



CONFÉDÉRATION SUISSE  
INSTITUT FÉDÉRAL DE LA PROPRIÉTÉ INTELLECTUELLE

(11) **CH** **717 404 A2**

(51) Int. Cl.: **G04B** 15/08 (2006.01)  
**G04B** 15/14 (2006.01)  
**G04C** 5/00 (2006.01)

**Demande de brevet pour la Suisse et le Liechtenstein**

Traité sur les brevets, du 22 décembre 1978, entre la Suisse et le Liechtenstein

(12) **DEMANDE DE BREVET**

(21) Numéro de la demande: 00577/20

(22) Date de dépôt: 13.05.2020

(43) Demande publiée: 15.11.2021

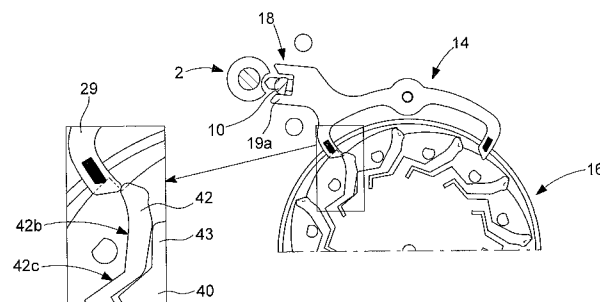
(71) Requéérant:  
The Swatch Group Research and Development Ltd.,  
Rue des Sors 3  
2074 Marin (CH)

(72) Inventeur(s):  
Gianni Di Domenico, 2000 Neuchâtel (CH)  
Gérard Surmely, 1260 Nyon (CH)  
Marc Stranczl, 1260 Nyon (CH)

(74) Mandataire:  
ICB Ingénieurs Conseils en Brevets SA,  
Faubourg de l'Hôpital 3  
2001 Neuchâtel (CH)

(54) **Mouvement horloger comprenant un échappement muni d'une roue dentée et d'un arrêt.**

(57) Le mouvement horloger selon l'invention comprend un résonateur mécanique (2) et un échappement comprenant une roue d'échappement (16), qui présente une pluralité de dents flexibles (42), et une ancre (14) formée de deux palettes mécaniques (29) qui sont susceptibles de venir buter, lorsque l'ancre bascule entre ses deux positions de repos, avec une quelconque des dents flexibles selon la position angulaire que présente la roue d'échappement. Chaque dent flexible est agencée de manière à pouvoir fléchir en subissant une déformation élastique sous l'action d'une force radiale que peut exercer une des deux palettes mécaniques butant contre cette dent flexible alors que la roue d'échappement a une position angulaire défavorable et que le résonateur mécanique est freiné par l'ancre. Chaque dent présente une capacité élastique permettant d'absorber élastiquement la majeure partie d'une énergie mécanique maximale que peut avoir le résonateur mécanique lors du fonctionnement normal du mouvement horloger, de manière à éviter une casse ou une détérioration de l'échappement.



## Description

### Domaine technique

[0001] L'invention est relative aux mouvements horlogers comprenant un échappement muni d'un arrêtait coopérant, d'une part, avec une roue d'échappement dentée et, d'autre part, avec un résonateur mécanique.

[0002] En particulier, l'invention concerne un mouvement horloger muni d'un échappement comprenant un système de couplage magnétique entre une roue d'échappement dentée et une ancre. Comme dans le cas d'une ancre suisse, l'ancre présente un mouvement alternatif qui est synchrone, mais différent, du mouvement périodique du résonateur mécanique, cette ancre étant agencée de manière à arrêter périodiquement la roue d'échappement de sorte que cette dernière présente une rotation pas-à-pas qui est cadencée par le résonateur mécanique. Par 'échappement magnétique', on comprend un échappement muni d'aimants agencés en partie sur l'ancre et en partie sur la roue d'échappement de manière à engendrer un couplage magnétique entre l'ancre et la roue d'échappement.

### Arrière-plan technologique

[0003] L'échappement à ancre suisse est connu depuis très longtemps. En fonctionnement normal, les dents de la roue d'échappement coopèrent avec deux palettes de l'ancre de manière déterminée permettant une rotation pas-à-pas de la roue d'échappement qui est synchrone avec l'oscillation du résonateur mécanique, à savoir en général un balancier-spiral. Lorsque le couple de force fourni à la roue d'échappement diminue par le fait que le ressort de barillet se détend, les impulsions d'entretien générées par l'échappement et transmises au résonateur diminuent progressivement en intensité de sorte que, lorsque la roue d'échappement finit par s'arrêter alors que ledit couple de force devient inférieur à une valeur limite, l'énergie emmagasinée dans le résonateur est relativement faible. Ainsi, le risque qu'une palette ou une dent de la roue d'échappement soit détériorée lors d'un choc terminal éventuel entre une palette et une dent, selon la position angulaire d'arrêt de la roue d'échappement, est relativement faible bien que pas exclu. La situation est plus problématique dans le cas d'un mouvement horloger muni d'un système d'entraînement à force constante pour la roue d'échappement, car le résonateur conserve sensiblement une même énergie mécanique tout au long du fonctionnement de l'échappement jusqu'à l'arrêt de la roue d'échappement et de son entraînement. Le risque d'un événement accidentel en fin de marche du mouvement horloger est donc augmenté.

### Résumé de l'invention

[0004] Dans le cadre du développement ayant conduit à l'invention, on a constaté que le problème indiqué précédemment devient un inconvénient majeur dans le cas d'un mouvement horloger comprenant un échappement hybride, magnétique et mécanique. En effet, on a observé que le risque d'un choc terminal entre l'ancre et la roue d'échappement augmente fortement dans le cas d'un échappement hybride, à savoir d'un échappement muni d'un système magnétique de couplage entre l'ancre et la roue d'échappement, avec des rampes d'énergie potentielle magnétique permettant d'accumuler de l'énergie magnétique potentielle dans l'échappement à chaque pas de la rotation pas-à-pas de la roue d'échappement avant de générer une impulsion magnétique en fin de pas, alors que cette roue d'échappement est à l'arrêt. La roue d'échappement de l'échappement hybride comprend des parties saillantes prévues pour coopérer avec des palettes mécaniques de l'ancre dans au moins une phase du fonctionnement de l'échappement (par exemples au démarrage et plus particulièrement lors du fonctionnement normal du mouvement horloger, pour absorber à chaque pas de la roue d'échappement de l'énergie cinétique et définir des positions angulaires d'arrêt pour la roue d'échappement, comme ceci sera exposé dans la description détaillée de l'invention). En effet, l'échappement hybride présente le risque d'un arrêt de la roue d'échappement dans une position angulaire défavorable alors que le résonateur mécanique a encore une énergie mécanique nominale. Premièrement, les impulsions d'entretien sont des impulsions magnétiques présentant une valeur constante tant que le couple de force fourni à la roue d'échappement est supérieur ou égal à une certaine limite inférieure. Ensuite, dès que le couple de force est en-dessous de cette limite inférieure, la roue d'échappement ne peut plus gravir correctement la prochaine rampe d'énergie potentielle magnétique, de sorte que la roue d'échappement ne s'arrêtera pas dans une prochaine position angulaire d'arrêt normale, mais sensiblement au bas d'une rampe d'énergie potentielle magnétique ou le long de celle-ci. Dès lors, comme le résonateur mécanique oscille normalement lors d'un tel événement puisqu'il a reçu précédemment des impulsions magnétiques d'intensité sensiblement constante (intensité nominale), si une palette mécanique se présente en face d'une dent lors du prochain basculement de l'ancre, un choc important peut avoir lieu et endommager la roue d'échappement ou l'ancre, voire le résonateur mécanique. Ce problème technique accru nécessite donc une solution technique appropriée.

[0005] A cet effet, l'invention concerne un mouvement horloger comprenant un résonateur mécanique et un échappement qui est associé à ce résonateur mécanique, l'échappement comprenant une roue d'échappement, munie d'une pluralité de parties saillantes, et un arrêtait comprenant deux palettes mécaniques, formant deux butées mécaniques pour la pluralité de parties saillantes, et une fourchette agencée pour coopérer avec le résonateur mécanique via un engagement périodique d'une cheville, solidaire de ce résonateur mécanique, entre deux cornes de la fourchette. Le résonateur mécanique est couplé à l'arrêtait de manière que, lors d'un fonctionnement normal du mouvement horloger, l'arrêtait subit un mouvement alternatif entre deux positions de repos dans lesquelles cet arrêtait demeure alternativement durant des intervalles de temps successifs. L'échappement est agencé de manière à permettre, lors du fonctionnement normal du

mouvement horloger, une absorption d'énergie cinétique de la roue d'échappement par des chocs successifs, entre la pluralité de parties saillantes et alternativement les deux palettes mécaniques, respectivement en fin de pas successifs d'une rotation pas-à-pas de la roue d'échappement. Lors d'un basculement de l'arrêt depuis une première de ses deux positions de repos en direction de la seconde position de repos, alors que la roue d'échappement a une quelconque position angulaire dans une pluralité de plages de positions angulaires correspondant respectivement à la pluralité de parties saillantes, une des deux palettes mécaniques bute contre une partie saillante correspondant à la plage de positions angulaires concernée avant que l'arrêt ne puisse atteindre une position angulaire de dégagement de la cheville du côté de la seconde position de repos.

