

Su alcuni aspetti geometrici e cinematici utili alla riduzione del rumore nei meccanismi (**)

Sommario: Nell'articolo sono discussi alcuni dei metodi più efficaci, fra quelli basati su criteri prevalentemente geometrici e cinematici, per la riduzione alla sorgente del rumore nei meccanismi. Vengono esaminati alcuni esempi relativi a meccanismi a cerniere, a sistemi articolati, a ruote dentate, ecc., nonché ad alcune specifiche applicazioni.

Abstract: The paper discusses some of the most efficient methods for noise reduction at source in mechanisms, between those based mainly on geometric and kinematic criteria. Some examples for cranks, linkages, gears, etc. and some specific applications are reported.

Résumé: Dans cet article on discute quelques unes des méthodes les plus efficaces parmi celles fondées sur des critères essentiellement géométriques et cinématiques, pour la réduction, à la source, du bruit dans les mécanismes. On examine des exemples de cames, systèmes articulés, engrenages, etc., et des applications spécifiques.

INTRODUZIONE

La moderna richiesta di macchine sempre più veloci, potenti e compatte comporta crescenti problemi dal punto di vista della loro rumorosità, tanto più che la limitazione dell'ingombro e del peso implica serie difficoltà nell'adozione del rimedio più tradizionale, che è quello di ottenere un accettabile isolamento acustico facendo uso di opportune schermature, di forme e materiali idonei. Si rende quindi sempre più desiderabile un intervento, per così dire, di tipo strategico, basato sull'eliminazione del rumore alla sorgente, anziché quello ditipo tattico, consistente nel controllo della trasmissione e dell'irradiazione dello stesso. Il controllo del rumore alla sorgente investe aspetti cinematici e dinamici dei meccanismi; mentre i secondi sono stati maggiormente studiati, i primi hanno spesso ricevuto una minore attenzione, eccettuati alcuni casi particolarmente notori. Scopo della presente nota è quello di illustrare e sviluppare alcuni esempi di tecniche per la riduzione del rumore nei meccanismi, nelle quali prevalgono gli aspetti geometrico-cinematici su quelli dinamici. Tali esempi intendono focalizzare l'attenzione del lettore sul problema e sulle varie angolazioni visuali, raccogliendo anche, in modo per quanto possibile organico, alcune nozioni reperibili, in forma dispersa, nella letteratura. Le ricerche

(*) Istituto di Meccanica Applicata alle Macchine, Università di Genova.

(**) Memoria presentata dall'Accademico dei XL A. CAPOACCIA il 28-3-1974.

da parte dell'autore, attualmente in corso, mirano all'individuazione e soluzione del maggior numero possibile di problemi specifici particolari ed al loro inquadramento in un ambito più generale; i risultati saranno oggetto di prossimi lavori.

Particolare attenzione, nella ricerca per eliminare o, quanto meno, ridurre le fonti di rumore, va dedicata ai fenomeni d'urto. Si può preliminarmente osservare che le specifiche di funzionamento di certe macchine richiedono di realizzare condizioni di urto; più spesso, tuttavia, le azioni di urto si presentano come effetti secondari ed indesiderati durante il funzionamento reale dei meccanismi che, almeno in linea teorica, potrebbero esserne privi. Così, per esempio, le specifiche per un meccanismo a chiusura rapida sembrano spesso richiedere un contatto d'urto fra l'elemento mobile e la sede fissa al termine dell'operazione di chiusura, mentre gli urti che avvengono fra il cedente di una camma e la sua guida prismatica sarebbero evitabili, almeno in teoria, in un meccanismo ideale (privo di giochi).

Gli esempi riportati in seguito mostrano che un opportuno studio cinematico può eliminare o quanto meno ridurre sensibilmente i rumori dovuti agli urti in entrambi i tipi di problemi, sebbene soprattutto i primi possano, a prima vista, apparire difficilmente risolvibili.

1. ESEMPI DI RIDUZIONE DEL RUMORE IN MECCANISMI LE CUI SPECIFICHE NON RICHIEDONO CONDIZIONI D'URTO

La principale fonte del rumore prodotto dai meccanismi a camma con cedente di prima specie è costituita dal contatto d'urto fra il cedente e la rispettiva guida prismatica, causato dall'inversione della spinta laterale agente sul cedente (fig. 1). Quest'inversione del verso della forza è tuttavia evitabile mediante un opportuno disassamento della punteria. Tale soluzione risolve il problema totalmente senza

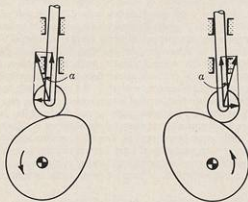


Fig. 1

che vi siano gravi controindicazioni (aumenta l'ingombro) ed è quindi da preferirsi alla più usuale soluzione che consiste nel rimedio empirico (e costoso) di ridurre l'intervallo di tolleranza dell'accoppiamento prismatico.

