

**MECÁNICA  
SEPTIEMBRE  
2013**



# **ESTUDIO DE LA EVOLUCIÓN DE LOS DESVÍOS FERROVIARIOS**



**AUTOR**  
Cristian Jiménez Fernández

**DIRECTOR**  
Luis Lezáun Martínez de  
Ubago



**Escuela de  
Ingeniería y Arquitectura  
Universidad Zaragoza**



**Universidad  
Zaragoza**

# ÍNDICE

<b>0. OBJETIVO Y ALCANCE DEL PROYECTO .....</b>	<b>4</b>
0.1 Peticionario .....	4
0.2 Objeto del proyecto .....	4
0.3 Firmante .....	4
<b>1. INTRODUCCIÓN .....</b>	<b>5</b>
1.1 ¿Qué es el ferrocarril? .....	5
1.2 El guiado por el carril .....	6
1.3 El guiado por rueda .....	7
1.3.1 El guiado por rueda en Alemania .....	8
1.4 El guiado por la pestaña .....	9
1.5 Desvíos y placas giratorias .....	9
1.6 La conicidad de las llantas .....	10
1.7 Los carriles de hierro con reborde .....	11
1.7.1 Evolución y fracaso de los carriles de reborde .....	11
1.8 Los carriles salientes de hierro .....	12
1.8.1 Resistencia comparada del carril de reborde y del carril saliente .....	13
1.8.2 Hacia la vía del futuro .....	14
1.9 Ingeniería de los caminos de hierro .....	16
<b>2. ELEMENTOS DE UN DESVÍO .....</b>	<b>19</b>
2.1 Cambios .....	21
2.1.1 Contraagujas .....	22
2.1.2 Espadines o agujas .....	22
2.1.2.1 El perfil del carril de las agujas .....	24
2.1.2.2 Rigidez transversal .....	25
2.1.2.3 El mantenimiento de la entrecalle aguja - contraaguja .....	25
2.1.3 Dispositivos de anclaje .....	26

2.1.4 Accionamiento .....	27
2.2 Cruzamientos .....	28
2.2.1 Fabricación .....	30
2.2.2 Definición de un cruzamiento .....	31
2.3 Asiento de los desvíos .....	32
2.4 Gama de desvíos .....	33
2.5 Clasificación de los desvíos .....	33
2.6 Otros aparatos de vía .....	35
2.6.1 Escape entre vías .....	35
2.6.2 Placas o puentes giratorios .....	36
2.6.3 Triángulos de vía .....	36
2.7 Representación de los aparatos de vía en los planos .....	38
2.8 Nomenclatura .....	40
<b>3. ASPECTOS TÉCNICOS PARA EL CÁLCULO DE UN DESVÍO .....</b>	<b>42</b>
3.1 Primera aproximación para el cálculo de un desvío .....	42
3.2 Cálculo más aproximado de un desvío .....	44
3.3 Proyecto simplificado de un corazón recto .....	46
<b>4. EJEMPLOS DE DESVÍOS Y SUS COMBINACIONES CONVENCIONALES .....</b>	<b>49</b>
4.1 Amurrio S.A. ....	49
4.2 JEZ Sistemas Ferroviarios S.L. ....	53
4.3 Talleres Alegría S.A. ....	56
4.4 Emcor S.A. ....	58
<b>5. DESVÍOS DE ALTA VELOCIDAD .....</b>	<b>61</b>
5.1 Introducción. ....	61
5.2 Curvas de transición .....	63
5.3 Escapes para alta velocidad .....	64
5.3.1 Escapes de la línea Madrid - Sevilla .....	65
5.3.2 Escapes de la línea Madrid - Zaragoza - Barcelona - Frontera francesa .....	69

5.4 La discontinuidad en el apoyo de las ruedas .....	72
5.4.1 Corazón de punta móvil .....	72
5.4.2 Corazón de patas de liebre móviles .....	73
5.5 Antideslizantes térmicos de dos piezas .....	74
5.6 Traviesas de acero y hormigón de bajas vibraciones .....	75
5.7 Traviesas de acero y hormigón amortiguadas contra vibraciones .....	77
5.8 Marcha cinemáticamente optimizada .....	78
5.9 Desvíos de alta velocidad en la línea Madrid - Sevilla .....	80
5.9.1 Accionamiento de las agujas y corazón .....	80
<b>6. EJEMPLOS DE DESVÍOS Y SUS COMBINACIONES CONVENCIONALES PARA A.V. ....</b>	<b>84</b>
6.1 Amurrio S.A. ....	84
6.2 JEZ Sistemas Ferroviarios S.L. ....	86
6.3 Talleres Alegría S.A. ....	87
<b>7. ANEXOS.....</b>	<b>89</b>
7.1 Desvíos especiales .....	89
7.2 Accionamiento de desvíos .....	94
7.3 Montaje de desvíos de alta velocidad .....	101
7.4 Fórmulas utilizadas para el cálculo geométrico de desvíos .....	121
<b>8. BIBLIOGRAFÍA.....</b>	<b>137</b>

## **0. OBJETIVO Y ALCANCE DEL PROYECTO**

### **0.1 Peticionario**

El proyecto es pedido por la Escuela de Ingeniería y Arquitectura de Zaragoza, como proyecto fin de carrera del plan de estudios en extinción de Ingeniería Técnica Industrial en la especialidad de mecánica.

### **0.2 Objeto del proyecto**

Con este trabajo se pretende estudiar la evolución de uno de los elementos más característicos del ferrocarril.

Una de las particularidades de este medio de transporte es la de ser guiado por el propio camino de rodadura. Por eso desde un principio se planteó el problema de los cruces con otras composiciones que circulaban por el mismo camino. De ahí nace la necesidad del desvío ferroviario.

Este elemento, aunque su idea mecánica ha permanecido inalterable, ha ido evolucionando como lo han hecho otros muchos dispositivos ferroviarios sobre todo al aumentar las velocidades de las circulaciones.

En un principio eran elementos de poca longitud que permitían pasar de una vía a otra paralela a 30 km/h, velocidad suficiente teniendo en cuenta que la máxima no sobrepasaba los 50 km/h.

Actualmente con velocidades máximas superiores a 300 km/h los desvíos se diseñan para ser atravesados a 220 km/h lo que implica longitudes del orden de 200 metros y un peso de 150 toneladas y un elevado coste económico que puede llegar al millón de euros.

### **0.3 Firmante**

La finalización de este proyecto ha tenido lugar en Zaragoza a 9 de Julio de 2013.

Firmante:

➤ Cristian Jiménez Fernández

# 1. INTRODUCCIÓN

## 1.1 ¿Qué es el ferrocarril?

Para sumergirnos en los orígenes más remotos del ferrocarril, no sirve definir éste con las peculiaridades que poseía al comienzo de la era ferroviaria. Precisamos encontrar algo más profundo y esencial, algo que defina nuestro campo de estudio, con el fin de bucear en el pasado de su búsqueda.

La línea de progreso del transporte terrestre está muy clara: arrastre de objetos, utilización de troncos, rodillos, trineos y, por fin, la rueda, uno de los avances tecnológicos más antiguos deducido, al parecer, del movimiento giratorio del torno del alfarero.

Con objeto de reducir el rozamiento, la línea de progreso conduce a alisar todo lo posible el camino de deslizamiento o rodadura, así como el patín o la llanta. Pero alisar es muy costoso, especialmente cuando se trata del camino, lo que lleva a reducir al máximo las superficies en contacto.

La costumbre y las realizaciones a la vista del hombre de hoy nos llevan a asociar la rueda con pestaña y el ferrocarril, pero esto es un error, al menos en el sentido más profundo de su significado. Hay otros principios de guiado tan ferroviarios como el de la rueda con pestaña. Aún más, en un futuro, ni siquiera hará falta la rueda, el guiado por sustentación magnética está al alcance de la mano.

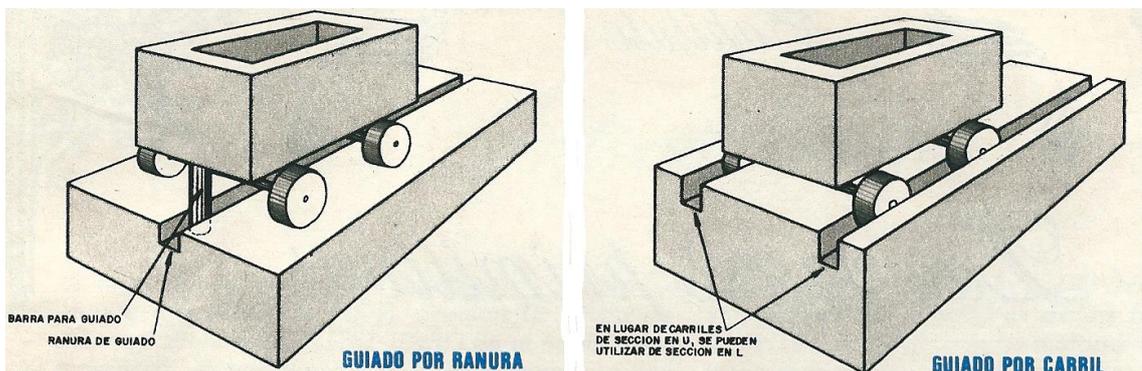


Figura 1. Esquema de guiado por ranura y guiado por carril. Fuente: Moreno.