**[0006]** Selon l'invention, les parties saillantes de la roue d'échappement sont flexibles et chacune est agencée de manière à pouvoir fléchir, dans un plan général perpendiculaire à un axe de rotation de l'arrêt, en subissant une déformation élastique sous l'action d'une force radiale, relativement à l'axe de rotation de la roue d'échappement, que peut exercer la palette mécanique concernée butant contre la partie saillante considérée alors que la roue d'échappement a une position angulaire dans la plage de positions angulaires susmentionnée correspondant à cette partie saillante et que le résonateur mécanique est freiné par l'arrêt. Chaque partie saillante a une capacité élastique permettant d'absorber élastiquement, lors de ladite déformation élastique, la majeure partie d'une énergie mécanique maximale que peut avoir le résonateur mécanique lors du fonctionnement normal du mouvement horloger.

**[0007]** Dans le mode de réalisation général exposé ci-avant, les parties saillantes flexibles sont configurées et les coefficients d'élasticité de ces parties saillantes flexibles sont sélectionnés de manière à permettre une bonne absorption élastique de l'énergie mécanique du résonateur mécanique dans le cas d'un arrêt de la roue d'échappement dans une position angulaire de la plage de positions angulaires correspondant à la partie saillante concernée, alors que le résonateur mécanique oscille avec une amplitude correspondant à un fonctionnement normal du mouvement horloger, et de manière à permettre une bonne absorption non élastique de l'énergie cinétique de la roue d'échappement en fin de chaque pas de sa rotation pas-à-pas lors d'un fonctionnement normal. On remarquera qu'il est possible d'avoir, notamment pour deux raisons principales, ces deux propriétés de natures différentes grâce à une configuration judicieuse des parties saillantes et le choix de coefficients d'élasticité / de capacités de déformation élastique, selon les directions radiale et angulaire, appropriés aux deux fonctions que doivent réaliser les parties saillantes flexibles. Premièrement, l'énergie mécanique du résonateur mécanique en fonctionnement normal est bien supérieure à l'énergie cinétique de la roue d'échappement en fin de chacun de ses pas lors de la rotation pas-à-pas de cette roue. Les plages d'énergie qui interviennent dans ces deux cas n'ont pas le même ordre de grandeur. Ensuite, le choc entre une palette mécanique et une partie saillante engendre, en fonctionnement normal, sur cette partie saillante une force tangentielle, relativement à l'axe de rotation de la roue d'échappement, alors que le choc entre une palette mécanique et cette partie saillante, lors d'un arrêt de la roue d'échappement dans la plage de positions angulaires correspondant à la partie saillante considérée, engendre sur cette partie saillante généralement une force principalement radiale.

**[0008]** Dans un mode de réalisation préféré de l'invention, une pluralité de parties rigides, solidaires de la roue d'échappement, sont agencées respectivement derrière la pluralité de parties saillantes flexibles, relativement au sens normal de la rotation pas-à-pas de la roue d'échappement, de manière que chaque partie saillante flexible est retenue par la partie rigide correspondante lors d'un choc, parmi les chocs successifs mentionnés précédemment, intervenant entre cette partie saillante et l'une ou l'autre des deux palettes mécaniques, pour empêcher ou limiter un recul de cette partie saillante flexible lors de ce choc et permettre une dissipation de la majeure partie de l'énergie cinétique que possède la roue d'échappement au début de ce choc. Par 'recul d'une partie saillante', on comprend un déplacement angulaire de la partie saillante dans le sens opposé à celui de la rotation normale de la roue d'échappement. Ensuite, l'agencement de la pluralité de parties rigides est prévu de manière que, lorsqu'une palette mécanique bute contre une partie saillante flexible et que le résonateur mécanique est alors freiné par l'arrêt, chaque partie saillante flexible soumise à la force radiale mentionnée précédemment puisse se déformer élastiquement de manière à absorber élastiquement la majeure partie du travail de cette force radiale.

**[0009]** Dans un mode de réalisation particulier, l'échappement ou un mécanisme d'entraînement de la roue d'échappement est agencé de manière que, lors d'un fonctionnement normal du mouvement horloger, la roue d'échappement fournit à l'arrêt des impulsions d'entretien d'une oscillation du résonateur mécanique qui ont une énergie sensiblement constante tant que le mouvement horloger fonctionne normalement.

**[0010]** Dans un mode de réalisation principal, l'échappement comprend un système magnétique couplant magnétiquement la roue d'échappement et l'arrêt, ce système magnétique étant agencé de manière à générer, lors du fonctionnement normal du mouvement horloger, des impulsions magnétiques qui forment les impulsions d'entretien à énergie constante susmentionnées.

**[0011]** Dans un mode de réalisation avantageux, l'arrêt présente aussi une capacité élastique lui permettant d'absorber élastiquement, lorsqu'une des deux palettes mécaniques bute contre une partie saillante alors que la roue d'échappement présente une position angulaire à l'intérieur de la plage de positions angulaires correspondante et que le résonateur mécanique est freiné par l'arrêt, une partie d'une énergie mécanique que possède le résonateur mécanique au début d'un tel événement. Dans ce cas, l'ancre et la partie saillante concernée présentent ensemble avantageusement une capacité élastique leur permettant d'absorber élastiquement lors dudit événement une énergie mécanique maximale que peut avoir le résonateur mécanique lors du fonctionnement normal du mouvement horloger.

### Brève description des figures

[0012] L'invention sera décrite ci-après de manière plus détaillée à l'aide des dessins annexés, donnés à titre d'exemples nullement limitatifs, dans lesquels :

- Les Figures 1A à 1D montrent, pour un mouvement horloger mécanique selon un mode de réalisation préféré de l'invention, une succession d'instantanés du résonateur mécanique et de l'échappement lors d'un fonctionnement normal du mouvement horloger ;
- Les Figures 2A et 2B montrent une phase de démarrage du mouvement horloger, représenté aux figures précédentes, au cours de laquelle l'échappement et le résonateur mécanique sont activés ;
- Les Figures 3A à 3F montrent une succession d'instantanés du résonateur mécanique et de l'échappement lors d'une phase d'arrêt du mouvement horloger, représenté aux figures précédentes, suite à un arrêt de la roue d'échappement dans une position angulaire défavorable.

### Description détaillée de l'invention

[0013] A l'aide des figures annexées on décrira ci-après un mode de réalisation préféré d'un mouvement horloger selon l'invention, lequel est du type mécanique et comprend un résonateur mécanique 2, dont seulement l'axe 4, le petit plateau 6 présentant une encoche et la cheville 10 ont été représentés. Le mouvement horloger comprend un échappement 12 qui est associé au résonateur mécanique dont le petit plateau et la cheville sont des éléments formant cet échappement. L'échappement 12 comprend en outre une roue d'échappement 16 et une ancre 14 munie d'un axe 15 définissant son axe de rotation.

[0014] L'ancre 14 est formée, d'une part, d'une fourchette 18, comprenant deux cornes 19a et 19b, et d'un dard 8 et, d'autre part, de deux bras 24 et 26 dont les extrémités libres forment respectivement deux palettes mécaniques 28 et 29. Une partie de liaison 25 relie la fourchette 18 au bras 26 qui est situé du côté de l'axe 4 du résonateur mécanique 2 relativement à l'axe 15 de l'ancre. Les deux palettes mécaniques supportent respectivement deux aimants 30 et 32 qui forment deux palettes magnétiques de l'ancre 14. Le résonateur mécanique 2 est couplé à l'ancre de manière que, lorsque le résonateur mécanique oscille normalement, cette ancre subit un mouvement alternatif, synchronisé sur l'oscillation du résonateur mécanique, entre deux positions de repos, définies par deux goupilles de limitation 21 et 22, dans lesquelles l'ancre demeure alternativement durant des intervalles de temps successifs.