È noto che il legame fra la velocità di traslazione v del cedente e la velocità angolare ω della camma è dato dalla relazione $v = \omega x_c$, essendo x_c la lunghezza individuata dall'intersezione fra la linea di trasmissione e la retta dei centri (che caso in esame è la retta perpendicolare alla linea di movimento del cedente condotta per l'asse di rotazione della camma).

Con riferimento alla fig. 2 si ha che, per l'angolo di pressione α , vale la relazione:

$$\tan \alpha = \frac{x_c - e}{y' + y_0}$$

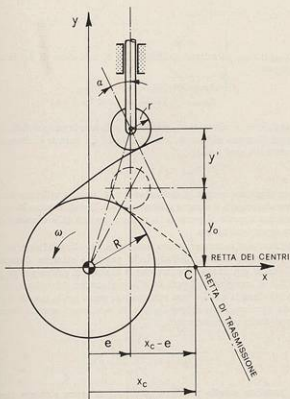


Fig. 2

essendo e l'eccentricità, y_0 l'ordinata del perno del rullino del cedente in condizioni di alzata nulla, y' l'alzata attuale. Poiché $y' + y_0$ non cambia segno durante il moto, il segno di $\tan \alpha$ potrà cambiare solo qualora cambi il segno di $x_c - e$; ciò appunto deve essere evitato se si vuole impedire l'inversione del verso della spinta laterale. I due possibili casi sono illustrati nella fig. 3; in a) viene esaminato il caso in cui si voglia che la spinta laterale sia rivolta verso sinistra, in b) quello in cui la spinta laterale debba essere rivolta verso destra. Prefissato il verso antiorario come positivo, il primo caso corrisponde ad angolo di pressione positivo, il secondo ad angolo di pressione negativo.

Per $\alpha > 0$, la condizione di non inversione della spinta laterale si scrive:

$$x_c \geq e$$

mentre per $\alpha < 0$, tale condizione è:

$$x_c \leq e$$

Detti x_{cmin} e x_{cmax} gli estremi dell'intervallo di variazione di x_c , la $x_{cmin} \leq x_c \leq x_{cmax}$ comporta:

$$x_{cmin} \geq e \text{ per il caso } \alpha > 0$$

$$x_{cmax} \leq e \text{ per il caso } \alpha < 0.$$

Tali condizioni, in alternativa, garantiscono la non inversione della spinta laterale e quindi l'assenza di rumore. Poiché il moto del cedente è alternativo, sarà necessariamente, in ogni caso:

$$x_{cmin} < 0; \quad x_{cmax} > 0$$

e quindi, per rispettare sempre la condizione $\alpha > 0$, occorre utilizzare $e > 0$, mentre per avere sempre $\alpha < 0$ occorre utilizzare $e < 0$. Quindi il verso in cui spostare l'asse del cedente rispetto al perno della camma dipende dalle direzioni desiderate per la forza agente sul rullino.

Le condizioni così ottenute possono essere abbinate alle condizioni che limitano il valore del massimo assoluto dell'angolo di pressione ammesso durante la fase di salita. È infatti opportuno ricordare che le limitazioni sull'angolo di pressione, imposte al fine di scongiurare il pericolo d'impuntamento del cedente, sono necessarie per la sola fase di salita e non vengono mai poste per la fase di discesa [15]. Generalmente il valore limite α_1 per l'angolo di pressione è assunto intorno a $\pi/6$ (30°), ma può anche essere superiore.

Poiché

$$\tan \alpha = \frac{x_c - e}{y' + y_0}$$

l'angolo di pressione α nella posizione generica può essere ottenuto mediante la rappresentazione della legge di moto nel piano delle fasi, come suggerito da Hirs-

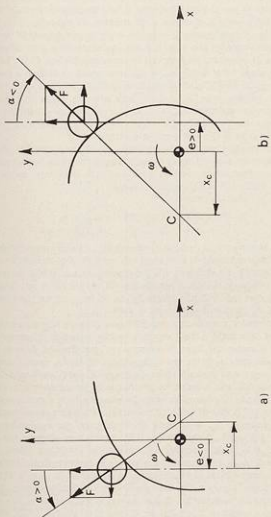


Fig. 3

chorn [12]. Nella fig. 4 si è riportato il diagramma dell'alzata y' in funzione di x_c . Rispetto all'origine O' di tale diagramma si è individuato un punto $Q(e, -y_0)$. La congiungente Q con il punto corrente di tale diagramma fornisce il corrispondente valore dell'angolo di pressione α . Il massimo, in valore assoluto, di tale angolo può aversi per la posizione di tangenza o per la posizione QO' , in quanto interessa solo relativamente alla fase di salita. Aumentando e diminuisce α dal lato della posizione di tangenza, ma peggiora la situazione dal lato di O' . La condizione ottima si ha quando i due angoli α_{\max} e α_{\min} sono uguali in modulo e pari ad α_1 (fig. 4c). Esaminando la stessa fig. 4c si può dunque distinguere la zona in cui, per ogni posizione della camma, è $|\alpha| \leq \alpha_1$, detta zona utile, da quella in cui è $\alpha \geq \alpha_1$; si vede inoltre che la condizione $\alpha_{\max} = -\alpha_{\min} = \alpha_1$ dà luogo al minimo ingombro e definisce univocamente i valori del disassamento e , e dell'ingombro $(R+r)_1$; come è noto, infatti, si ha $QO' = R+r$, per costruzione.