Figura 2. Esquema de guiado por la pestaña y guiado magnético. Fuente: Moreno.

Desde muy antiguo se solucionó el problema de conectar las diversas trayectorias, y ya en 1796 el inglés John Curr proyecta una red ferroviaria para el Condado de Norfolk, utilizando aparatos de vía. Si analizásemos estos planos, constataríamos que se hace referencia a todos los elementos principales de un típico aparato de vía, por lo que la posterior evolución de estos dispositivos ha estado encaminada, básicamente, a conseguir mayores niveles de seguridad y a permitir velocidades más altas, incrementando al mismo tiempo la vida útil del aparato.

## 1.2 El guiado por carril

Hay una teoría bastante razonable para explicar el origen del principio de guiado de las ruedas o patines por un carril. De acuerdo con ella, el hombre de finales de la Edad Media habría inferido en éste, al observar las profundas huellas o rodadas dejadas por los carros en el terreno.

Al tratar del Mundo Antiguo, vemos algunos ejemplos fundados en este principio de guiado. Resulta curioso observar que se refieren a planos inclinados, debido a que el principio por guiado por el carril es muy adecuado y económico cuando se aplica a secciones de vía con alineación recta, corta longitud y velocidad de circulación reducida.

### 1.3 El guiado por rueda

En efecto, *Riesen* en alemán no sólo significa gigantesco, sino que también se emplea para designar a los caminos forestales, para la saca de madera, contruidos en las laderas de montañas y por donde se hacían deslizar los troncos hasta el valle.

Estos caminos lanzaderos se han empleado, desde tiempos remotos, en los bosques de Europa Central, existiendo referencias de los mismos que se remontan hasta el año 1303. Muchas ciudades disponían de sus propios caminos lanzaderos para el abastecimiento de leña o materiales de construcción y, por supuesto, todas las minas importantes, debido a su elevado consumo de madera, tanto para entibación como en los hornos de fundición. De estos caminos no hay precedentes en nuestro país, excepto en Asturias, donde se han utilizado trineos para el transporte de heno, así como en algunos valles de Cantabria. Por este motivo, la expresión castellana más utilizada es camino de arrastradero, que no implica, necesariamente, el transporte por la acción de la gravedad.

El hecho de que la terminología utilizada en los caminos lanzaderos y en los caminos guiados por rueda de la Baja Hungría sea similar y en muchos casos idéntica, induce a creer que estos últimos se derivaron de aquellos mucho más antiguos.

En las bifurcaciones se hacía uso de desvíos elementales para encaminar el transporte por una u otra vía (fig. 3). Precisamente, esta clase de desvío, con un solo espadín, es la única posible en un ferrocarril guiado por rueda aplicada al borde interior del carril, ya que se necesita suprimir el cruzamiento para permitir el paso de los rodillos de guiado. De todo ello se deduce que estas vías no serían otra cosa que una versión mucho más sofisticada de los caminos lanzaderos forestales, a base de bordes de madera lisos y rodillos de guiado aplicados contra éstos.

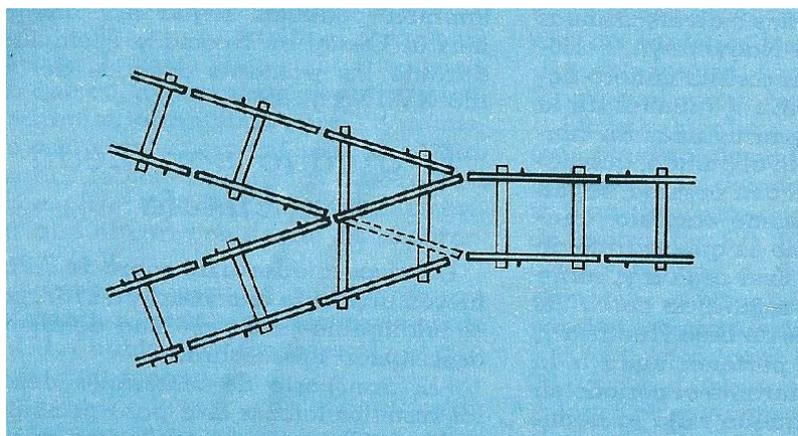


Figura 3. Desvío de los caminos lanzaderos forestales. Fuente: Moreno

### 1.3.1 El guiado por rueda en Alemania

En Alemania, los ejemplos son numerosos y muy variados en sus características. El primero de ellos, cronológicamente, aparece en un plano inclinado de las minas de Schulenberg (Harz) en 1724, para transportar el mineral desde la bocamina al fondo del valle. Su constructor, Kristian Schwarzkopf, había hecho su aprendizaje en las minas de Falun precisamente en la época en que se empezó a usar allí este principio de guiado.

En la vertiente sajona de los montes Metálicos aparecen, a finales del siglo XVIII, tres aplicaciones de este principio de guiado, cuyas cortas vidas demuestran el escaso éxito alcanzado. La primera de ellas tuvo lugar en 1791, en una galería sensiblemente horizontal de las minas de Schneeberg, pero el mineral derramado entorpecía el buen funcionamiento de las ruedas de guiado. Con este motivo, tres años más tarde, Herr Baldauf sustituyó los vehículos por otros más ligeros y económicos.

Los dos ejemplos restantes resultan muy interesantes desde el punto de vista histórico. El ferrocarril utilizado en Freiberg (Sajonia) en 1792 tenía unos vagones parecidos a los inventados por Baldauf, pero sin eje trasero pivotante. De esta instalación quedan detalles de los desvíos utilizados, de un sugerente parecido con los de los caminos lanzaderos forestales (fig. 4).

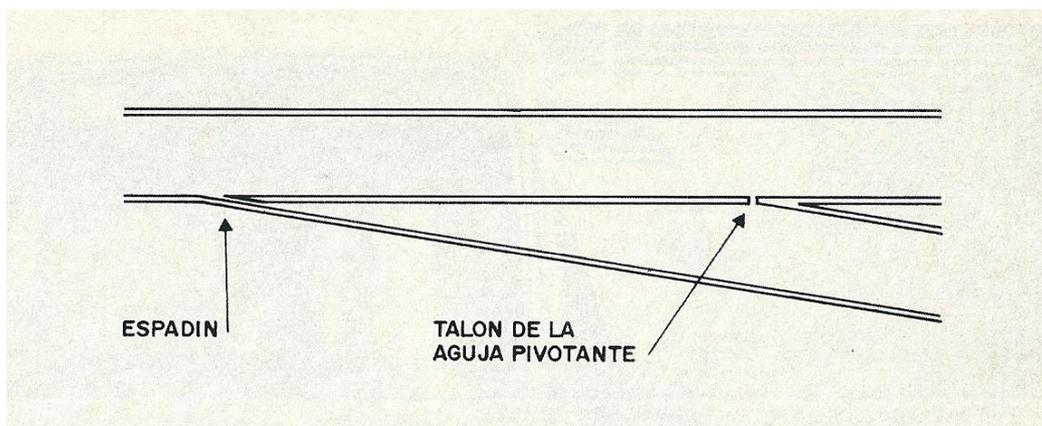


Figura 4. Desvío para guiado por rueda en Freiberg (1792). Fuente: Moreno.

El tercer ejemplo es el ferrocarril de las minas de Erbisdorf, situadas cerca de Freiberg. Se instaló en 1792 con una longitud de 120 m., desde los hornos de tostación a las trituradoras. En lugar de situar los rodillos en la vía, se instalaron en las paredes laterales de la caja, de modo que pudieran rodar sobre unos carriles de madera situados en el viaducto a modo de pasamanos.

## 1.4 El guiado por la pestaña

Ignoramos cuándo y dónde comenzó a utilizarse, por primera vez, una rueda con pestaña. Desde luego, este principio de guiado es fácil de deducir a partir del guiado por carril, sin más que trasladar el reborde de éste a la rueda. También podía haber surgido a partir de la polea acanalada, es decir, con doble pestaña.

Los primeros rastros de la rueda con pestaña, en su nacimiento toda ella de madera, se localizan en algún rincón de una mina desconocida de Europa Oriental o de Inglaterra. No hay acuerdo unánime sobre la primacía de uno u otro lugar; lo más probable es que se trate de dos inventos independientes. Ambos lugares están muy alejados y, durante los pasados siglos, prácticamente incomunicados.

En tanto que la pestaña de Europa Oriental no tuvo apenas difusión, su homóloga inglesa se perfeccionó y desarrolló en su país natal, pasando a finales del siglo XVIII al resto de Europa y después a Asia y América.

## 1.5 Desvíos y placas giratorias

No se conserva, apenas, información sobre los desvíos. Desde luego, no se parecían a los actuales, pues el sistema de agujas articuladas en el talón data de 1839. Lo más probable es que fueran semejantes a los utilizados en Europa Oriental a base de una sola aguja. A esta conclusión se llega examinando los documentos referentes a diversas minas en el siglo XVIII, donde siempre la palabra español aparece en singular.

Sobre las placas giratorias hay referencias desde 1714 como “discos de cargaderos” donde se instalaban normalmente para llevar los vagones de la vía de entrada a la salida, situadas en un reducido espacio. También se utilizaban en sustitución de curvas de corto radio y, en ciertos casos, con la función de desvío. Los vagones no daban la vuelta en estas placas, sino que circulaban siempre en la misma posición (fig. 5).