[0015] La roue d'échappement 16 comprend une structure aimantée périodique 36 qui est agencée sur un disque 34, de préférence en matériau amagnétique (ne conduisant pas les champs magnétiques de manière à ne pas rendre la roue d'échappement sensible à des champs magnétiques extérieurs qui pourraient exercer un couple de force important sur cette roue d'échappement si ce disque était en matériau ferromagnétique). La structure 36 présente des portions aimantées 38, globalement en arc de cercle, qui définissent des rampes croissantes d'énergie potentielle magnétique pour les deux palettes magnétiques 30 et 32, lesquelles présentent chacune une aimantation axiale avec une polarité opposée à celle de l'aimantation axiale de la structure aimantée périodique 36 de sorte à engendrer de la répulsion magnétique entre les palettes magnétiques et la structure aimantée. Chaque portion aimantée présente une largeur monotone croissante. En particulier, la largeur des portions aimantées 38 augmente, sur l'entier de leur longueur utile, de manière linéaire en fonction de l'angle au centre. Selon une variante avantageuse, la structure aimantée périodique 36 est agencée de sorte que son pourtour extérieur est circulaire, les portions aimantées en arc de cercle de cette structure aimantée ayant une même configuration et étant agencées circulairement autour de l'axe de rotation de la roue d'échappement 16.

[0016] De manière générale, chaque rampe croissante d'énergie potentielle magnétique est prévue de sorte que chacune des deux palettes magnétiques puisse la gravir lorsque l'ancre est dans une position de repos donnée, parmi ses deux positions de repos, et qu'un couple de force fourni à la roue d'échappement est sensiblement égal à un couple de force nominale (cas d'un mouvement mécanique muni d'un système à force constante pour l'entraînement de la roue d'échappement) ou compris dans une plage de valeurs prévues pour assurer le fonctionnement normal du mouvement horloger (cas d'un mouvement mécanique classique présentant un couple de force variable appliqué à la roue d'échappement en fonction du niveau d'armage du barillet ou des barillets). Les rampes croissantes d'énergie potentielle magnétique sont gravies, lorsque l'ancre subit un mouvement alternatif entre ses deux positions de repos et lorsque le couple de force fourni à la roue d'échappement est égal audit couple de force nominale ou compris dans la plage de valeurs prévues pour ce couple de force en fonctionnement normal, successivement par chacune des première et deuxième palettes magnétiques alors que l'ancre est périodiquement et respectivement dans ses première et deuxième positions de repos, et alternativement par ces première et deuxième palettes magnétiques lors du mouvement alternatif de l'ancre. Les deux palettes magnétiques et les rampes croissantes d'énergie potentielle magnétique sont agencées de manière que l'ancre puisse subir une impulsion de force magnétique dans le sens de son mouvement, après qu'une ou l'autre des deux palettes magnétiques a gravi une quelconque desdites rampes croissantes d'énergie potentielle magnétique, lorsque l'ancre bascule de la position de repos correspondant à un couplage magnétique entre la palette magnétique concernée et ladite quelconque rampe d'énergie potentielle magnétique vers son autre position de repos.

[0017] La roue d'échappement comprend en outre des parties saillantes 42 qui sont associées respectivement aux portions aimantées 38 et donc aux rampes croissantes d'énergie potentielle magnétique. Ces parties saillantes sont formées, dans la variante représentée, par des dents flexibles 42 s'étendant en périphérie d'un plateau 40 avec lequel les dents

sont venus de matière, ce plateau étant solidaire de la roue d'échappement et situé au-dessus du disque 34 qui porte la structure aimantée 36. Les têtes des dents flexibles sont situées respectivement à l'extrémité la plus large des portions aimantées 38 et sont partiellement superposées à ces portions aimantées. Les dents flexibles et les palettes mécaniques sont formées par un matériau amagnétique. De préférence, le plateau 40 est aussi formé par un matériau amagnétique et il est venu de matière avec les dents.

**[0018]** Dans la variante avantageuse représentée, les dents 42 s'étendent dans un plan général dans lequel s'étendent également les deux palettes mécaniques 28, 29 de l'ancre. Les deux aimants 30, 32 sont supportés respectivement par les deux palettes mécaniques et sont aussi situés dans ledit plan général. Les figures ne montrent qu'une structure aimantée inférieure, située en-dessous du plan général. Toutefois, dans une variante avantageuse, la roue d'échappement comprend en outre une structure aimantée supérieure, de même configuration que la structure aimantée inférieure et supportée par un disque supérieur, formé de préférence d'un matériau amagnétique. Les structures aimantées inférieure et supérieure forment ensemble la structure aimantée périodique. Elles ont une même polarité magnétique, opposée à celle des deux aimants de l'ancre, et sont agencées de part et d'autre du plan géométrique dans lequel sont situés ces deux aimants formant les deux palettes magnétiques, de préférence à même distance.

**[0019]** L'échappement 12 est un échappement du type hybride, c'est-à-dire magnétique et mécanique, qui permet d'améliorer le comportement d'un échappement magnétique en fonctionnement normal (c'est-à-dire lors d'un fonctionnement stable, intervenant après une phase de démarrage, avec un couple de force  $M_{RE}$  fourni à la roue d'échappement qui est sensiblement égal à un couple de force nominale ou compris dans une plage de valeurs  $P_{VM}$  prévue pour assurer le fonctionnement normal du mouvement horloger, notamment une rotation pas-à-pas correcte de la roue d'échappement). De plus, l'échappement 12 permet d'obtenir un auto-démarrage de l'ensemble formé de l'échappement et du résonateur mécanique. Le rôle des dents 42 de l'échappement 12 lors du fonctionnement normal du mouvement horloger sera exposé par la suite, notamment à l'aide des Figures 1A à 1C, et ensuite la phase d'auto-démarrage sera exposée à l'aide des Figures 2A et 2B.

**[0020]** De manière générale, l'échappement 12 est agencé de manière à permettre, lors du fonctionnement normal du mouvement horloger, une absorption d'énergie cinétique de la roue d'échappement par des chocs successifs, entre la pluralité de parties saillantes 42 et alternativement les deux palettes mécaniques 28, 29, respectivement en fin de pas successifs d'une rotation pas-à-pas de la roue d'échappement. L'ancre 14 et la roue d'échappement 16 sont agencées de manière que, en fonctionnement normal, une des dents 42 de la roue d'échappement subit au moins un choc sur une ou l'autre des deux palettes mécaniques après que la palette magnétique correspondante a gravi une quelconque des rampes croissantes d'énergie potentielle magnétique suite à un basculement de l'ancre. Ce choc intervient de manière à dissiper au moins partiellement une énergie cinétique de la roue d'échappement acquise suite audit basculement. Les dents de la roue d'échappement sont donc prévues pour pouvoir, lors du fonctionnement normal du mouvement horloger, absorber de l'énergie cinétique de cette roue d'échappement, à chaque pas de la roue d'échappement, de manière non élastique, après une accumulation d'énergie potentielle magnétique dans l'échappement prévue pour une prochaine impulsion magnétique d'entretien du résonateur mécanique, et pour ainsi limiter ou même empêcher une oscillation terminale de la roue d'échappement, grâce au fort amortissement prévu, lors de chaque pas de sa rotation pas-à-pas.

**[0021]** Dans la variante préférée décrite, en fonctionnement normal et une fois la roue d'échappement momentanément à l'arrêt, une dent flexible 42 presse contre une butée mécanique / une surface d'arrêt de l'ancre formée par une ou l'autre des deux palettes mécaniques. Ainsi, pour un mouvement horloger classique, il est prévu, en fonctionnement normal et pour toute la plage de valeurs  $P_{VM}$  du couple de force  $M_{RE}$ , que la roue d'échappement s'immobilise momentanément, après au moins un premier choc d'une quelconque de ses dents contre une quelconque des deux palettes mécaniques 28, 29 et avant un basculement suivant de l'ancre, à une position angulaire d'arrêt dans laquelle la quelconque dent presse contre la quelconque palette mécanique. Chaque position angulaire d'arrêt est ainsi définie par une dent en appui contre une palette mécanique, comme ceci est représenté à la Figure 1A.

**[0022]** Pour que la fonction des dents flexibles 42, en fonctionnement normal, soit réalisée de manière efficace, il est important que ces dents présentent une relativement grande rigidité lors des chocs tangentiels de leurs têtes respectives contre les palettes mécaniques alors que la roue d'échappement est entraînée pas-à-pas dans son sens de rotation normal. Ainsi, il est prévu que la rigidité souhaitée se manifeste pour une force tangentielle, exercée par une palette mécanique sur la tête d'une quelconque dent flexible, ayant un sens opposé au sens de rotation normal de la roue d'échappement. A cet effet, une pluralité de parties rigides, formées en particulier par des goupilles 44 fixées au disque 34 et s'élevant de celui-ci en direction d'un plan général dans lequel s'étendent les dents flexibles 42, sont agencées respectivement à l'arrière de la pluralité de dents flexibles, de manière à neutraliser ou inhiber en majeure partie la flexibilité de ces dents lors des chocs successifs, prévus en fonctionnement normal, pour absorber de l'énergie cinétique de la roue d'échappement en fin de chaque pas de sa rotation pas-à-pas et pour limiter, voire empêcher une oscillation de la roue d'échappement suite à une accumulation d'énergie potentielle magnétique précédant un premier choc entre une palette mécanique et une dent en fin de chaque pas.