La condizione di Figura 4c non soddisfa, ovviamente, anche alle condizioni poste per evitare che α cambi segno durante il moto, tuttavia la costruzione grafica può essere immediatamente modificata in modo da verificare sia la condizione $|\alpha| \leq \alpha_1$, sia quella sul cambiamento di segno.

Si hanno pertanto due casi:

- | | | |
|------------------|--------------------|----------------------------------|
| I) $\alpha > 0$ | $x_{C\min} \geq e$ | $\alpha_{\max} \leq \alpha_1$ |
| II) $\alpha > 0$ | $x_{C\max} \leq e$ | $\alpha_{\min} \geq -\alpha_1$. |

La fig. 5 rappresenta le condizioni precedenti: in essa sono visibili le zone in cui sono rispettate entrambe le condizioni e le condizioni di ingombro minimo. Ambedue i casi della fig. 5 soddisfano alle condizioni proposte quindi, in generale, sarà preferibile la soluzione che dà il minimo fra $(R+r)'$ e $(R+r)''$. Tale soluzione, come si può vedere dal confronto con la fig. 4c, dà luogo ad un ingombro superiore a quello $(R+r)_2$ trovato in quel caso, a parità di α_1 .

Il metodo grafico precedentemente illustrato richiede la rappresentazione di y e x_c nel piano delle fasi (*). Tale rappresentazione potrebbe in generale essere tediosa qualora si avesse una legge delle alzate $y(t)$ generica e si dovesse quindi procedere al calcolo della $x_c(t)$ in via approssimata. Tuttavia, come è noto, spesso i profili delle camme sono ottenuti realizzando leggi di moto particolari, ad esempio, armoniche, cicloidal, ecc. e quindi il procedimento precedentemente visto può essere immediatamente eseguito utilizzando diagrammi all'uopo predisposti. Per esempio, nel caso in cui la fase di salita ad accelerazione positiva sia ottenuta con legge armonica, il grafico di fig. 6 consente di determinare, per ogni valore dell'alzata massima $2s$ e dell'angolo β di rotazione della camma per ottenere tale alzata, per stabiliti valori di α_1 , il disassamento e l'ingombro in condizioni limite. Infatti, fissati β e s e noto $x_{C\min}$, si determina il punto Q in corrispondenza dell'ascissa $x_{C\min}$ e della retta corrispondente al β desiderato: si ha quindi $(R+r)_1 = QO'$, e si può altresì determinare la zona utilizzabile per il corretto funzionamento. La fig. 7 riporta un esempio di realizzazione di camme con il metodo precedente per disassamento positivo e negativo in condizione di ingombro minimo.

(*) Nel caso in cui si voglia avere $e < 0$.

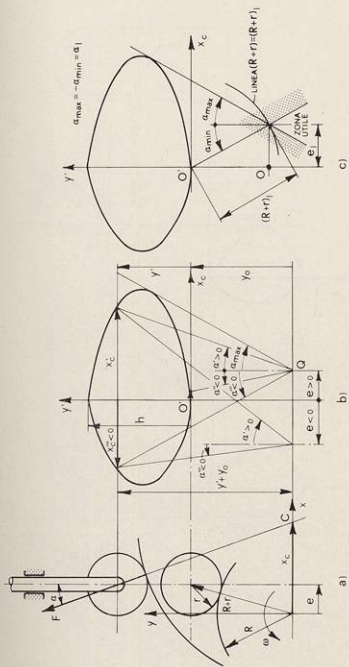


Fig. 4

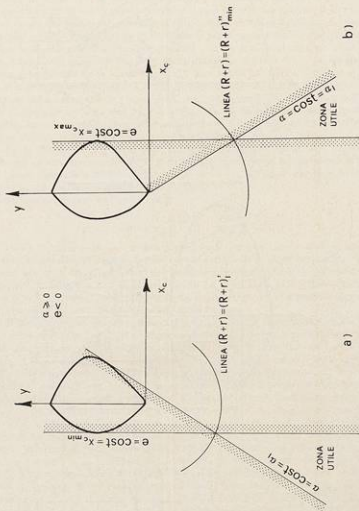


Fig. 5

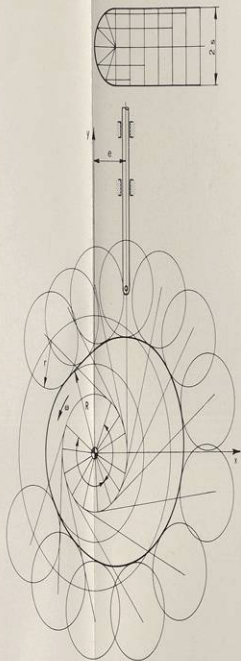
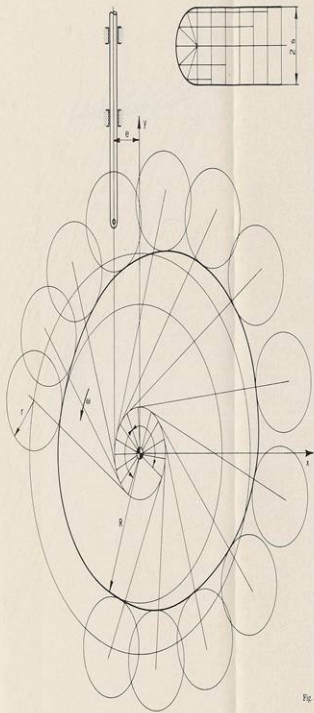