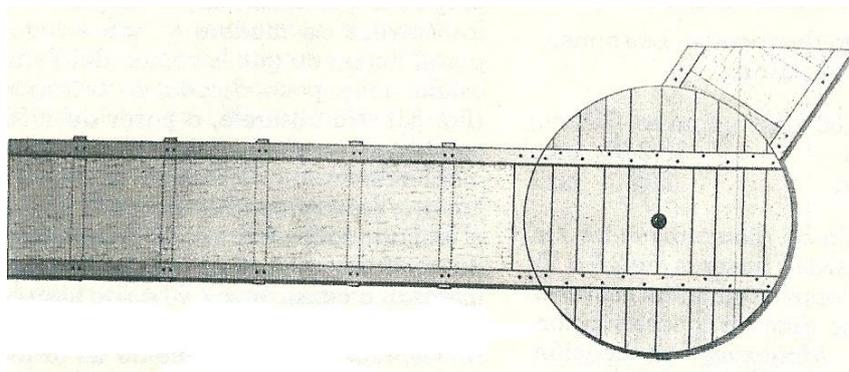
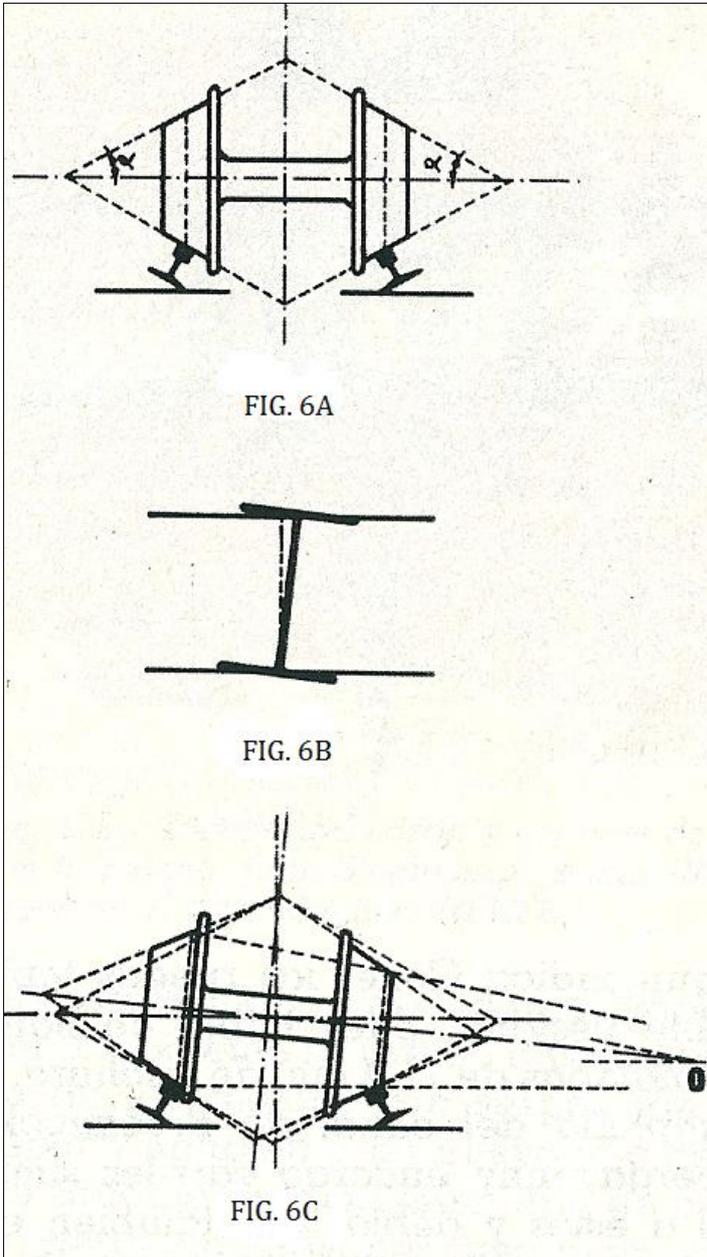


Figura 5. Placa giratoria. Fuente: Moreno.

## 1.6 La conicidad de las llantas

Las pestañas de las ruedas sirven para guiar el vehículo sobre la vía, permitiendo restringir la amplitud de la explanación de ésta, con la consiguiente economía de construcción. Su posición debe ser interior a las llantas, pues, de este modo, si la rueda llegara a montar sobre el carril, rodaría sobre un radio mayor, tomando un avance lineal sobre la otra rueda. El eje tendería a girar alrededor de esta última, atrayendo hacia el



interior de la vía a la rueda descarrilada y oponiéndose, por tanto, al descarrilamiento. Lo contrario sucedería si las pestañas fueran exteriores a la llanta.

Las llantas de las ruedas no se tornean cilíndricas, sino en forma troncocónica, con inclinación variable sobre la horizontal (fig. 6A). Esta disposición tiene por objeto guiar al vehículo en alineación recta, atrayendo constantemente aquél hacia el eje de la vía. En efecto, si una de las ruedas de un eje llegara a tomar cierto avance (fig. 6B), aquél se coloca en posición oblicua a la vía, y rodando la rueda avanza sobre un diámetro menor, el avance tiende a desaparecer y llega incluso a invertirse, manteniéndose el eje en una posición media a través de una serie de oscilaciones que constituyen el llamado movimiento de lazo.

La conicidad de las llantas tiene por objeto, también, facilitar la circulación por las curvas (fig. 6C). En efecto, al ser mayor el recorrido por el carril exterior que por el interior, el eje sufre un desplazamiento hacia el exterior de la curva, de modo que la rueda interior rueda sobre un diámetro menor que el de la rueda exterior, compensándose así la diferencia de recorridos.

La imagen anterior (fig. 6), está exagerada para explicar fácilmente la conicidad de las llantas. En la siguiente (fig. 7), se muestra un esquema con medidas a proporción respecto a la conicidad de las llantas, donde, en este caso, sería la posición adoptada cuando el eje montado toma una curva cuyo raíl exterior es el derecho.

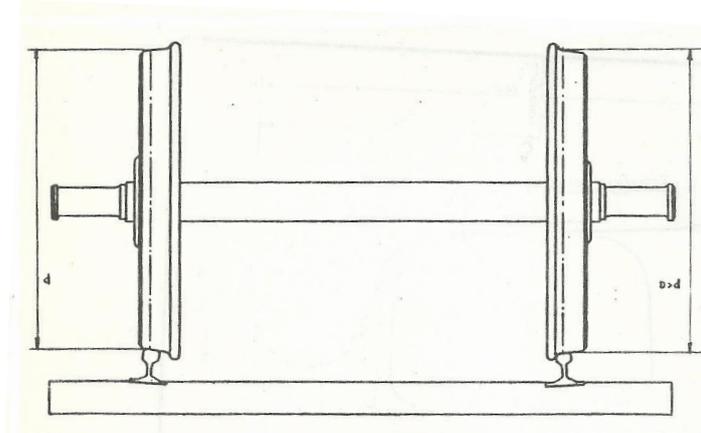


Figura 7. Conicidad realista de las llantas. Fuente: Moreno.

## 1.7 Los carriles de hierro con reborde

El carril de hierro con sección angular constituye una especie de paréntesis en la evolución tecnológica del ferrocarril. En gran medida supuso un estancamiento y, posiblemente, un retroceso en su proceso de perfeccionamiento. A pesar de estar concebido bajo una idea técnicamente rechazable, la realidad fue que alcanzó, paradójicamente, un éxito considerable.

### 1.7.1 Evolución y fracaso de los carriles de reborde

Dada su corta vida, el carril de reborde tuvo escasas posibilidades para evolucionar. Hay algunos ejemplos de carriles con sección acanalada, pero su empleo estaba limitado a lugares especiales como los pasos a nivel o algún puente donde era necesario compatibilizar la circulación ferroviaria con la ordinaria. En ciertos pasos a nivel se suprimían los rebordes, sustituyéndolos por bordillos de piedra labrada.

Al principio, según vimos, el carril se asentaba directamente sobre los apoyos de piedra, pero al final de su vida encontramos ya los primeros cojinetes destinados a dar mayor solidez y firmeza a la sujeción.

Técnicamente, el carril de reborde carecía de futuro. Cuando se proyectaba la célebre línea de Stockton a Darlington hubo fuertes presiones para que se construyera con esta clase de carriles, pero su ingeniero, George Stephenson, se opuso en un luminoso informe que lleva fecha 19 de mayo de 1821. Su sección transversal, dice Stephenson, está deplorablemente dispuesta para soportar cargas verticales. Comparado con el carril convencional de sección en T, a igualdad de sección y por consiguiente de coste, su resistencia es mucho menor. La práctica demostró amargamente la certeza de este hecho, con las frecuentes roturas observadas.

Otro grave inconveniente, se decía en el informe, residía en su sección angular, que constituía una excelente barrera para acumular el carbón menudo caído de los vagones y los detritos lanzados por los cascos de las caballerías.

Se ha sugerido por B. Morgan, que el éxito del carril de reborde fue debido, en gran parte, a la astucia de los agentes comerciales de las ferrerías, hipótesis bastante probable si tenemos en cuenta el escaso nivel de los conocimientos técnicos de la época. No obstante, es preciso reconocer que esta vía férrea supuso un perfeccionamiento sobre la vía de madera, al reducir ostensiblemente el esfuerzo de tracción y los costes de conservación.