**[0023]** De manière générale, la pluralité de parties rigides (goupilles de retenue 44), solidaires de la roue d'échappement 16, sont agencées respectivement derrière la pluralité de parties saillantes flexibles (dents flexibles 42), relativement au sens normal de la rotation pas-à-pas de la roue d'échappement. La configuration des dents flexibles 42 et des goupilles de retenue 44 est prévue pour que chaque goupille bloque sensiblement tout mouvement de la dent correspondante selon

une direction tangentielle et de sens opposé à celui de la rotation normale de la roue d'échappement, de sorte que chaque dent flexible 42 est retenue par la goupille correspondante lors d'un choc intervenant, en fonctionnement normal, entre cette dent flexible et l'une ou l'autre des deux palettes mécaniques de l'ancre, pour empêcher ou fortement limiter un recul de cette dent flexible lors de ce choc et permettre une dissipation de la majeure partie de l'énergie cinétique que possède la roue d'échappement au début de ce choc.

**[0024]** Dans la variante spécifique représentées aux figures, les dents flexibles 42 présentent une configuration particulière avec une tête 42a, dont un nez vient à son tour buter, en fonctionnement normal, contre l'une et, par la suite, l'autre des deux palettes mécaniques de l'ancre, un corps 42b rigide ou semi-rigide et une partie terminale 42c qui est formée par une lame flexible orientée principalement de manière tangentielle relativement au centre de la roue d'échappement, plus particulièrement de manière sensiblement parallèle à la direction tangentielle à l'extrémité du nez de la dent flexible considérée, cette extrémité définissant le point de choc avec chaque palette mécanique lors du fonctionnement normal du mouvement horloger. La partie terminale de chaque dent est fixée à une base 43 faisant saillie du plateau 40 et ayant une orientation sensiblement perpendiculaire à cette partie terminale, la base étant selon la variante rigide ou semi-rigide. Par 'semi-rigide', on comprend une rigidité bien supérieure à celle de la lame flexible selon sa direction transversale dans le plan général de la dent flexible, et donc une moindre élasticité sans pour autant avoir une rigidité excluant pratiquement toute déformation élastique lors d'un choc.

**[0025]** On notera que la configuration des dents flexibles 42 prévue dans la variante spécifique susmentionnée est aussi avantageuse et adaptée au mode de réalisation général exposé précédemment dans le résumé de l'invention. En effet, les dents flexibles présentent une relativement grande élasticité selon la direction radiale au sommet de leur tête (pour le cas d'un choc frontal entre une palette et le sommet d'une tête de dent lorsque le mouvement horloger arrête de fonctionner normalement, situation qui sera décrite plus en détails par la suite en référence aux Figures 3A à 3F), mais une relativement petite élasticité selon la direction tangentielle à l'extrémité de leur nez (pour une absorption non élastique d'énergie cinétique de la roue d'échappement lors des chocs successifs prévus avec les palettes mécaniques lors du fonctionnement normal du mouvement horloger), car la partie terminale 42c est au moins semi-rigide selon la direction longitudinale de la lame flexible qui forme cette partie terminale. Toutefois, comme le nez de chaque dent est éloigné radialement de la partie terminale de cette dent, un choc tangentiel au niveau du nez d'une dent engendre un certain couple de force sur la dent relativement au point d'ancrage de sa partie terminale à la base 43, de sens contraire à celui de la rotation de la roue d'échappement, étant donné que la normale au point de choc sur la surface de contact de chaque palette mécanique passe largement au-dessus de la partie terminale, dans un système de coordonnées polaires centré sur la roue d'échappement, de sorte que la partie terminale 42c réagit alors comme une articulation élastique, notamment en rotation autour de son point d'ancrage à la base 43, et la tête de la dent peut subir un mouvement de recul, avec une déformation élastique de la partie terminale, ce qui est un inconvénient demeurant dans le mode de réalisation général pour le fonctionnement normal du mouvement horloger. Le mode de réalisation préféré décrit en référence aux figures résout ce problème spécifique et permet d'optimiser le fonctionnement de l'échappement hybride.

**[0026]** Dans le mode de réalisation préféré, dans la variante représentée aux figures, des goupilles de retenue 44 sont agencées derrière les corps 42b des dents flexibles, à courte distance de ces corps de dent ou en appui contre ceux-ci. Comme l'élasticité de chaque dent flexible est principalement intégrée dans sa partie terminale 42c et comme il est prévu que la lame flexible qui la forme est orientée principalement de manière tangentielle relativement au point de contact entre la dent flexible et la goupille de retenue, cette dent présente comme souhaité une relativement grande rigidité lors d'un choc entre son nez et l'une ou l'autre des deux palettes mécaniques en fonctionnement normal (comme indiqué, la lame flexible qui forme la partie terminale de la dent présente une relativement forte élasticité selon la direction transversale à cette lame, mais une relativement grande rigidité selon sa direction longitudinale). Chaque goupille de retenue 44 présente au moins deux fonctions en fonctionnement normal du mouvement horloger, à savoir une première fonction consistant à bloquer l'articulation élastique formée par la partie terminale flexible 42c de la dent flexible correspondante pour obtenir une relativement grande rigidité de cette dent lors d'un choc tangentiel au niveau de l'extrémité dudit nez de sa tête, la deuxième fonction étant de participer à une absorption non élastique de l'énergie cinétique de la roue d'échappement lors d'un tel choc tangentiel.

**[0027]** Les Figures 1A à 1D montrent quatre instantanés de l'ensemble formé du résonateur mécanique 2 et de l'échappement hybride 12 lors d'un fonctionnement normal du mouvement horloger incorporant cet ensemble. A la Figure 1A, alors que le résonateur mécanique 2 oscille dans sa plage angulaire libre, c'est-à-dire sans interaction avec la fourchette 18 de l'ancre 12, cette dernière est dans une première de ses deux positions de repos en appui contre la goupille de limitation 22. Ensuite, la roue d'échappement 16 est dans une position angulaire de fin de pas dans laquelle elle est arrêtée par la palette mécanique 28 contre laquelle bute le nez de la tête 42a d'une dent flexible 42, le corps 42b de cette dent flexible étant retenu par une goupille 44 agencée en amont de la dent, soit derrière le corps 42b. La dent flexible ne subit quasi aucune déformation élastique dans cette situation. La Figure 1B représente l'ensemble susmentionné alors que la cheville 10 du résonateur mécanique est engagée dans la fourchette / insérée entre les deux cornes 19a et 19b de celle-ci, juste après que la cheville ait déplacé angulairement un peu l'ancre 14 de sorte à déplacer suffisamment l'aimant 30 selon une direction radiale pour permettre à cette ancre de basculer entre ses deux positions de repos en générant une impulsion magnétique qui engendre alors un couple de force sur l'ancre, laquelle devient entraîneuse du résonateur

mécanique 2, comme représenté, et lui fournit une impulsion d'entretien sans nécessiter lors de cet événement un déplacement angulaire de la roue d'échappement.

**[0028]** La Figure 1C représente l'ensemble considéré alors que le basculement de l'ancre 14 a pris fin et que le résonateur mécanique s'est à nouveau libéré de l'ancre qui se trouve alors dans sa seconde position de repos. L'aimant 32 associé à la palette mécanique 29 commence à gravir une rampe d'énergie potentielle magnétique formée par une portion aimantée 38 définissant une rampe croissante pour l'aimant 32 alors que la roue d'échappement est entraînée en rotation par le moyen moteur du mouvement horloger. A la Figure 1D est représenté un choc tangentiel intervenant entre une dent flexible 42 et la palette mécanique 29 alors que l'aimant 32 est arrivé en haut de la rampe d'énergie potentielle magnétique prévue. Ce choc tangentiel et la réaction de l'ensemble formé de la dent concernée 42 et la goupille de retenue 44 qui lui est associée ont été exposé en détails précédemment. Il résulte de l'agencement de cet ensemble que la dent flexible 42 demeure sensiblement rigide lors d'un tel choc et ne subit quasi aucune déformation élastique alors que la roue d'échappement, notamment via la goupille 44, et l'ancre 14 absorbent en majeure partie l'énergie cinétique que possède la roue d'échappement lors du choc tangentiel.