Fig. 7

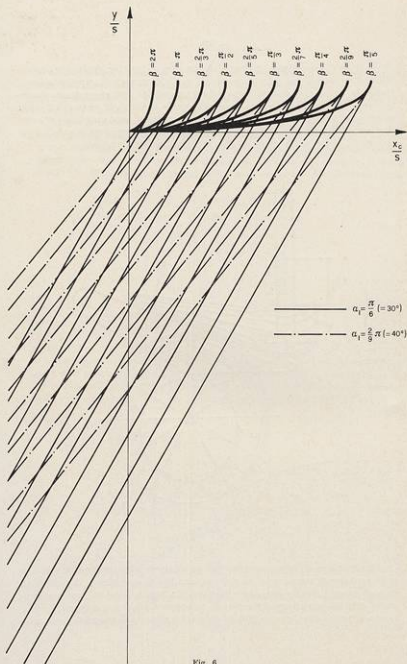


Fig. 6

A titolo di completezza, si ricorda che un altro metodo per evitare l'inversione della spinta laterale sul cedente traslante è quello di introdurre un cedente intermedio (fig. 8). La posizione del perno del cedente rotante deve essere fissata con riferimento alla posizione di alzata massima di quello traslante, in modo che il piano tangente sia pressoché normale alla retta di traslazione di questo; ciò al fine di avere buoni angoli di pressione. Questa soluzione è tuttavia più complessa e costosa della precedente e, almeno in generale, non migliora l'ingombro richiesto.

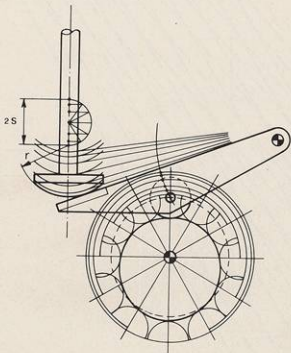


Fig. 8

Accorgimenti di tipo cinematico per la riduzione della rumorosità sono del resto applicati da tempo su vasta scala ad altri tipi di meccanismi. Basterà ricordare ad esempio, per il campo delle trasmissioni a legame flessibile, come un accurato studio del movimento abbia portato all'adozione del profilo delle maglie delle catene silenziose. Per il campo delle trasmissioni a rapporto di trasmissione costante

si ha ancora che, ad esempio, lo studio della cinematica degli ingranaggi ha portato alla limitazione della rumorosità connessa con il saltellamento.

Le trasmissioni a ruote dentate rimangono peraltro una fonte notevole di rumore delle macchine.

Altre forme di profilo diverse da quelle ad evolvente sono oggetto di studio, anche sotto il profilo della riduzione del rumore; il raggio di curvatura dei profili a contatto influisce sulla velocità d'urto fra i denti. Particolarmente interessanti appaiono le dentature a profilo sinusoidale (fig. 9); esse minimizzano le velocità d'urto fra i denti, hanno ottime caratteristiche di resistenza e possono essere tagliate

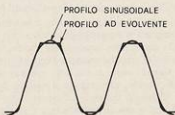


Fig. 9

con macchinari esistenti. La fig. 10 riporta i risultati di alcuni esperimenti nei quali sono stati posti a confronto i livelli di rumore di ruote dentate a profilo sinusoidale ed a profilo ad evolvente, in funzione della velocità tangenziale (in corrispondenza delle primitive); si può rilevare la minore rumorosità delle ruote del primo tipo.

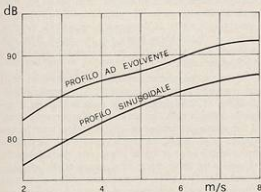


Fig. 10

Riguardo ad altri profili che sono stati oggetto di ricerca, citeremo a titolo di notizia che recentemente uno studioso ha affermato che una forma dei denti tutt'affatto particolare, da lui ideata, avente raggio di curvatura molto minore di quello di un profilo ad evolvente, permetterebbe una minimizzazione dello strisciamento fra i denti ed una sensibile riduzione del rumore [17].

Riguardo all'introduzione di nuovi profili delle ruote dentate, rimangono peraltro alcune ragioni di perplessità; fra di esse molto importanti, oltre al resto, le considerazioni economiche che, almeno per quanto riguarda la produzione delle grandi industrie, rendono poco verosimile, soprattutto a breve termine, l'abbandono dei macchinari e delle tecniche altamente perfezionati ed affidabili messi a disposizione a tutt'oggi dalle case costruttrici specializzate in ingranaggi.