## **1.8 Los carriles salientes de hierro**

Simultáneamente con el carril de reborde fue desarrollándose otra clase de carril para rueda con pestaña, que los viajeros franceses denominaron carril saliente, origen y fundamento del carril actual. Este carril constituye una evolución lógica del carril-placa inventado en Coalbrookdale a mediados del siglo XVIII. Lamentablemente, su historia está plagada de lagunas, de modo que no es posible establecer con precisión la cronología de su desarrollo.

Los primeros carriles salientes de hierro, fundados en el principio de guiado por la pestaña, como sus progenitores de madera, aparecen por primera vez en el sur de Gales, una región adscrita a la escuela de Salop y donde las primeras ferrerías fueron instaladas por técnicos naturales de Broseley. En los primeros años del siglo XIX, a instancias de Outram, las vías de Gales se renovaron con carriles de hierro con reborde.

### 1.8.1 Resistencia comparada del carril de reborde y del carril saliente

La resistencia de un carril depende de su momento de inercia y del módulo de elasticidad. Un carril de reborde de sección en L y un carril saliente de sección en T, tienen el mismo momento de inercia si tienen la misma sección y son iguales el espesor y la altura.

No ocurre así con el módulo de elasticidad. En tanto que el hierro fundido del carril de reborde tiene un módulo de elasticidad de 750.000 a 1.050.000 kg/cm<sup>2</sup>, el módulo de elasticidad del hierro forjado, material empleado en el carril saliente, es de 2.000.000 kg/cm<sup>2</sup>. Se deduce, por consiguiente, que un carril saliente de la misma sección que uno de reborde, resiste una carga de 2,6 a 2 veces mayor.

Con independencia de su mayor resistencia, el carril saliente presenta otra evidente ventaja respecto al reborde. En el carril saliente, la carga de la rueda actúa en el eje vertical, de modo que el material trabaja simétricamente. En el carril de reborde, la carga de la rueda actúa descentrada, sometiendo a éste a una torsión, es decir, a un vuelco hacia la derecha que tiende a deformar el ala inferior del carril y a aflojar la clavazón.

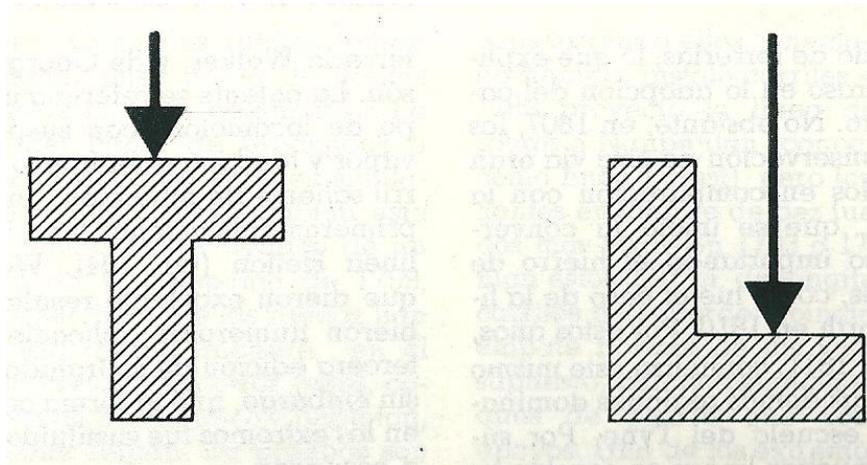


Figura 8. Carga actuante de la rueda sobre un carril con sección en T y en L. Fuente: Moreno.

## 1.8.2 Hacia la vía del futuro

La consagración definitiva del carril saliente de hierro forjado tuvo lugar en la línea de Liverpool a Manchester, inaugurada en el año 1830. Los carriles de 4,6 m. de longitud y 17,3 kg/m. se apoyaban, a través de cojinetes de fundición, en sólidos bloques de piedra dispuestos diagonalmente. Aquí, George Stephenson, ingeniero autor del proyecto, sustituyó los bloques de piedra por traviesas de madera, que, aunque más costosos, impedían la deformación de la vía (especialmente su anchura) en este tipo de plataforma.

El fuerte tráfico de la línea, desde su apertura, demostró muy pronto que esta vía presentaba graves defectos. Los bloques de piedra, por muy bien que se fundaran en el terreno, eran propensos a desplazamientos verticales y transversales que afectaban al alabeo y al ancho de la vía. Los carriles sufrían roturas con inusitada frecuencia y el agua introducida en las grietas de los bloques o en los orificios practicados para fijar los cojinetes, al helarse, los partía.

Durante los siete próximos años se fueron realizando una serie de cambios que concluyeron en unos resultados. Estos resultados no eran fruto de consideraciones científicas, sino de continuas pruebas acertadas y erróneas. Así, se llegó a comprender el hecho de que la vía precisaba mantener un cierto grado de elasticidad, en contra de las primitivas ideas de Stephenson que, con sus firmes apoyos y carriles sin posibilidad de flexión, creía que debía mantenerse rígida.

Por ello, hacia 1840 comienza a generalizarse en los ferrocarriles el carril de 35 kg/m. y a eliminarse su forma en vientre de pez para pasar al carril de sección constante. Este carril de sección constante y simétrica, con doble cabeza, tenía mucha mayor flexibilidad (fig. 9A).

En 1847, B.Adams, un firme partidario de dar elasticidad a la vía, en unión de R. Richardson, patentó la brida con tornillos pasantes, que facilitó en gran medida la utilización de este tipo de carril (fig. 9B). En otros casos, para eliminar estos inconvenientes se utilizaba un carril de doble cabeza pero de sección asimétrica que, naturalmente, no era reversible (fig. 9A).

Hubo otros tipos de carril, entre ellos el inventado por C. B. Vignoles en 1837 y hoy conocido por este nombre (fig. 9C). Su gran mérito residía en que podría apoyarse directamente sobre la traviesa, sin necesidad de cojinete, fijándolo directamente con escarpas. Fue adoptado inmediatamente por los contratistas en las vías temporales utilizadas en las construcciones ferroviarias y posiblemente, por este motivo, despreciado por los ingenieros ingleses. En Estados Unidos, donde los ferrocarriles se establecían con mucha economía, fue inmediatamente adoptado, así como en algunas líneas del continente europeo. Más tarde, con una pequeña placa de asiento, vendría a ser el carril ferroviario por excelencia.

Otro inventor, W. H. Barlow, patentó en 1849 un carril de sección en V invertida (fig. 9D), que pretendía eliminar no sólo el cojinete, sino la traviesa misma, ya que, por su forma podía hundirse firmemente en el balasto manteniéndose el ancho de la vía mediante pletinas de hierro dispuestas transversalmente a intervalos regulares. Aunque se utilizó bastante en Inglaterra y en otros países, concretamente en España, la práctica demostró que no presentaba suficiente resistencia para soportar el tráfico pesado.

I. K. Brunel, contemporáneo de George Stephenson y como éste imbuido en la idea de proporcionar a la vía gran rigidez, inventó un sistema original a base de un carril de sección en V invertida fijado sobre un sólido armazón de madera fuertemente inmovilizado por pilotes (fig. 9E). Todo el armazón quedaba embebido en una capa de arena o balasto, bien bateada bajo las traviesas que soportaban el carril.