**[0029]** Ensuite, les dents flexibles 42 et les palettes mécaniques 28, 29 sont agencées de manière que, lors d'un nouvel armage du ressort de barillet faisant suite à un arrêt du mouvement horloger et permettant à la roue d'échappement 16 de se remettre à tourner dans le sens de rotation prévu, au moins une des deux palettes mécaniques 28, 29 entre en contact avec une dent 42 de la roue d'échappement, lesquelles sont configurées de sorte que la roue d'échappement peut fournir à l'ancre 14 un couple de force mécanique de démarrage et donc une impulsion mécanique de démarrage. Ainsi, un auto-démarrage efficace et rapide de l'ensemble formé de l'échappement 12 et du résonateur mécanique 2, et donc du mouvement mécanique horloger, est rendu possible. La roue d'échappement soumise audit couple de démarrage n'est pas arrêtée par le contact entre la dent flexible et la palette mécanique concernées, et la dent flexible est agencée en association avec la goupille de retenue 44 pour pouvoir transmettre au moins en partie ledit couple de démarrage à l'ancre.

**[0030]** Dans la variante représentée aux figures, chacune des dents flexibles 42 présente, dans un système de coordonnées polaires qui est centré sur l'axe de rotation de la roue d'échappement 16, une première surface inclinée S11 qui est inclinée de manière que chacune des première et deuxième palettes mécaniques 28, 29 peut, dans une phase de démarrage, glisser sur cette première surface inclinée alors que la roue d'échappement traverse une plage de positions angulaires  $\theta$  correspondante. Par 'surface inclinée' dans un système de coordonnées polaires, on comprend une surface qui n'est ni radiale, ni tangentielle. De plus, chacune des deux palettes mécaniques de l'ancre présente, dans le système de coordonnées polaires associé à la roue d'échappement, une deuxième surface inclinée S12 lorsque la palette considérée est en contact avec une des dents 42 de la roue d'échappement. La deuxième surface inclinée est configurée de manière que chacune des dents 42 peut, dans une phase de démarrage, glisser sur cette deuxième surface inclinée lorsque la roue d'échappement traverse une plage de positions angulaires  $\theta$  qui correspond à une zone de contact entre la dent et la palette mécanique considérées.

**[0031]** Pour la phase de démarrage, il suffit qu'une oscillation du résonateur mécanique puisse être activée et avec elle le mouvement alternatif de l'ancre qui permet ensuite d'entretenir cette oscillation par des impulsions magnétiques. Ainsi, le fait que les dents flexibles puissent présenter une certaine déformation élastique selon une direction radiale n'est pas un fait déterminant pour la fonction de démarrage, bien que ceci puisse diminuer l'efficacité du système de démarrage prévu. Pour limiter une déformation élastique radiale de la dent flexible en direction du centre de la roue d'échappement, les dents flexibles, les goupilles de retenue et les palettes mécaniques sont agencées de manière que la force de réaction exercée au démarrage par une palette mécanique en contact avec une dent flexible, alors que la roue d'échappement commence à tourner, présente une orientation globale qui passe, dans le système de coordonnées polaires de la roue d'échappement, au-dessus du point de contact entre le corps 42b de la dent concernée et la goupille de retenue située derrière ce corps de dent. En particulier selon l'inclinaison de la surface inclinée de la palette mécanique alors qu'une tête 42a d'une dent flexible appuie contre celle-ci, une certaine force de frottement entre la cette tête et la surface inclinée peut être favorable. Cependant, il ne faut pas que cette force de frottement soit trop importante pour permettre à la dent de glisser le long de cette surface inclinée pour engendrer une impulsion de démarrage.

**[0032]** La Figure 2A montre l'ensemble formé de la roue d'échappement 16, de l'ancre 14 et du résonateur mécanique 2 initialement à l'arrêt, au début d'une impulsion de démarrage. La corne 19b de la fourchette 18 commence à exercer une force de démarrage sur la cheville 10 du résonateur mécanique. Ensuite, la roue d'échappement continue de tourner et l'ancre subit un couple de force mécanique qui est transmis au résonateur mécanique via le couplage entre la fourchette et la cheville jusqu'à une situation telle que représentée à la Figure 2B dans laquelle le résonateur mécanique a reçu une impulsion mécanique de démarrage, éventuellement renforcée par une certaine impulsion magnétique simultanée ; ce qui débute une oscillation de ce résonateur mécanique.

**[0033]** L'incorporation de dents 42 pour permettre l'une ou l'autre des deux fonctions décrites précédemment, à savoir l'amortissement d'oscillations de la roue d'échappement lors d'une rotation pas-à-pas de cette dernière en fonctionnement normal et un auto-démarrage de l'ensemble formé du résonateur mécanique et de l'échappement, en particulier un échappement du type magnétique, a pour conséquence que, lors d'un basculement de l'ancre 14 depuis une première de ses deux positions de repos en direction de la seconde position de repos alors que la roue d'échappement 16 est positionnée dans une quelconque position angulaire  $\theta$  d'une pluralité de plages de positions angulaires correspondant respectivement à la pluralité de dents, une des deux palettes mécaniques bute contre une de ces dents avant que l'ancre

ne puisse atteindre la position angulaire de dégagement de la cheville du côté de la seconde position de repos, comme ceci est représenté à la Figure 3B. Par 'position angulaire de dégagement' pour la cheville du résonateur mécanique, notamment un balancier-spiral, on comprend la position angulaire (de part et d'autre d'une position médiane définissant une position angulaire zéro pour l'ancre) à partir de laquelle la cheville peut se dégager, pour une raison ou une autre, de la fourchette, c'est-à-dire sortir de la cavité formée par les deux cornes 19a et 19b sans buter contre une de ces cornes pour amener l'ancre justement jusqu'à cette position de dégagement qui intervient avant que l'ancre atteigne une ou l'autre de ses deux positions de repos. On remarquera que ce dernier fait résulte d'un angle de sécurité usuel prévu pour assurer que la cheville puisse correctement sortir de la fourchette sans subir un choc ou frottement terminal qui lui ferait perdre de l'énergie à chaque alternance et perturberait l'oscillation du résonateur mécanique.

**[0034]** Lorsque le ressort de barillet se détend, il arrive un moment où le mouvement horloger cesse de fonctionner normalement étant donné que le couple de force que le barillet peut fournir au rouage et à la roue d'échappement devient insuffisant pour assurer un tel fonctionnement normal. A un certain instant, comme représenté à la Figure 3A, la roue d'échappement 16 arrête finalement de tourner et s'immobilise dans une certaine position angulaire  $\theta$ , mais le résonateur mécanique 2 est à cet instant-là toujours oscillant et peut même posséder une énergie mécanique sensiblement nominale et donc relativement importante, comme c'est généralement le cas avec un échappement 12 muni du système magnétique décrit précédemment. Comme mentionné au paragraphe précédent, en particulier dans le cas d'un échappement 12 muni du système magnétique pour fournir des impulsions d'entretien magnétiques, la roue d'échappement peut s'arrêter dans une quelconque position angulaire  $\theta$  d'une pluralité de plages de positions angulaires, correspondant respectivement à la pluralité de dents flexibles 42, pour laquelle une des deux palettes mécaniques vient ensuite buter contre une de ces dents avant que l'ancre ne puisse atteindre la position angulaire de dégagement de la cheville, comme représenté à la Figure 3B. Cette Figure 3B montre un cas particulièrement défavorable où une partie d'extrémité de la palette mécanique 29 subit un choc sur le sommet de la tête 42a d'une dent flexible 42 contre laquelle cette palette mécanique vient buter. Dans un tel cas, la force sensiblement radiale, dans un système de coordonnées polaires associé à la roue d'échappement, exercée par la palette mécanique de l'ancre sur la dent flexible concernée est sensiblement perpendiculaire à la surface de contact de la tête 42a et la force normale de réaction de la dent est alors sensiblement égale en intensité à la force radiale, de sorte que cette dent et la palette mécanique subissent un choc frontal.

**[0035]** On remarquera que le choc frontal de direction sensiblement radial ne concerne pas que l'instant auquel la palette mécanique et la dent entrent en contact, mais il s'agit d'une impulsion de force radiale qui a une certaine durée étant donné que ce choc frontal a lieu alors que la cheville du résonateur oscillant est insérée entre les deux cornes 19a et 19b de la fourchette 18 et qu'une impulsion magnétique est fournie à l'ancre. Lors du choc susmentionné, l'impulsion de force radiale a plusieurs composantes :

- premièrement une composante provenant de l'inertie de l'ancre 14 en mouvement qui est stoppée ; - deuxièmement une composante principale du fait de l'énergie mécanique emmagasinée dans le résonateur mécanique oscillant 2 qui est arrêté dans son oscillation alors que son énergie cinétique est quasi maximale, via le couplage entre la fourchette 18 et la cheville 10 ;
- troisièmement une composante magnétique provenant du fait que le choc intervient alors qu'une impulsion magnétique est fournie à l'ancre. Ainsi, il est probable que, lorsque la partie d'extrémité de la palette mécanique 29 entre en contact avec la tête 42a d'une dent en butant contre le sommet de cette tête, ce soit l'ancre 14 qui entraîne le résonateur mécanique 2 par sa corne 19b en appui contre la cheville 10, et seulement ensuite, après un très court intervalle de temps, cette cheville arrive en butée contre la corne 19a de la fourchette, comme représenté à la Figure 3B, et subit alors une forte décélération due à l'arrêt prématuré de l'ancre dans son basculement.