Per quanto riguarda poi i meccanismi a moto intermittente, oltre agli accorgimenti che verranno ricordati a proposito delle traiettorie dell'elemento motore, un accurato esame delle curve delle accelerazioni (prime, seconde, ...) permette di effettuare una scelta fra di essi (meccanismo Ferguson, a croce di Malta, manovella-arpionismo, ecc.), tenendo conto anche della specifica applicazione. Nei meccanismi a croce di Malta, inoltre, aumentando il numero delle stazioni si ottiene un funzionamento più silenzioso. Ancora, nel campo delle camme, un accurato raccordo delle leggi che definiscono il profilo riduce i picchi di accelerazione.

2. ESEMPI DI RIDUZIONE DEL RUMORE IN MECCANISMI LE CUI SPECIFICHE RICHIEDONO IMPLICITAMENTE CONDIZIONI D'URTO

Specifiche essenziali nei meccanismi ad azionamento rapido è realizzare il movimento di uno o più membri in un tempo molto ridotto; è quindi necessario che tali membri raggiungano elevate velocità e quindi acquistino una notevole energia cinetica. Alla fine della corsa, però, tale energia viene per lo più dissipata in urti, costituenti sorgenti di elevato rumore. È tuttavia possibile ridurre l'energia dissipata nell'urto, operando in modo da decelerare fortemente il membro urtante immediatamente prima che l'urto abbia luogo. Ciò può essere fatto con due metodi differenti dal punto di vista realizzativo, ma fondati entrambi sul concetto cinematico dell'asse di collineazione.

È noto che, dato un quadrilatero articolato, il rapporto di trasmissione raggiunge un valore estremo l'asse di collineazione $C_1 C_2$ è perpendicolare alla biella 3, come indicato nella fig. 11. Da tale teorema si possono ottenere interessanti applicazioni, quale quella indicata nella fig. 12. In essa è rappresentato un quadrilatero articolato in cui il rapporto di trasmissione ω_2/ω_4 è minimo verso la metà della corsa del membro d'uscita. In definitiva, mentre il membro 2 è azionato a velocità costante, il membro 4 inizialmente si muove lentamente, poi accelera fino a raggiungere la velocità massima ed infine riduce nuovamente la sua velocità; agli estremi della corsa la velocità è assai più bassa. Ciò può essere usato per azionamenti a scatto, meccanici od elettrici, nei quali una massa m acquista un'elevata energia cinetica nel tratto centrale della corsa ed è pertanto in grado di esercitare un'elevata forza

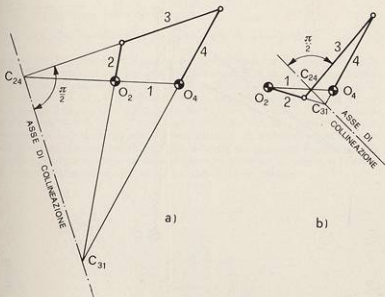


Fig. 11

sul dispositivo di azionamento, mentre raggiunge gli scontri di fine corsa con velocità limitata, producendo quindi un modesto rumore.

Il procedimento grafico per poter prescrivere un valore estremo del rapporto di trasmissione si basa sulla relazione :

$$\frac{\omega_2}{\omega_4} = \frac{C_{24} O_4}{C_{24} O_2} \quad \text{da cui, detto } i = \frac{\omega_2}{\omega_4} \text{ si ha :}$$

$$(i - 1) C_{24} O_2 = O_2 O_4$$

Se si assume $O_2 O_4 = 1$, allora

$$C_{24} O_2 = \frac{1}{i - 1}$$

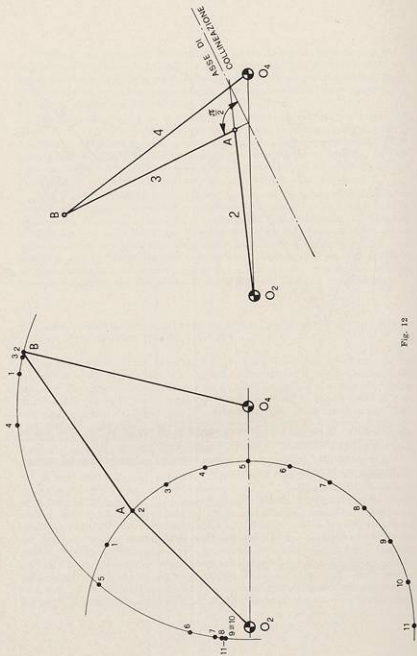


Fig. 12

Stabiliti

- 1) il desiderato valore di i
- 2) il fatto che tale valore di i deve essere un valore estremo,

si possono sintetizzare infiniti meccanismi che soddisfino a tali specifiche, utilizzando il procedimento indicato nella fig. 13. Si assume $O_4 O_1$ di lunghezza unitaria e si riporta un segmento $C_{24} O_2 = 1/i - 1$ sulla congiungente $O_4 O_1$, a destra od a sinistra di O_2 . Da C_{24} si tracciano due rette r_1 ed r_2 fra loro perpendicolari con una inclinazione arbitraria β . Si prende, a piacere su r_1 o r_2 , un punto C_{23} e da tale punto si proiettano O_3 e O_4 fino ad incontrare l'altra delle due rette perpendicolari; risultano così individuati gli estremi della biella di un quadrilatero soddisfacente alle specifiche. Ovviamente ad ogni diversa scelta dei parametri fissati arbitrariamente corrisponde una diversa soluzione possibile. Resta poi da vedersi se l'estremo di i così ottenuto corrisponde ad un massimo o ad un minimo.