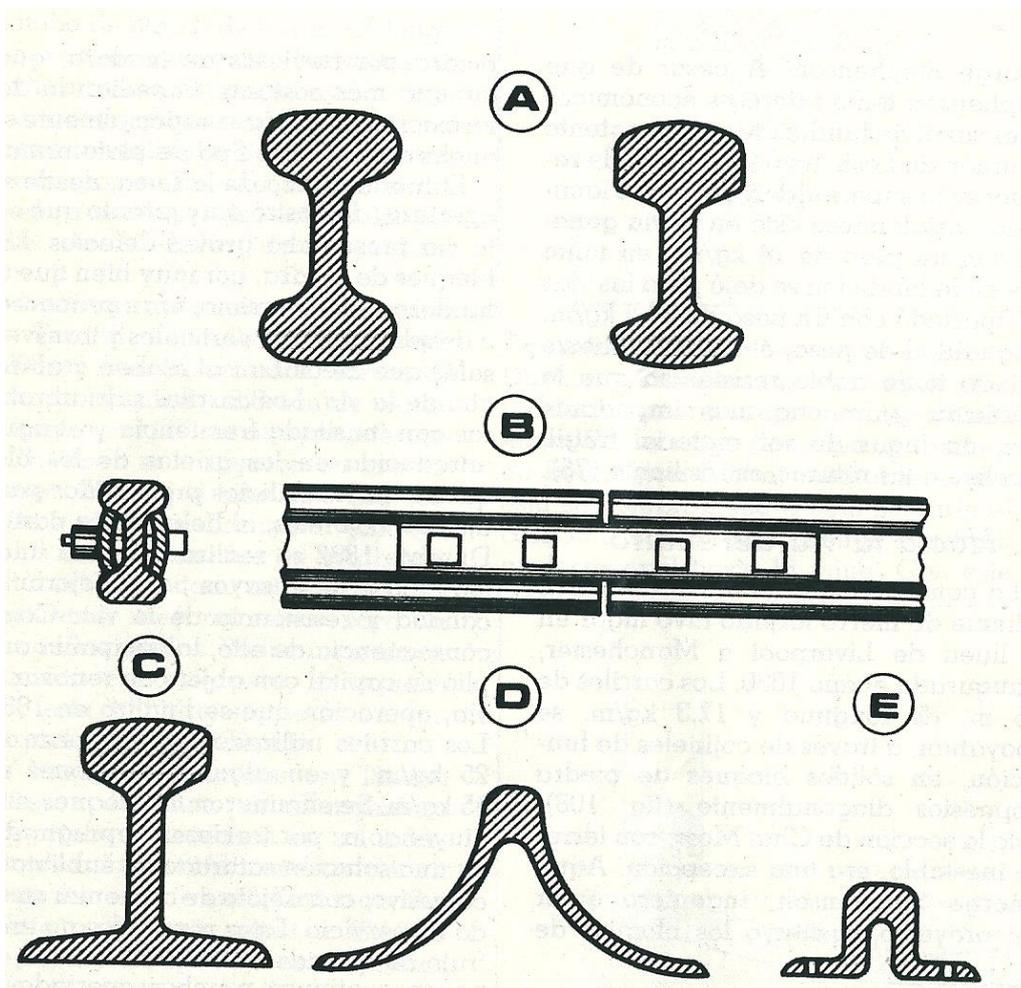


Figura 9. Diversas formas de carril de hierro forjado. (A) Doble cabeza; (B) Junta de B. Adams; (C) Carril Vignoles; (D) Carril Barlow; (E) Carril Brunel. Fuente: Moreno.

Otro elemento fundamental de la vía son los cambios o aparatos de vía cuya disposición y forma depende de la de los carriles utilizados. Con el carril saliente de hierro, los aparatos de vía fueron de dos tipos, según tuvieran articuladas las agujas en el talón o en la punta. El primer tipo es utilizado todavía en nuestros días y el segundo parece ser que fue instalado por George Stephenson en la línea de Liverpool a Manchester. Como es lógico, esta clase de aparatos de vía tuvo escasa aplicación dado el continuo riesgo de descarrilamiento si es tomado de talón con agujas mal dispuestas.

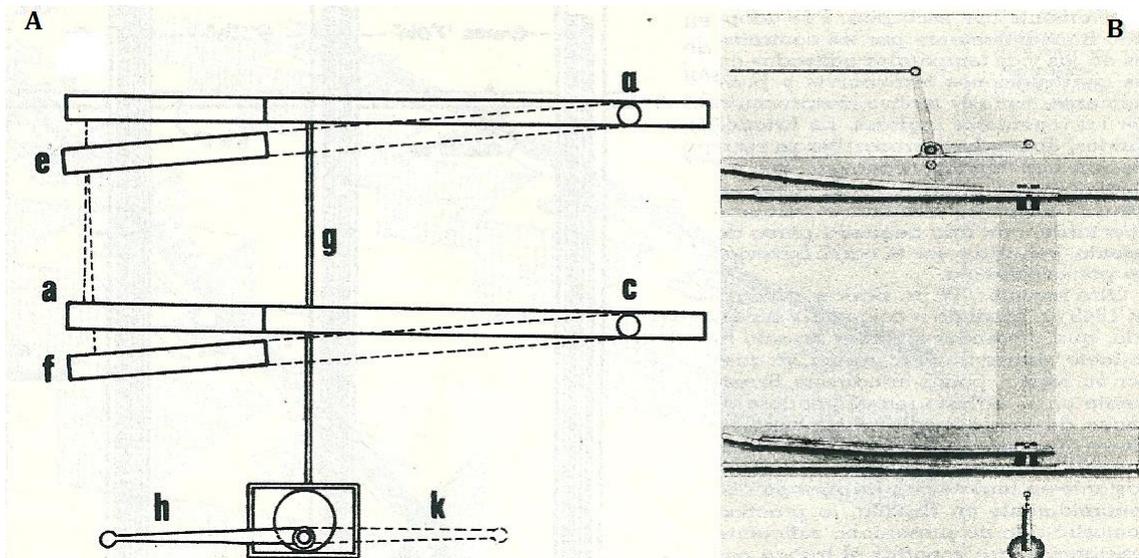


Figura 10. Aparatos de vía primitivos: (A) Liverpool a Manchester (1830); (B) Línea escocesa de Elgin (1821-23). Fuente: Moreno.

## 1.9 Ingeniería de los caminos de hierro

La sustitución de los caminos de madera por los de hierro no se limitó a un simple cambio de materiales. Estuvo acompañada, además, por una modificación de los criterios básicos utilizados en la construcción de ferrocarriles. Nadie mejor que Benjamin Outram podría exponerlos con mayor claridad. Para definir un trazado, dice, es preciso calcular el tráfico previsible. Cuando es aproximadamente igual en ambos sentidos, el perfil ha de ser tan horizontal como sea posible. Si el tráfico esperado es en un solo sentido, como es normal entre las minas y los canales o los ríos navegables, el perfil será suavemente descendente, de modo que las caballerías puedan retornar los vagones vacíos con facilidad. Lo ideal en estos casos sería una pendiente de 10‰, y si la vía y los vehículos presentan una cuidada construcción, se puede llegar hasta el 20‰, siempre, por supuesto, que el tráfico ascendente sea despreciable.

Durante esta fase de la historia ferroviaria, la infraestructura cobra mayor relevancia que en la fase de las vías de madera. La razón de ello es bien sencilla. Al asumir el ferrocarril el papel de vía de comunicación con mucho mayor alcance, el tráfico aumentó y con ello la posibilidad de hacer inversiones en el camino, que eran prohibitivas.

En los caminos de hierro comenzaron a aparecer los túneles, algunos de longitud apreciable. También sucedió lo mismo con los puentes, de los que se conservan ejemplos significativos, como el de cantería de tres arcos en la línea Bridgent, construido en 1829 por Thomas Morgan, y el viaducto de 32 arcos en la línea Sirhowy.

Con la llegada de la tracción a vapor, los ferrocarriles de sangre inician su fase de extinción. Así, entre 1830 y 1847 sólo se construyeron cuatro líneas de esta clase. En esta fase, los viejos caminos de hierro tuvieron que modificar sus trazados para eliminar las curvas cerradas y fueron adaptando sus carriles a las crecientes cargas por eje de las locomotoras. Las líneas mineras se modernizaron. En unos casos fueron absorbidas por las nuevas compañías ferroviarias o buscaron el enlace con las líneas de éstas, en otros se desmantelaron.



## 2. ELEMENTOS DE UN DESVÍO

Una particularidad específica de las líneas de ferrocarril, como se ha visto en la introducción, es su carácter de guiado que obliga al material rodante a recorrer un camino prefijado ya establecido. De esta circunstancia surge la necesidad de los aparatos de vía.

Estos dispositivos permiten asegurar la continuidad de la vía para un itinerario seleccionado entre varios, divergente o secante. Si el itinerario a seleccionar es divergente el aparato de vía se denomina desvío. Si el itinerario que sigue el tren es secante con otro el aparato se llama travesía.

Aunque en este proyecto sólo se estudian los desvíos, los elementos que se citan a continuación son comunes a los desvíos y a las travesías dobles. Estos elementos son: cambio, carriles de unión, también llamados cupones, y cruzamientos.

Por combinación de todos o varios de los elementos básicos citados se pueden obtener los elementos mostrados en las figuras 1, 2 y 3.

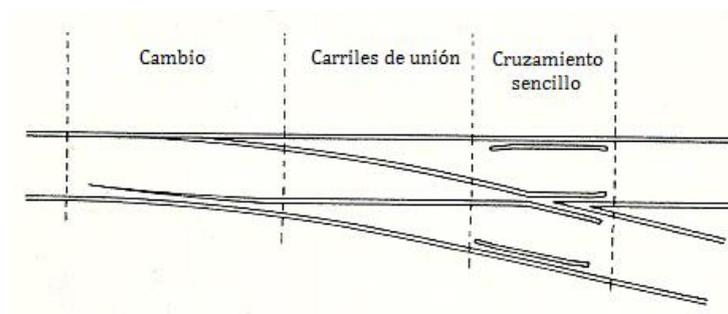


Figura 1. Esquema primario de un desvío. Fuente: Oliveros.

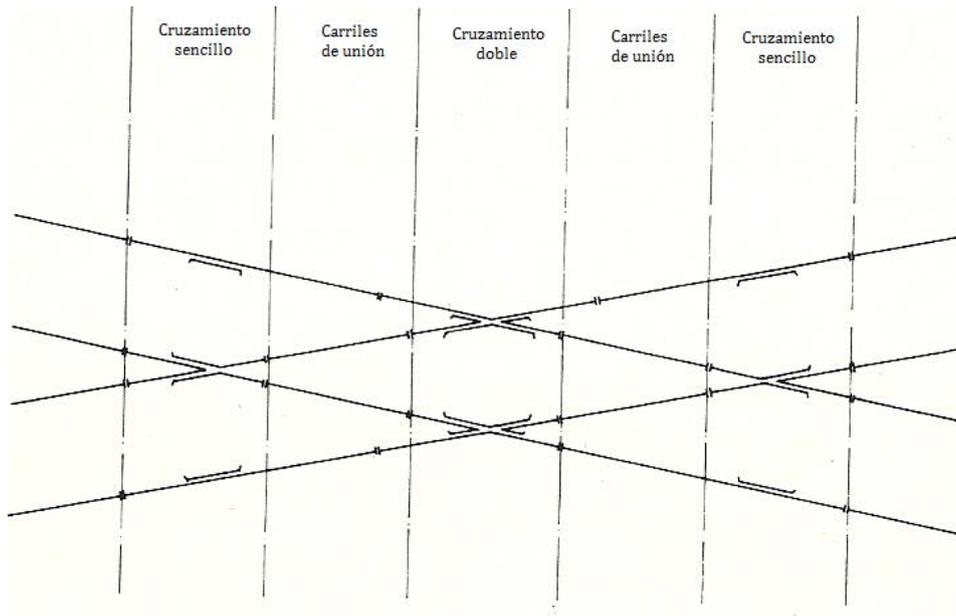


Figura 2. Esquema primario de una travesía simple. Fuente: Oliveros.