**[0036]** Plus le freinage du résonateur mécanique lors du choc susmentionné est violent / a une forte intensité, plus la force exercée orthogonalement sur la corne 19a par le résonateur mécanique, et par construction de manière sensiblement tangentielle dans un système de coordonnées polaires associé à l'ancre, et la force de réaction de l'ancre qui freine ce résonateur mécanique sont fortes au début du choc. Ceci pose un problème majeur, raison pour laquelle la roue d'échappement 16 est agencée et configurée pour pouvoir éviter une casse ou une détérioration d'une de ses parties, de l'ancre ou même d'une partie du résonateur mécanique lors d'un événement tel que montré aux Figures 3B et 3C. Pour diminuer l'intensité de la force exercée par la cheville du résonateur lors dudit choc important et donc éviter une contrainte instantanée trop forte, il est prévu une durée de choc relativement longue avec une absorption élastique d'énergie cinétique du résonateur mécanique 2 permettant à ce dernier de décélérer sur une certaine distance angulaire et ainsi de réduire l'intensité de la décélération.

**[0037]** A cet effet, les dents 42 de la roue d'échappement 16 sont prévues flexibles et chacune est agencée de manière à pouvoir fléchir, dans un plan général perpendiculaire à un axe de rotation de l'ancre 14, en subissant une déformation élastique sous l'action d'une force radiale, relativement à l'axe de rotation de la roue d'échappement, qui est exercée par une des deux palettes mécaniques butant contre la dent flexible considérée alors que la roue d'échappement a une position angulaire à l'intérieur d'une plage de positions angulaires correspondante, mentionnée précédemment, et que le résonateur mécanique est freiné par l'ancre. Chaque dent flexible présente une capacité élastique permettant d'absorber élastiquement, lors de ladite déformation élastique, la majeure partie d'une énergie mécanique maximale que peut avoir le résonateur mécanique lors du fonctionnement normal du mouvement horloger. On remarquera que, lors du choc entre la palette mécanique et la dent flexible, il y a une certaine dissipation d'énergie notamment dans le résonateur mécanique et

l'ancre, et aussi dans d'autres structures concernées, notamment dans le plateau 40 et les paliers de la roue d'échappement. Grâce à l'invention, toute casse ou détérioration de l'échappement et du résonateur mécanique peut ainsi être évitée. On a déjà exposé précédemment que les dents flexibles 42 ont été configurées de manière à présenter principalement une élasticité selon une direction radiale passant par le sommet de leur tête 42a. En effet, la partie terminale 42c de chaque dent présentant la plus grande flexibilité, et par conséquent la plus grande capacité élastique, est formée par une lame flexible qui est orientée principalement de manière orthogonale à ladite direction radiale.

**[0038]** Par „dent flexible“, on comprend généralement un élément saillant dont au moins une partie et/ou une partie de liaison de cet élément à un support peut / peuvent se déformer de manière élastique lors d'un choc, en particulier sensiblement radial, que peut subir cet élément sous l'action d'une palette mécanique de l'ancre, en présentant une capacité élastique suffisante pour absorber élastiquement une partie significative de l'énergie mécanique du résonateur mécanique que peut transmettre l'ancre à cet élément alors que le résonateur mécanique, ayant initialement une énergie mécanique correspondant à un fonctionnement normal du mouvement horloger, est proche de sa position de repos et brusquement freiné, en particulier jusqu'à une vitesse nulle, par l'ancre dont une palette mécanique bute contre l'élément saillant. Par 'capacité élastique', on comprend une capacité d'absorption d'énergie élastique, l'énergie élastique étant l'énergie stockée dans un matériau contraint sous forme de déformation élastique. Grâce aux caractéristiques de la roue d'échappement selon l'invention, on évite un choc trop brutal entre cette dernière et l'ancre et on permet une dissipation progressive de l'énergie mécanique du résonateur mécanique lors d'un arrêt de la roue d'échappement, quelle que soit alors sa position angulaire.

**[0039]** A la Figure 3C, on observe que, lors de la déformation élastique d'une dent flexible 42 sous l'action d'une force radiale due à un choc frontal de direction sensiblement radial, la dent subit un couple de force important, dans le sens de la rotation normale de la roue d'échappement, et elle subit une certaine rotation en direction du centre de la roue d'échappement alors que la partie terminale 42c fléchit jusqu'à ce que la dent bute contre le pourtour du plateau 40 et/ou la base 43 de la dent située devant elle. Le fléchissement de la dent est donc limité par une butée correspondante que comprend la roue d'échappement. On observe aussi que la goupille 44 associée à la dent qui subit ladite force radiale est agencée de sorte que le corps 42b de cette dent s'éloigne de cette goupille lors du fléchissement de la dent. De manière générale, la pluralité de parties rigides (à savoir les goupilles 44 dans la variante représentée) est agencée de manière à permettre que, lorsqu'une palette mécanique bute contre une partie saillante flexible (à savoir une dent flexible 42 dans la variante représentée) et que le résonateur mécanique 2 est alors freiné par l'ancre 14, la partie saillante flexible soumise à ladite force radiale puisse se déformer élastiquement de manière à absorber élastiquement la majeure partie du travail de cette force radiale. Les parties rigides servant d'éléments de retenue pour les dents flexibles, et situées en particulier derrière les corps de ces dents flexibles, ne gênent nullement la fonction d'absorption élastique de la majeure partie d'une énergie mécanique du résonateur mécanique lors d'un choc frontal de direction sensiblement radial entre une dent flexible 42 et une palette mécanique de l'ancre 14 qui peut survenir lorsque la roue d'échappement arrête de tourner pas-à-pas et que le mouvement mécanique arrête de fonctionner normalement.

**[0040]** Dans le cas d'un choc frontal de direction sensiblement radial entre la palette mécanique 29 et une dent flexible 42 représenté aux Figures 3A à 3F, le résonateur mécanique 2 subit une décélération telle qu'il finit par s'arrêter sensiblement dans la position représentée à la Figure 3C, avant un dégagement de la cheville 10 de la fourchette 18. Aux Figures 3D à 3F est donné une évolution possible du comportement de l'échappement hybride et du résonateur mécanique jusqu'à un arrêt total de ces mécanismes. Une fois le résonateur mécanique 2 arrêté, la dent flexible déformée élastiquement par la palette mécanique 29 redonne de l'énergie absorbée élastiquement au résonateur mécanique via l'ancre qui fournit ainsi une certaine impulsion de force à ce résonateur jusqu'à ce que la dent flexible 42 vienne buter contre la goupille 44, cet événement étant représenté à la Figure 3D. La goupille 44 joue un rôle intéressant dans cette phase car elle permet, une fois le choc frontal terminé (le choc frontal en question dure tant que la force radiale, mentionnée précédemment, qui s'exerce sur la dent flexible concernée est engendrée par la décélération du résonateur mécanique), de dissiper une partie de l'énergie élastique absorbée lors du choc frontal et diminuer ainsi la quantité d'énergie mécanique redonnée au résonateur mécanique, de sorte à amortir rapidement une oscillation résiduelle jusqu'à un arrêt total du résonateur mécanique. La Figure 3E montre un instantané avec le résonateur mécanique dans une position angulaire extrême définissant l'amplitude d'une alternance générée par la restitution partielle de l'énergie élastique absorbée par la dent flexible. On notera qu'il est possible que la roue d'échappement subisse une légère rotation, notamment en avant, durant le choc frontal et aussi lors du retour de la dent en direction de la goupille de retenue 44. La Figure 3F montre une position finale probable pour le résonateur mécanique et l'échappement à l'arrêt, avec une palette mécanique en appui contre une surface inclinée d'une des dents flexibles.

**[0041]** Dans une variante avantageuse, les dents flexibles 42 sont agencées en appui contre les goupilles de retenue 44 avec une précontrainte, c'est-à-dire avec une certaine déformation élastique initiale qui est engendrée par les goupilles de retenue sur les dents respectives en l'absence d'autres forces. Une telle précontrainte permet d'augmenter la capacité d'absorption élastique des dents flexibles sur une distance de déplacement donnée depuis une position initiale, en butée contre les goupilles respectives, et une position finale où ces dents viennent buter sur une base 43 d'une dent en aval et/ou sur le pourtour du plateau 40 qui supporte à sa périphérie les dents flexibles, comme dans la variante représentée aux figures.