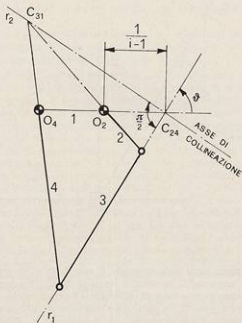


Fig. 13

Il procedimento visto per il quadrilatero articolato può applicarsi anche al caso in cui esso degeneri in un sistema biella-manovella, cioè ad applicazioni con moto traslatorio anziché rotatorio. Con riferimento alla fig. 14, è noto che la velocità del corsoio 4 è data dall'espressione:

$$V_4 = \omega_2 O_2 C_{34}$$

(infatti C_{34} deve avere la stessa velocità sia come appartenente a 2, sia come appartenente a 4).

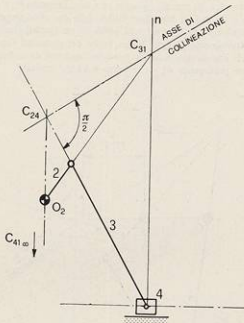


Fig. 14

Essendo il meccanismo biella-manovella il caso limite di un quadrilatero articolato in cui la lunghezza di un membro tenda all'infinito, ne consegue che v_4/ω_2 è massimo o minimo quando l'asse di collineazione è perpendicolare alla biella. Fissati la posizione del perno O_2 , la retta di moto del corsoio ed il valore estremo del rapporto v_4/ω_2 , risulta fissata la lunghezza del segmento $O_2 C_{34}$. Riportata tale lunghezza a partire da O_2 in direzione perpendicolare a quella del moto del corsoio 4,

dal punto C_{24} così determinato si riportano due qualsiasi rette fra loro perpendicolari. Determinato il punto C_{33} come intersezione con la normale n al moto del corsoio, risultano individuate la biella e la manovella di uno dei possibili meccanismi.

Nel caso in cui, in un quadrilatero articolato, invece di rendere estremo il rapporto ω_2/ω_4 , si voglia rendere tale il rapporto ω_2/ω_3 , si può procedere mediante inversione cinematica. Si può dimostrare che, quando l'asse di collineazione è perpendicolare al membro 4, il rapporto ω_2/ω_3 è in condizioni di estremo.

La conclusione si presta ad utili applicazioni, fra le quali la riduzione del rumore prodotto da valvole a chiusura rapida, porte automatiche, ecc. L'idea base è quella di ridurre la velocità al momento della chiusura tramite l'intervento di uno smorzatore viscoso del tipo rotatorio; l'azione dello smorzatore deve però essere sensibile solo pochi istanti prima del fine corsa, per non impedire una risposta rapida del meccanismo, cioè per non accrescere enormemente i tempi di chiusura. Si adotta pertanto uno smorzatore di tipo viscoso, cioè con forza proporzionale alla velocità relativa, e si fa in modo che tale velocità relativa sia elevata solo alla fine della corsa. Lo schema del meccanismo può essere quello indicato nella fig. 15. Lo smorzatore viscoso viene disposto in A, collegato ai membri 2 e 3. La fig. 15 mostra la successione delle posizioni relative dei membri del quadrilatero durante il movimento e la posizione in cui l'angolo fra l'asse di collineazione ed il membro d'uscita vale $\pi/2$.

Nel caso di meccanismo biella-manovella, uno smorzatore viscoso disposto in A sarà particolarmente efficace quando l'asse di collineazione sarà perpendicolare alla normale n alla retta del moto del corsoio (fig. 16).

Al fine della riduzione del rumore nei meccanismi possono essere utili tutti i metodi cinematici atti a produrre moti con fasi di arresto. Tali metodi sono assai importanti nel progetto di macchine silenziose e possono condurre ad ottimi risultati. Poiché tuttavia essi sono noti, anche se sono stati sviluppati e studiati particolarmente avendo come fine quello dello azionamento di macchine automatiche funzionanti a moto intermittente, basti per essi il richiamo dei casi più semplici riportati nella fig. 17; ovviamente molte altre sono le soluzioni possibili, fra cui quelle utilizzando più meccanismi in serie. Fra tutti i metodi indicati nella figura, il più noto è forse quello che utilizza una coppia di aste collegate ad un punto di un meccanismo che descrive una traiettoria di cui uno o più tratti approssimano una circonferenza; la coppia di aste viene dimensionata in modo che il membro non fisso a telaio abbia il secondo estremo disposto nel centro di curvatura delle traiettorie circolari approssimate: si ha una fase di arresto in corrispondenza di ciascuno di tali tratti di circonferenza. Se con un siffatto dispositivo si aziona un secondo meccanismo, anche quest'ultimo assumerà velocità nulle e sarà così possibile evitare fenomeni di impatto violento di organi dotati di moto alternativo; si noti per inciso che, come è ovvio, non è necessario che l'arresto avvenga agli estremi della corsa cinematicamente possibile.

