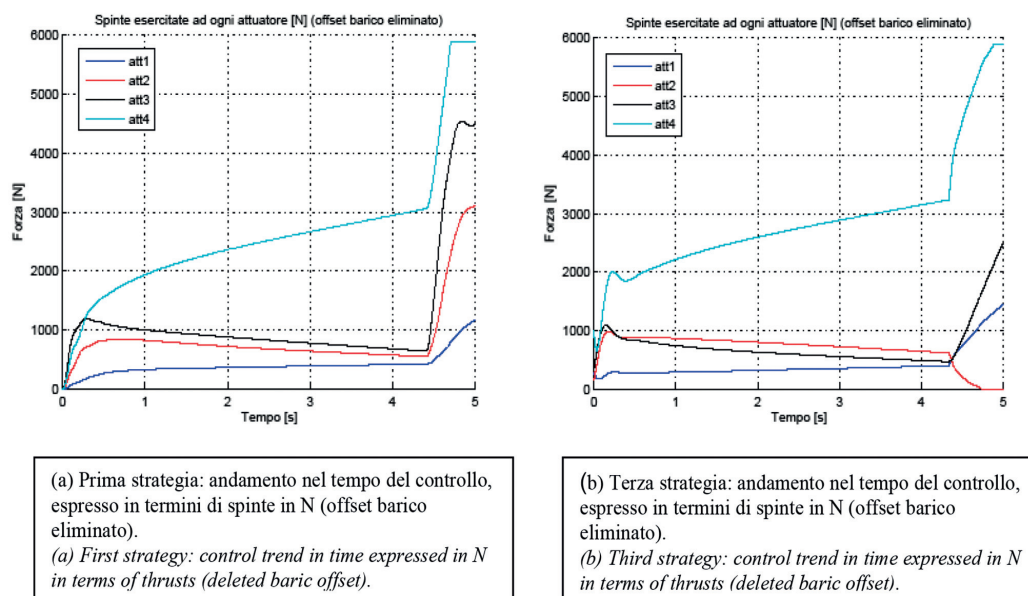


Fig. 13 – Grafici di interesse relativi alla simulazione della manovra del deviatoio in presenza di un ostacolo di dimensione 2 cm posto tra ago in accostamento e relativo contrago in corrispondenza della sezione sede del quarto attuatore, per il riferimento $y_{r1}(t)$ e nell'intervallo $[0,5]$ s.

Fig. 13 – Graphs of interest relating to the simulation of the turnout manoeuvre in the presence of an obstacle measuring 2 cm placed between approaching needle and related stock rail in correspondence of the section housing the fourth actuator, for reference $y_{r1}(t)$ and in the interval $[0,5]$ s.

soluzione del problema che potrebbe essere risolto verificando che i valori nel tempo assunti dalla derivata del controllo siano inferiori ad una soglia prefissata.

the values given in time by the control derivative are below a pre-set threshold.

6. Conclusioni e sviluppi futuri

Il seguente lavoro ha descritto la modellazione in SIMULINK e la sintesi di tre diverse strategie di controllo della manovra del deviatoio tipo FS S.60UNI/1200/0.040, focalizzandosi sul perseguimento di due delle tre specifiche di progetto: evitare il movimento a zig-zag della trave dovuto all'attrito e garantire un'ottima qualità della manovra compiuta in termini di accostamento dell'ago al relativo contrago e discostamento dell'altro ago per generare lo spazio utile al passaggio del bordino della ruota in accordo alla normativa L94.

La modellazione del deviatoio in SIMULINK è stata effettuata osservando gli andamenti temporali delle posizioni delle sezioni sede di attuatore simulate dal modello ANSYS per valori costanti delle spinte esercitate dagli attuatori e fissando a 0.3 il valore del coefficiente di attrito. Dal lavoro emerge come sia corretto pensare di modellare la manovra del deviatoio come un sistema ibrido la cui dinamica cambia ogni volta che un attuatore arriva a bat-

6. Conclusions and future developments

The following work has described modelling in SIMULINK and the synthesis of three different control strategies of the FS type S.60UNI/1200/0.040 turnout manoeuvre, focusing on the pursuit of two of the three project specifications: avoiding the zigzag movement of the girder-tongue due to friction and ensuring optimum quality of manoeuvre in terms of approaching of tongue to its stock rail and deviation of the other tongue to generate the necessary space for the passage of the wheel flange according to standard L94.

Modelling the turnout in SIMULINK was performed by observing the temporal trends of the positions of the sections housing the actuator simulated by the ANSYS model for constant values of thrusts exerted by the actuators and fixing the value of the friction coefficient at 0.3. From the work it emerges how it is correct to think of modelling the manoeuvre of the turnout as a hybrid system whose dynamics changes whenever an actuator reaches the beat. The turnout hybrid system, implement-

tuta. Il sistema ibrido deviatoio, implementato pensando al modello ANSYS come una black-box (non definendo quindi una possibile struttura del deviatoio in SIMULINK), può essere considerato come un buon modello, in quanto permette di riprodurre abbastanza fedelmente il legame ingresso-uscita del modello ANSYS.