## Revendications

1. Mouvement horloger comprenant un résonateur mécanique (2) et un échappement (12) qui est associé à ce résonateur mécanique et qui comprend une roue d'échappement (16), présentant une pluralité de parties saillantes (42), et un arrêt (14), cet arrêt comprenant deux palettes mécaniques (28, 29), formant respectivement deux butées mécaniques pour la pluralité de parties saillantes, et une fourchette (18) agencée pour coopérer avec le résonateur mécanique via un engagement périodique d'une cheville (10), solidaire de ce résonateur mécanique, entre deux cornes (19a, 19b) de la fourchette, le résonateur mécanique étant couplé à l'arrêt de manière que, lors d'un fonctionnement normal du mouvement horloger, l'arrêt subit un mouvement alternatif entre deux positions de repos dans lesquelles cet arrêt demeure alternativement durant des intervalles de temps successifs ; dans lequel l'échappement est agencé de manière à permettre, lors du fonctionnement normal du mouvement horloger, une absorption d'énergie cinétique de la roue d'échappement par des chocs successifs, entre la pluralité de parties saillantes (42) et alternativement les deux palettes mécaniques (28, 29), respectivement en fin de pas successifs d'une rotation pas-à-pas de la roue d'échappement ; dans lequel, lors d'un basculement de l'arrêt (14) depuis une première de ses deux positions de repos en direction de la seconde position de repos alors que la roue d'échappement a une quelconque position angulaire dans une pluralité de plages de positions angulaires correspondant respectivement à la pluralité de parties saillantes, une des deux palettes mécaniques bute contre une des parties saillantes correspondant à la plage de positions angulaires concernée avant que l'arrêt ne puisse atteindre une position angulaire de dégagement de la cheville (10) du côté de la seconde position de repos ; dans lequel les parties saillantes de la roue d'échappement sont flexibles et chacune est agencée de manière à pouvoir fléchir, dans un plan général perpendiculaire à un axe de rotation de l'arrêt (14), en subissant une déformation élastique sous l'action d'une force radiale, relativement à un axe de rotation de la roue d'échappement, que peut exercer ladite une des deux palettes mécaniques butant contre la partie saillante considérée alors que la roue d'échappement a une position angulaire dans la plage de positions angulaires correspondant à cette partie saillante et que le résonateur mécanique est freiné par l'arrêt, chaque partie saillante présentant une capacité élastique lui permettant d'absorber élastiquement, lors de ladite déformation élastique, la majeure partie d'une énergie mécanique maximale que peut avoir le résonateur mécanique lors du fonctionnement normal du mouvement horloger.
2. Mouvement horloger selon la revendication 1, dans lequel une pluralité de parties rigides (44), solidaires de la roue d'échappement (16), sont agencées respectivement derrière la pluralité de parties saillantes flexibles (42), relativement au sens normal de la rotation pas-à-pas de la roue d'échappement, de manière que chaque partie saillante flexible (42) est retenue par la partie rigide correspondante lors d'un choc, parmi lesdits chocs successifs, intervenant entre cette partie saillante et l'une ou l'autre des deux palettes mécaniques (28, 29), pour empêcher ou limiter un recul de cette partie saillante lors de ce choc et permettre une dissipation de la majeure partie d'une énergie cinétique que possède la roue d'échappement au début de ce choc ; et dans lequel la pluralité de parties rigides (44) est agencée de manière à permettre, lorsque ladite une des deux palettes mécaniques bute contre une des parties saillantes flexibles et que le résonateur mécanique (2) est alors freiné par l'arrêt (14), que cette partie saillante flexible soumise à ladite force radiale puisse se déformer élastiquement de manière à absorber élastiquement la majeure partie du travail de cette force radiale.
3. Mouvement horloger selon la revendication 1 ou 2, dans lequel l'échappement ou un mécanisme d'entraînement de la roue d'échappement (16) est agencé de manière que, en fonctionnement normal du mouvement horloger, la roue d'échappement fournit à l'arrêt (14) des impulsions d'entretien d'une oscillation du résonateur mécanique (2), ces impulsions d'entretien ayant une énergie sensiblement constante tant que le mouvement horloger fonctionne normalement.
4. Mouvement horloger selon la revendication 3, dans lequel l'échappement (12) comprend un système magnétique (30, 32, 36) couplant magnétiquement la roue d'échappement (16) et l'arrêt (14), ce système magnétique étant agencé de manière à générer, lors du fonctionnement normal du mouvement horloger, des impulsions magnétiques qui forment lesdites impulsions d'entretien à énergie constante.
5. Mouvement horloger selon la revendication 4, dans lequel lesdites impulsions magnétiques sont générées au niveau des deux palettes mécaniques (28, 29) qui supportent respectivement deux aimants (30, 32) formant deux palettes magnétiques ; et dans lequel l'arrêt (14) est agencé de manière à pouvoir, lors du fonctionnement normal du mouvement horloger, transmettre substantiellement un couple de force magnétique engendré par chacune des impulsions magnétiques à sa fourchette (18) pour entretenir une oscillation du résonateur mécanique (2).
6. Mouvement horloger selon la revendication 4 ou 5, dans lequel les parties saillantes (42) sont agencées de manière à permettre un auto-démarrage de l'ensemble formé du résonateur mécanique (2) et de l'échappement (12) lorsque le ressort de barillet est réarmé, suite à un arrêt du mouvement horloger, et que la roue d'échappement (16) est à nouveau entraînée en rotation.
7. Mouvement horloger selon une des revendications 4 à 6, dans lequel le système magnétique comprend au moins une piste aimantée circulaire (36) supportée par un disque (34) formant la roue d'échappement ; dans lequel la pluralité de parties saillantes (42) sont agencées dans un plan général parallèle au disque et distant de ce dernier ; et dans lequel la pluralité de parties rigides (44) sont fixées au disque et s'élèvent de celui-ci en direction dudit plan général.

8. Mouvement horloger selon la revendication 7, dans lequel la pluralité de parties rigides est formée par une pluralité de goupilles (44) fixées audit disque.
9. Mouvement horloger selon une des revendications 4 à 8, dans lequel les parties saillantes sont formées par des dents (42) agencées à la périphérie d'un plateau (40) formant la roue d'échappement.
10. Mouvement horloger selon la revendication 9, dans lequel, lors de ladite déformation élastique d'une quelconque dent de la pluralité de dents, le fléchissement de cette dent est limité par une butée (40, 43) correspondante que comprend la roue d'échappement (16).
11. Mouvement horloger selon une quelconque des revendications précédentes, dans lequel l'arrêt (14) présente également une certaine capacité élastique lui permettant d'absorber élastiquement, lorsque ladite une des deux palettes mécaniques bute contre une partie saillante (42) alors que la roue d'échappement est positionnée à l'intérieur de la plage de positions angulaires correspondante et que le résonateur mécanique est freiné par l'arrêt, une partie d'une énergie mécanique que possède le résonateur mécanique au début d'un tel événement, l'ancre et la partie saillante concernée présentant ensemble une capacité élastique leur permettant d'absorber élastiquement, lors dudit événement, l'énergie mécanique maximale que peut avoir le résonateur mécanique lors du fonctionnement normal du mouvement horloger.