Altri metodi per la riduzione del rumore nei meccanismi possono essere ugualmente basati sulle caratteristiche cinematiche di particolari tipi di curve di biella di sistemi articolati, avendo sempre come fine quello di evitare fenomeni d'urto.

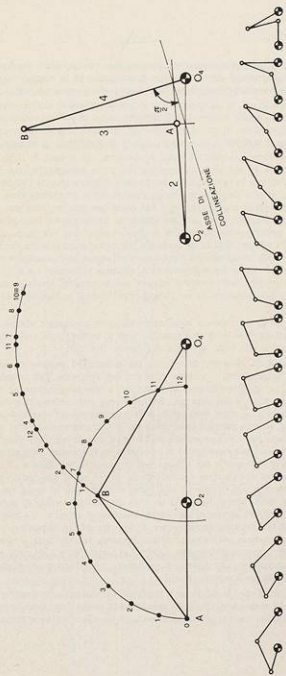


Fig. 15

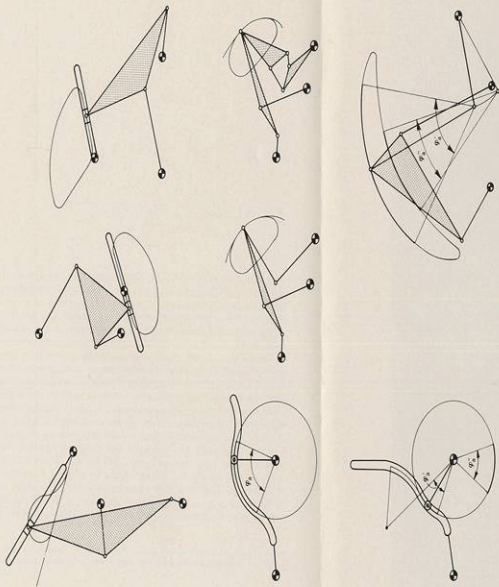


Fig. 17

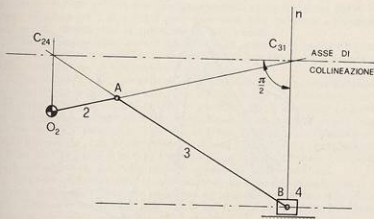


Fig. 16

Se si considera, ad esempio, il meccanismo di fig. 18, si osserva che il punto P del quadrilatero 1, 2, 3, 4 descrive una traiettoria che ha cuspidi in E_1 ed E_2 (*): dovendo il punto P invertire il moto in corrispondenza di tali posizioni, quivi la sua velocità sarà nulla. Consideriamo dunque un secondo meccanismo il cui moto sia definito dal moto di P, anche i membri di questo secondo meccanismo avranno velocità nulla in corrispondenza di E_1 ed E_2 ; ciò può essere sfruttato per evitare un impatto violento agli estremi della corsa di elementi dotati di moto rotatorio alternativo; facendo infatti loro assumere velocità molto ridotte e nulle, in vicinanza e agli estremi della corsa, definiti dalle due cuspidi, si può ottenere un funzionamento silenzioso della macchina. Un ulteriore perfezionamento di tale metodo può consistere nell'abbinarlo a qualunque dei metodi precedentemente visti per produrre moti con fasi di arresto. La soluzione più raccomandabile consiste nello scegliere il meccanismo generatore di traiettoria in modo che la curva con cuspidi sia tale da avere uguali raggi di curvatura delle due cuspidi e nell'adottare per il membro 5 della fig. 18 una lunghezza pari a tale raggio di curvatura; per il perno fisso a telaio del membro 6, rimangono ∞^1 soluzioni possibili, costituite dai punti della normale che biseca il segmento congiungente i centri di curvatura delle cuspidi. In particolare nella fig. 18 i due centri di curvatura sono venuti a coincidere e così pure quindi le posizioni di arresto del membro 6. In sintesi tale metodo produce

(*) Si può dimostrare che, dati due punti qualsiasi, è sempre possibile sintetizzare un quadrilatero articolato tale che un suo punto di biella descriva una traiettoria avente due cuspidi in tali punti.

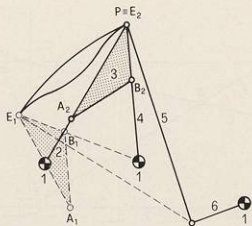


Fig. 18

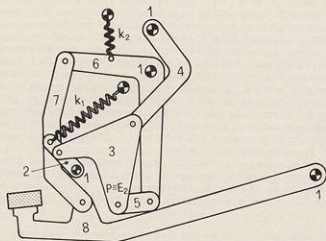


Fig. 19

un arresto non solo in virtù dello specifico dispositivo per produrre una fase di arresto, ma anche per il fatto che il punto generatore della traiettoria è per giunta animato da velocità nulla in corrispondenza delle cuspidi.