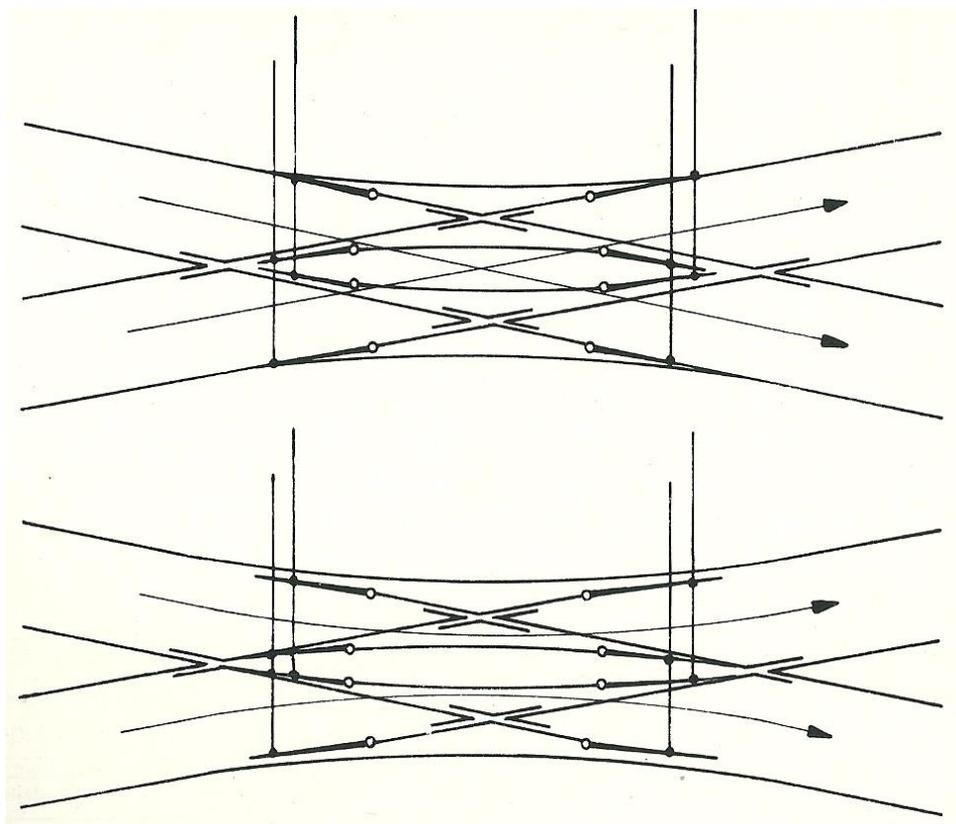


Figura 3. Travesía de unión doble. Fuente: Oliveros.

La vía principal recibe el nombre de vía directa y la otra el de vía desviada. Un desvío queda delimitado por 6 juntas: las 2 del cambio indican el comienzo del desvío (CD); las 4 finales del cruzamiento determinan el final del desvío (FD). Todos estos grupos de elementos se representan en la figura 4.

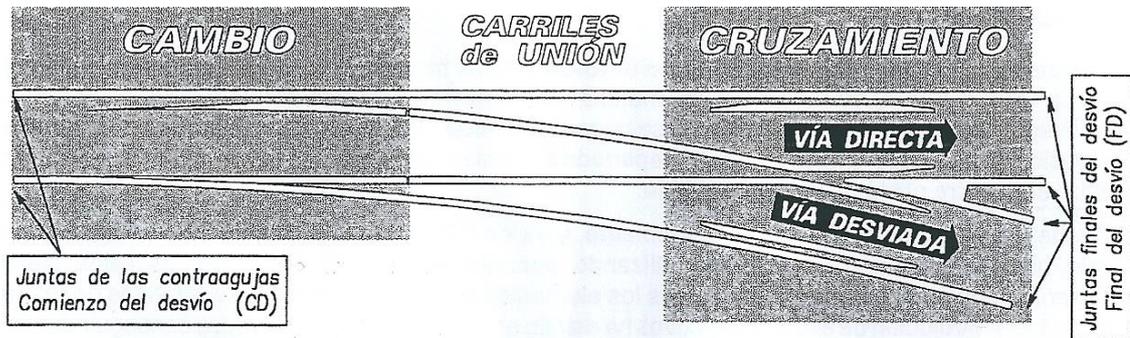


Figura 4. Vía directa y vía desviada de un desvío. Fuente: García.

A continuación se van a analizar las partes de un desvío, que como ya se ha indicado también pueden ser elementos de una travesía.

## 2.1 Cambios

La misión de los cambios es producir el desvío de las circulaciones hacia una vía determinada. En el cambio existen cuatro piezas fundamentales: las dos exteriores, llamadas contraagujas, que son fijas, y las dos interiores, llamadas agujas o espadines, que siendo solidarias por uno o varios tirantes, tienen parte móvil y cuya posición, según se efectúe el acoplamiento sobre una u otra contraaguja, determina la dirección que debe seguir la circulación. Las agujas están empotradas o articuladas en su talón, quedando libre en su otro extremo llamado punta.

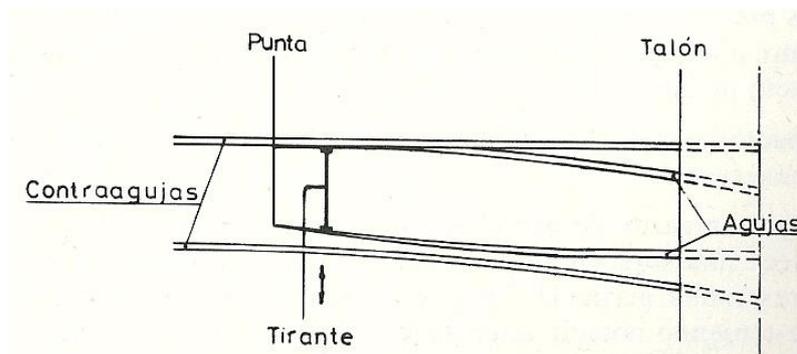


Figura 5. Componentes de un cambio. Fuente: Oliveros.

### 2.1.1 Contraagujas

Son unos trozos de carril entero que forman la parte fija del cambio.

- Tienen orificios en el alma para alojar los tornillos correspondientes a las resbaladeras y otras piezas.
- La forma en planta es tal que la aguja o espadín se ajusta a ella.
- La cara lateral del borde activo está cepillada para alojar la aguja.

En la figura siguiente pueden apreciarse las disposiciones distintas de la unión entre contraagujas y agujas.

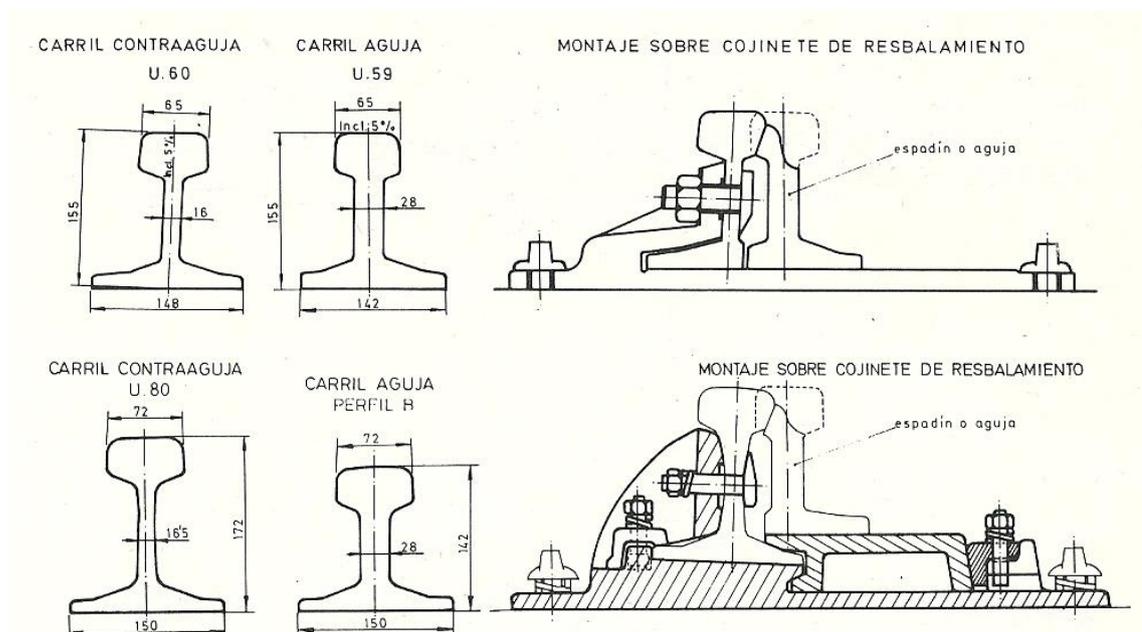


Figura 6. Dos disposiciones distintas de unión aguja - contraaguja. Fuente: Oliveros.