Fig. 1A

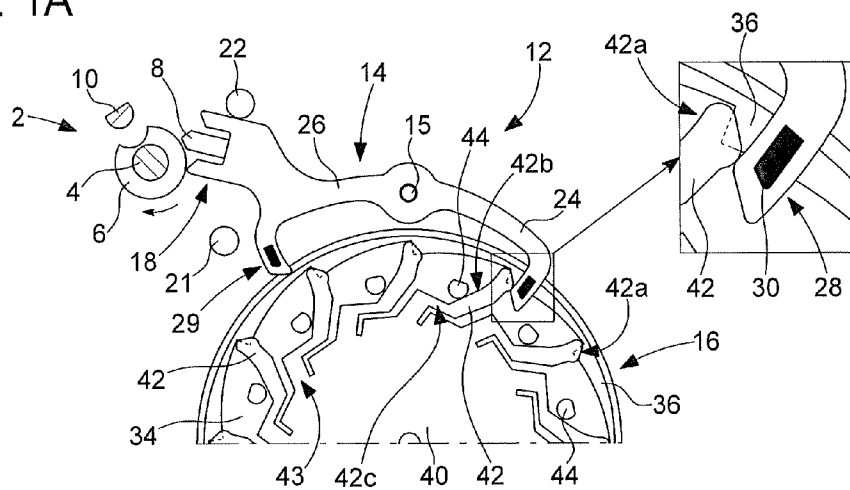


Fig. 1B

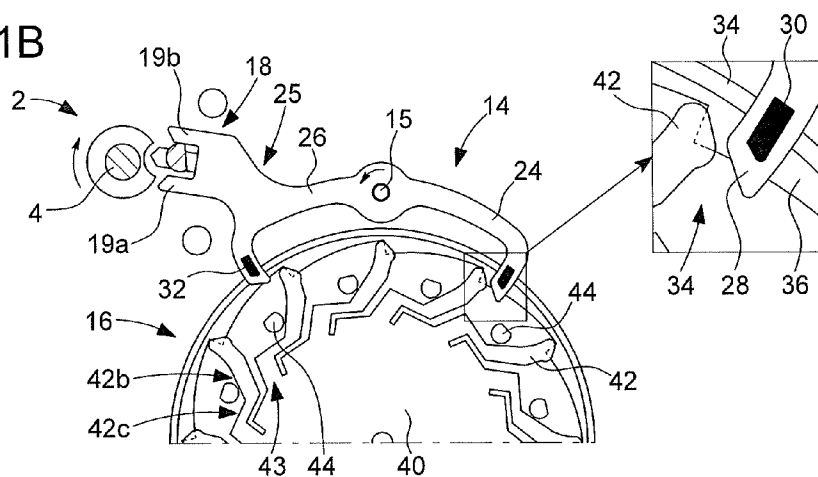


Fig. 1C

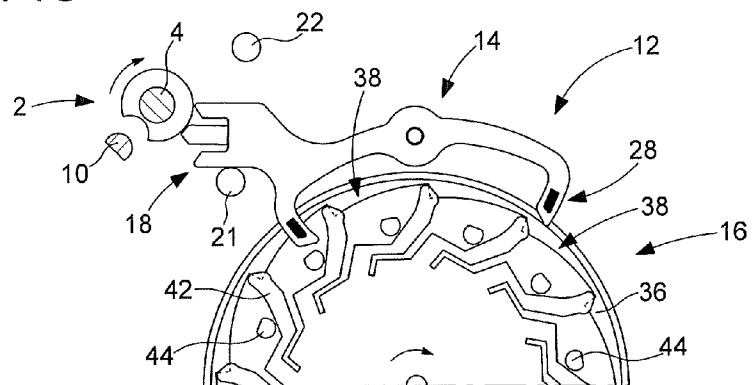


Fig. 1D

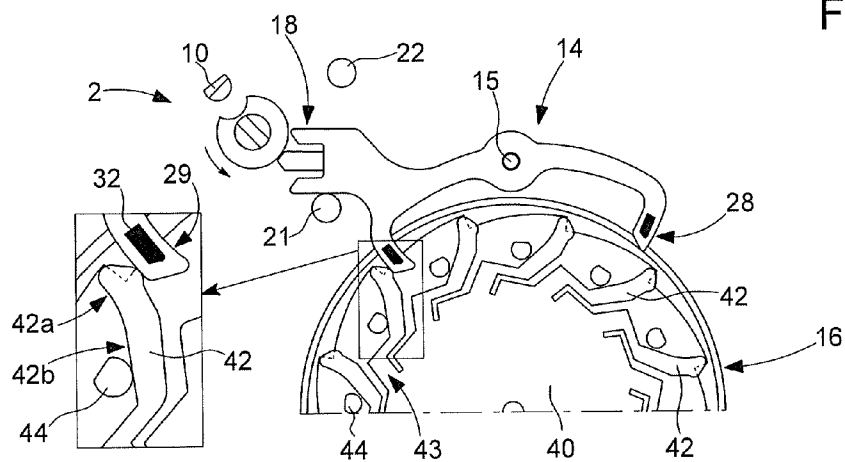


Fig. 2A

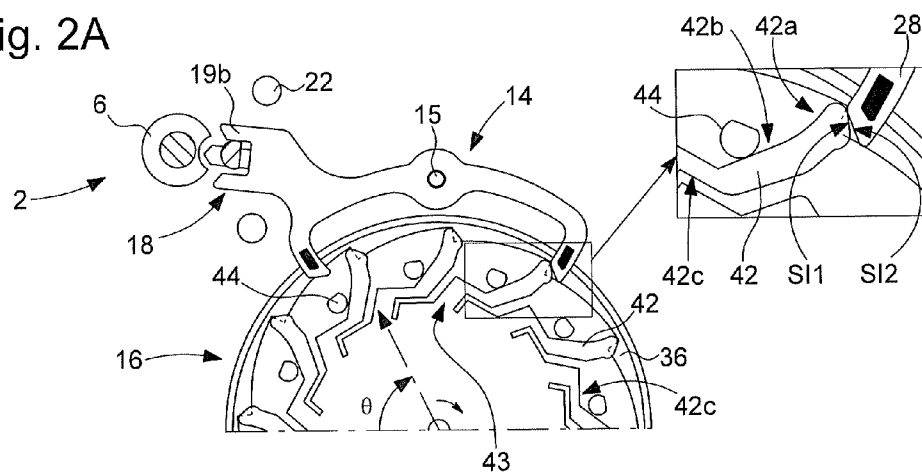


Fig. 2B

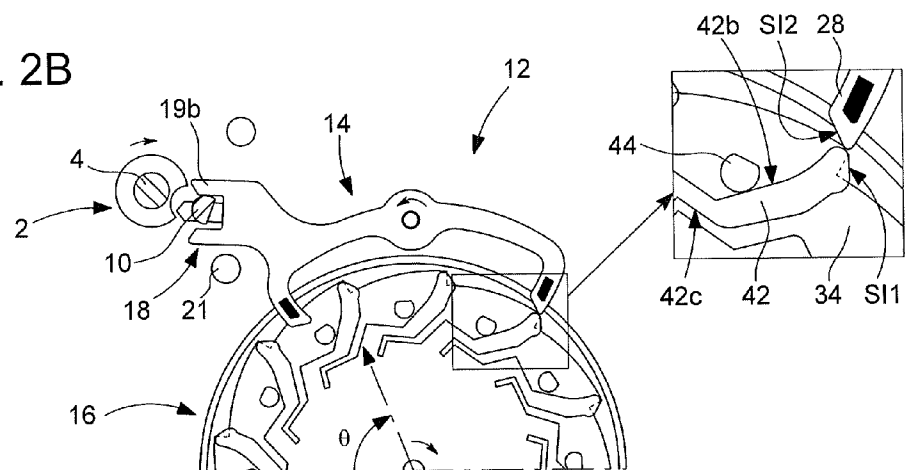


Fig. 3A

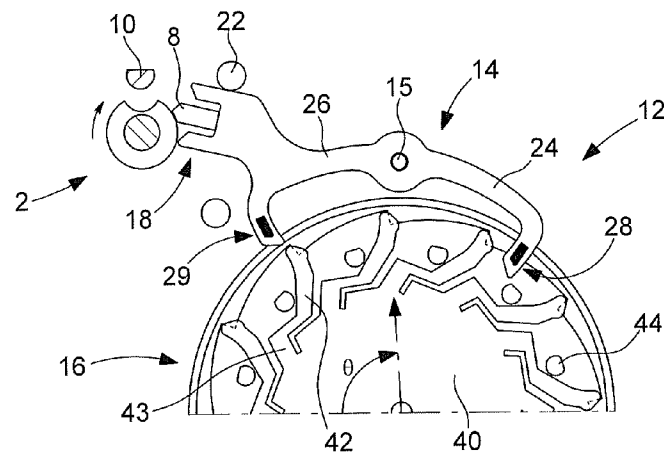


Fig. 3B

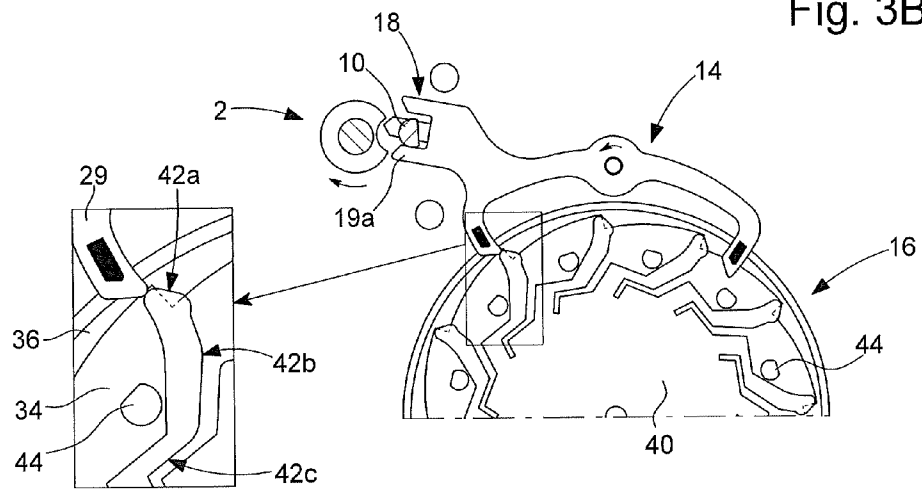


Fig. 3C