Metodi del tipo citato trovano applicazione ad esempio per macchine calcolatrici, telescriventi, stampanti, macchine per scrivere, ecc., nelle quali si riscontrano molti membri dotati di moto rotatorio alternativo.

Così ad esempio nel caso della fig. 19 il bilanciere 6 è solido con il membro d'uscita di una macchina scrivente. Una soluzione molto più razionale di quella che riduce il rumore dell'urto tramite interposizione di un cuscinetto smorzante di feltro od altro analogo materiale è quella basata su un razionale progetto cinematico. Se il quadrilatero 1, 2, 3, 4 è tale che la traiettoria del punto di biella p presenta una cuspidi in E_1 , in corrispondenza di essa il bilanciere 6 ha velocità molto ridotte. Quando il tasto è stato battuto, la molla k_1 riporta il bilanciere 6 in prossimità dell'estremo E_2 che viene raggiunto apprezzabilmente senza urto.

Un altro brillante esempio di applicazione di accorgimenti cinematici per la riduzione della rumorosità si può riscontrare in alcuni modelli di macchine ribaditrici. Rispetto ai tradizionali modelli agenti per percussione, si ha una lavorazione molto più silenziosa ricorrendo a modelli a ribaditura per rotazione, nei quali l'azione di compressione, esercitata mediante rulli, è associata ad una rotazione intorno alla retta d'azione della forza. Migliori risultati come qualità, facilità ed economicità della lavorazione, si ottengono con i modelli ad azione orbitale o con quelli ad azione planetaria [18] [19] [20]. Nei primi, adatti per uso generale, l'utensile è leggermente inclinato (circa 5°) rispetto alla normale della superficie e la sua testa descrive una traiettoria circolare; nei secondi, adatti soprattutto per materiali delicati, la testa descrive una traiettoria cicloidale ed è richiesta una pressione inferiore (fino a 20% in meno). Il metodo è anche adatto per stampaggio a freddo di pezzi, di ruote dentate frontali o coniche, ecc.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Y. V. ANIKIN, « Less noisy transmissions », Russian Engineering journal, n. 7, Vol. LII, 1972.
- [2] Y. V. ANIKIN, « Geometry and dynamics of sinusoidal gear transmission », Izvestiya vuzov, n. 12, 1969.
- [3] Y. V. ANIKIN, « Sinusoidal gear transmissions and their qualitative parameters », Izvestiya vuzov, n. 6, 1970.
- [4] A. Y. ATTIA, « Effect of change of pitch on gear noise », IFFOMI-3rd World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms Communications, Vol. H, Kupari, Jugoslavia, September 1971.
- [5] R. BEYER, « The kinematic synthesis of mechanisms », Chapman & Hall, London, 1963.
- [6] N. P. CHRONIS, « Mechanisms, linkages and mechanical controls », Mc Graw Hill, New York, 1965.
- [7] D. R. DERGER, « Riveting the noiseless way », Machine Design, n. 16, Vol. 45, June 28, 1973.
- [8] D. R. DERGER, « Noiseless cold forging », Machine Design, n. 1, Vol. 46, January, 19, 1974.
- [9] R. G. FENTON, « Reducing noise in cams », Machine Design, n. 8, Vol. 38, April 14, 1966.
- [10] F. FRIEDENSTEIN, « On the maximum and minimum velocities and the accelerations in four-link mechanisms », Transactions ASME, Vol. 78, 1956.
- [11] R. S. HARTENBERG, J. DENAVIT, « Kinematic synthesis of linkages, Mc Graw Hill, New York, 1964.
- [12] J. HIRSCHORN, « Pressure angle and minimum base radius », Machine Design, n. 21, Vol. 34, September 13, 1962.
- [13] A. I. PETRUSEVICH, « Dynamic loads on spur gear teeth », Coll. questions of calculating and designing machine parts », Izvestiya vuzov AN SSSR, 1942.
- [14] H. A. ROTHBART, « Mechanical design and systems handbook », Mc Graw-Hill, New York, 1964.
- [15] H. A. ROTHBART, « Cams, Design, dynamics, and accuracy », John Wiley, New York, 1956.
- [16] E. WILDBERGER, « Gear transmissions with reduced noise », USA Patent No. 3 251 236 Class 74-562, 1966.
- [17] « Engrenages à contact roulant », Encyclopedie « Techniques de l'Ingénieur », B 635-1, 6, 1973.
- [18] « Reveting machine forms heads quietly », Machine Design, n. 1, Vol. 44, Jan 13, 1972.
- [19] « Noiseless riveting machine », Engineers digest, n. 5, Vol. 33, May 1972.
- [20] « Hypocycloidal riveter strengthens rivet heads », Machine Design n. 21, Vol. 45, September 6, 1973.