Al fine di perseguire le due specifiche di progetto sono state implementate tre diverse strategie di controllo: la prima strategia consiste in un tecnica di controllo semplice che prevede l'utilizzo di un controllore decentralizzato con PID sulla diagonale e comporta errore di controllo diverso da zero per tutta la durata della manovra; al contrario, la seconda e la terza strategia sono tecniche di controllo più sofisticate in quanto comportano la definizione di un controllore ibrido che determina la legge di controllo a seconda del numero di attuatori che sono a battuta. La sintesi delle tre leggi di controllo e le simulazioni della manovra del deviatoio nei parametri nominali e nei parametri perturbati evidenziano come, data la fisica e la geometria del problema:

- sia meglio definire i riferimenti di posizione in modo tale da garantire una battuta sequenziale degli attuatori (con sequenza di battuta 4→3→2→1);
- in futuro potrebbe essere necessaria una nuova modellazione del deviatoio in SIMULINK da effettuare, sempre con l'utilizzo del comando pem, pensando ad una possibile struttura del telaio del deviatoio (ad esempio definendo la trave/ago come costituita da quattro masse, una per ogni attuatore, opportunamente collegate tra loro tramite molle e smorzatori);
- la robustezza del sistema di controllo e un'attenta analisi dell'entità delle variazioni dei parametri che possono verificarsi saranno un aspetto da approfondire e fondamentale nell'implementazione della legge di controllo in quanto, per il caso in esame, risulta quasi impensabile essere in grado di conoscere esattamente le matrici che descrivono la dinamica a tempo continuo del deviatoio (per esempio per l'incertezza relativa alla conoscenza del coefficiente di attrito e perché il deviatoio è situato all'aperto e quindi soggetto alle condizioni atmosferiche).

ed thinking of the ANSYS model as a black-box (hence not defining a possible structure of the turnout in SIMULINK), can be considered as a good model, as it allows reproducing the input-output relationship of the ANSYS model quite faithfully.

In order to pursue the two project specifications, three different control strategies have been implemented: the first strategy consists of a simple control technique that involves the use of a decentralised PID controller on the diagonal and involves error control different to zero for the entire duration of the manoeuvre; in contrast, the second and the third strategy are more sophisticated control techniques because they involve the definition of a hybrid controller that determines the control law depending on the number of actuators that are to the beating. The synthesis of the three control laws and the turnout manoeuvre simulations in the nominal parameters and in the disturbed parameters show how, given the physics and geometry of the problem:

- *it is better to define the position references in such a way as to guarantee a sequential beating of the actuators (with beating sequence 4→3→2→1);*
- *in the future a new modelling of the turnout in SIMULINK may be necessary, always using the pem command, thinking about a possible switching device structure (e.g. by defining the girder/tongue as composed of four masses, one for each actuator, conveniently connected to each other by springs and dampers);*
- *the robustness of the control system and a careful analysis of the magnitude of changes in parameters that may occur will be an aspect to go into depth and fundamental in the implementation of the control law in that, for the present case, it is almost unthinkable to be able to know exactly the matrices that describe the continuous time dynamics of the turnout (e.g. uncertainty concerning the knowledge of the friction coefficient and the fact that the turnout is located outdoors and therefore subject to weather conditions).*

BIBLIOGRAFIA – REFERENCES

- [1] L. CUCCURULLO, "Modellazione e controllo della manovra del deviatoio tipo FS S.60UNI/1200/0.040", Tesi di Laurea Magistrale in Ingegneria dell'Automazione, Università degli studi di Roma "Tor Vergata".
- [2] O.M. GRASSELLI, S. GALEANI, "Controllo di sistemi a più ingressi e più uscite. Vol. 1: Preliminari", Aracne, 2011.
- [3] Responsabile Scientifico DICEA Prof. Ing. F.M.D. ACCATTATIS, Responsabile Scientifico R.F.I. Ing. C. MALTA, "Studio della manovra del deviatoio e degli effetti delle spinte sull'ago dovute al transito dei convogli per il deviatoio tipo FS S.60UNI, 1200,0.040, nonché l'analisi dei rilievi sperimentali sul deviatoio tipo FS S.60UNI, 1400,0.074", Università degli studi di Roma "La Sapienza", 2010.
- [4] R. GOEBEL, R.G. SANFELICE, A.R. TEEL, "Hybrid Dynamical Systems – Robust stability and control for systems that combine continuous-time and discrete-time dynamics", IEEE Control Systems Magazine, pp 28-34 e 78-81, 2009.