### 2.1.2 Espadines o agujas

Son trozos de carril cepillados para permitir tanto el ajuste perfecto a la contraaguja como el cumplimiento de su función de guiar y soportar las ruedas que pasan por ellos.

Se pueden obtener a partir de:

- Carriles de perfil normal.

- Carriles de perfil especial de la misma altura que las contraagujas.
- Carriles de menor altura que las contraagujas.

En base a la figura 7, se establecen las siguientes definiciones:

- Punta matemática de una aguja (PMA): es el punto teórico de intersección de los bordes activos de los carriles que convergen hacia ese punto, es decir, de la aguja y la contraaguja.
- Punta real (PRA): es el extremo material de la aguja.
- Ángulo de desviación de una aguja ( $\theta_0$ ): es el que forman los dos bordes activos en un punto característico de la geometría de la aguja.
- Ángulo de ataque ( $\beta$ ): es el ángulo bajo el cual el eje encuentra el borde activo de la aguja.

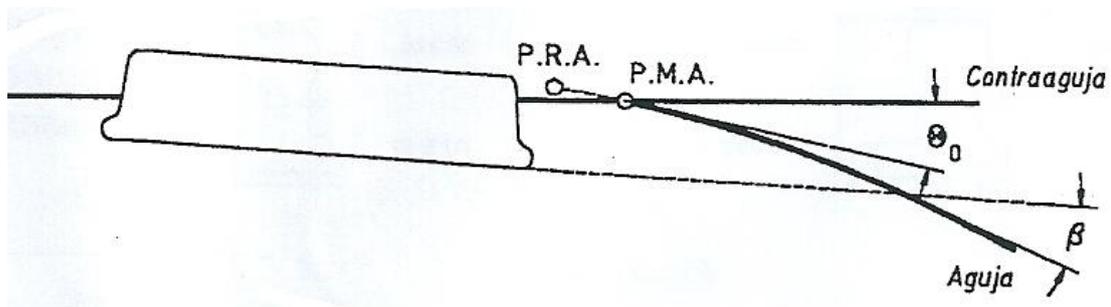


Figura 7. Partes de una la aguja o espadín. Fuente: García.

Las agujas de los cambios pueden accionarse mediante diversos procedimientos manuales, mecánicos, hidráulicos o eléctricos, que las desplazan simultáneamente o con un pequeño intervalo de tiempo. Una vez acoplada la aguja, su inmovilidad sobre la contraaguja se mantiene mediante un dispositivo de seguridad, proceso que se denomina encerrojamiento. Durante su movimiento, las agujas resbalan sobre placas engrasadas, llamadas cojinetes de resbalamiento o resbaladeras, hasta adaptarse perfectamente a la contraaguja correspondiente.

### 2.1.2.1 El perfil del carril de las agujas

Las agujas comenzaron construyéndose a partir de carriles ordinarios, cepillando adecuadamente la cabeza y el patín. En la figura 8 se representa una aguja recta realizada a partir de carriles Vignole. Esto tenía el inconveniente de que se debilita la contraaguja al recortar su patín y, por otra parte, las agujas así constituidas no ofrecen suficiente estabilidad y solidez para resistir tanto los choques laterales como las fuerzas verticales a que están sometidas, presentando una tendencia a entreabrirse, esto es, a separarse de su contraaguja.

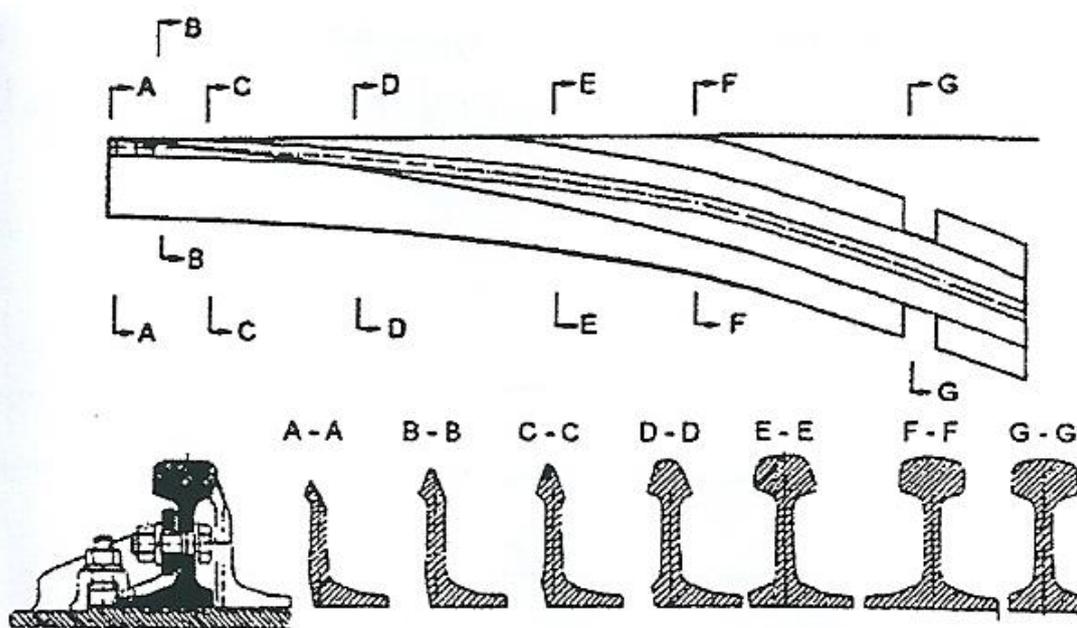


Figura 8. Cortes de una aguja de carril Vignole. Fuente: García.

Por estos motivos, pronto se vio la necesidad de emplear perfiles especiales para construir las agujas, en general de menor altura y mayor robustez. Si bien se ha llegado a emplear el carril Brunnel, lo habitual es emplear perfiles de sección tipo Vignole, es decir, carril de patín, pero de secciones de alma mayores (fig. 9).

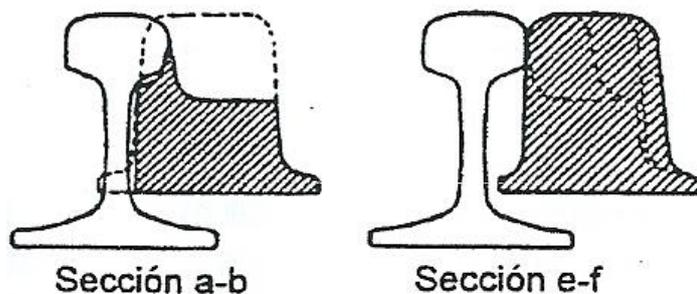


Figura 9. Perfiles tipo Vignole. Fuente: García.

### 2.1.2.2 Rigidez transversal

Este aspecto es importante debido a las solicitaciones ejercidas por la pestaña cuando el eje toma la vía desviada y aún más cuando se produce un talonamiento. El momento de inercia transversal,  $I_y$ , debe ser suficiente para que la aguja no se deforme plásticamente y no se incline ni torsione durante su desplazamiento.

### 2.1.2.3 El mantenimiento de la entrecalle aguja - contraaguja

Para que la aguja abierta no tome contacto con la pestaña de la rueda se necesita una entrecalle mínima entre la aguja abierta y su contraaguja adyacente. Este valor,  $r$  es en función de:  $d$ , distancia normal entre planos interiores de ruedas;  $e$ , espesor de la pestaña; y  $a$ , ancho de vía. Así (fig. 10):

$$r > a - (d + e)$$

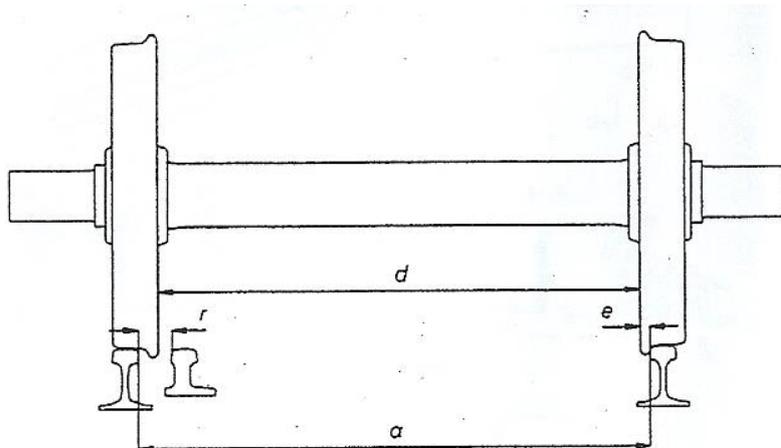


Figura 10. Parámetros para calcular la entrecalle mínima. Fuente: García.

Debiendo tomarse todas las tolerancias en el sentido más desfavorable, así como tener en cuenta el posible desgaste lateral de los carriles. Valores usuales de  $r$  están entre 55 y 65 mm.

Las agujas se desplazan mediante la barra de maniobra. La carrera mínima de esta barra para obtener el valor elegido de la entrecalle de libre paso depende de la longitud y de la flexibilidad de la aguja.

Cuanto más larga y flexible sea la aguja, más grande deberá ser la carrera de la barra de maniobra, en el caso de accionamiento de ataque único. Precisamente debido al hecho de poder garantizar la entrecalle, en los cambios para Alta Velocidad es necesario disponer varios puntos de accionamiento a lo largo del cambio, ya que la flexibilidad de las largas agujas no la garantizan.

Por lo tanto, ya sea en los cambios cortos, donde se desea un ataque único, como en los largos para Alta Velocidad, donde se desea un número mínimo de puntos de accionamiento, se requiere que la rigidez transversal de la aguja  $I_y$  sea importante.

### 2.1.3 Dispositivo de anclaje

Está destinado a fijar el espadín por su talón y además asegurarle una movilidad en el plano horizontal. La mejor disposición para el anclaje es la denominada de espadines elásticos, que consiste en utilizar una junta normal de carriles con bridas totalmente apretadas en A y debilitar el patín del espadín en puntos determinados C que le permitan una deformación en el plano horizontal (fig. 11).

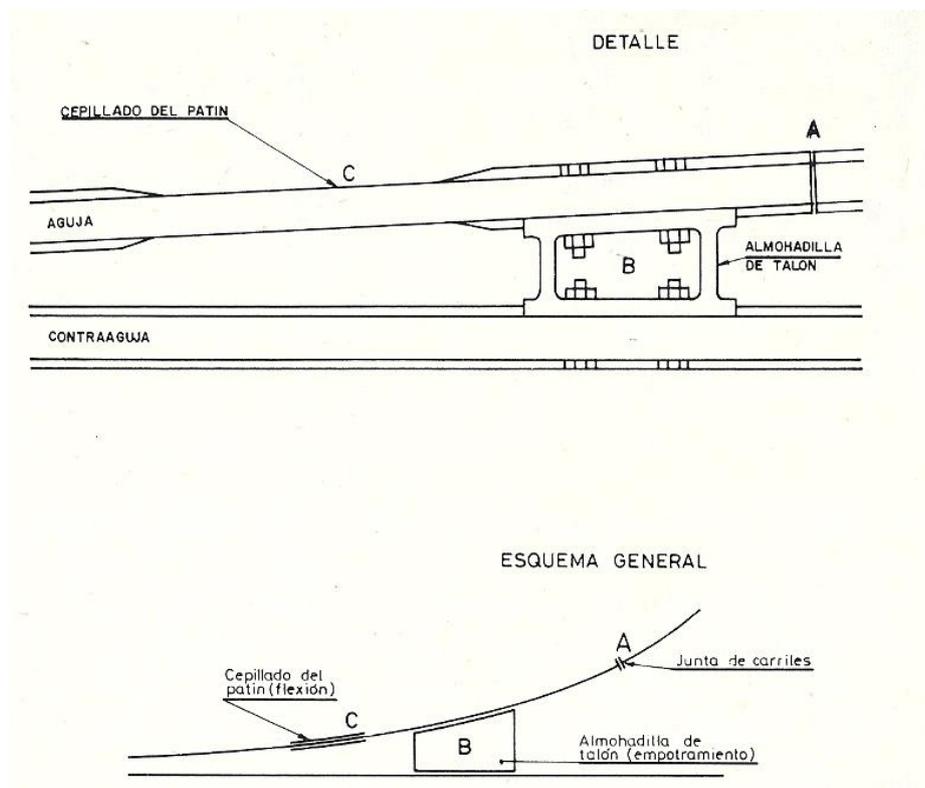


Figura 11. Detalle y esquema de talón empotrado para aguja flexible. Fuente: Oliveros.

### 2.1.4 Accionamiento

El accionamiento de las agujas puede realizarse a pie de aparato o a distancia. A pie de aparato: por medio de una palanca que actúa sobre el tirante de maniobra de la aguja y que, según tenga una o dos posiciones de equilibrio, se denomina de simple o doble efecto. Estas últimas utilizan unos contrapesos (quesos) para determinar su posición (fig. 12).

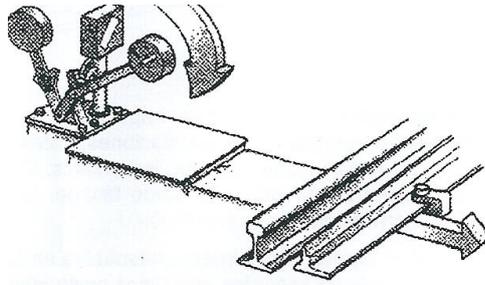


Figura 12. Accionamiento a pie de aparato de doble efecto. Fuente: García.

A distancia pueden realizarse mediante las siguientes transmisiones:

- a) Rígida: a base de elementos metálicos articulados.
- b) Funicular: por medio de cables, fijados con contrapesos y guiados por poleas pequeñas.
- c) Fluida: utilizando aire o agua como vehículo impulsor.
- d) Eléctrica: cuando el accionamiento se realiza por medio de un motor eléctrico de baja tensión.

Para asegurar la perfecta unión de la aguja y la contraaguja, y su inmovilidad durante la circulación se utilizan dispositivos de seguridad llamados cerrojos, que se ven complementados por indicadores de posición, que señalan la exacta posición de las agujas.



Figura 13. Accionamiento manual. Fuente: Wikipedia.

## 2.2 Cruzamientos

Es la parte del desvío, o travesía, que soluciona la intersección de carriles que ofrecen la superficie de rodadura en el mismo plano. La zona de intersección se denomina corazón. Para que la pestaña pueda pasar, los carriles han de ofrecer una solución de continuidad mediante el espacio vacío que se denomina laguna. Cuando tiene lugar el paso de una rueda por la laguna, la parte exterior de la llanta se apoya sobre la pata de liebre correspondiente, mientras que la otra rueda del eje es guiada por su carril y contracarril.

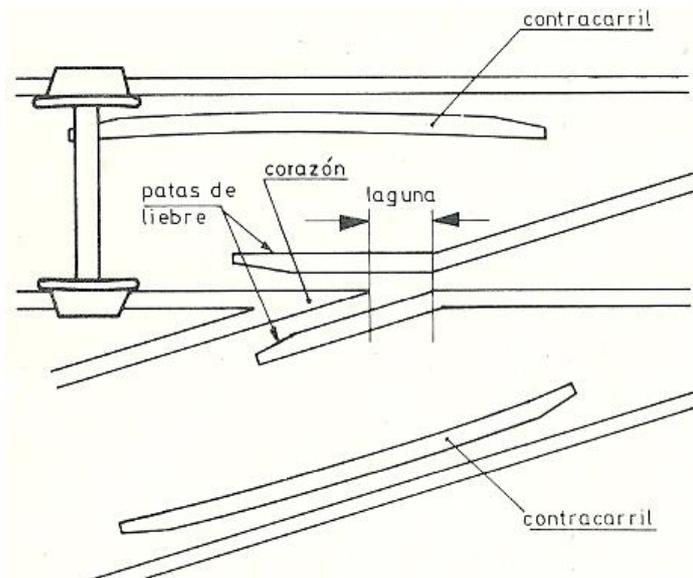


Figura 14. Esquema general de un cruzamiento. Fuente: Oliveros.

La parte más delicada de un cruzamiento es el corazón. La punta del corazón suele estar rebajada, para conseguir un ascenso suave de la rueda sobre él. Es la parte del cruzamiento que trabaja en condiciones más desfavorables, por los repetidos golpes que recibe; por ello se fabrica de aceros especiales con cromo o aleaciones austeníticas de manganeso. Denominaremos talón del corazón al extremo del corazón que coincide con el final del desvío.

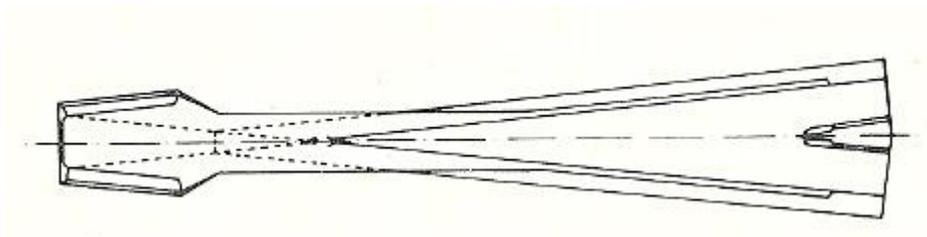


Figura 15. Detalle del corazón. Fuente: Oliveros.

Como resumen se puede indicar que:

- Las patas de liebre soportan el peso de las ruedas cuando éstas pasan por la laguna.
- El corazón representa la unión de los carriles de las dos vías que se cruzan.
- Los contracarriles tienen por misión asegurar el guiado doble de la rueda de un eje al paso de la otra por la laguna.
- Las patas de liebre y los contracarriles están doblados en sus extremos hacia el interior, para evitar colisiones en las pestañas de las ruedas.

Para resaltar la importancia de las patas de liebre se acompaña la figura 16 en la que se observa cómo se apoya la rueda en ella cuando ésta pasa por la laguna.

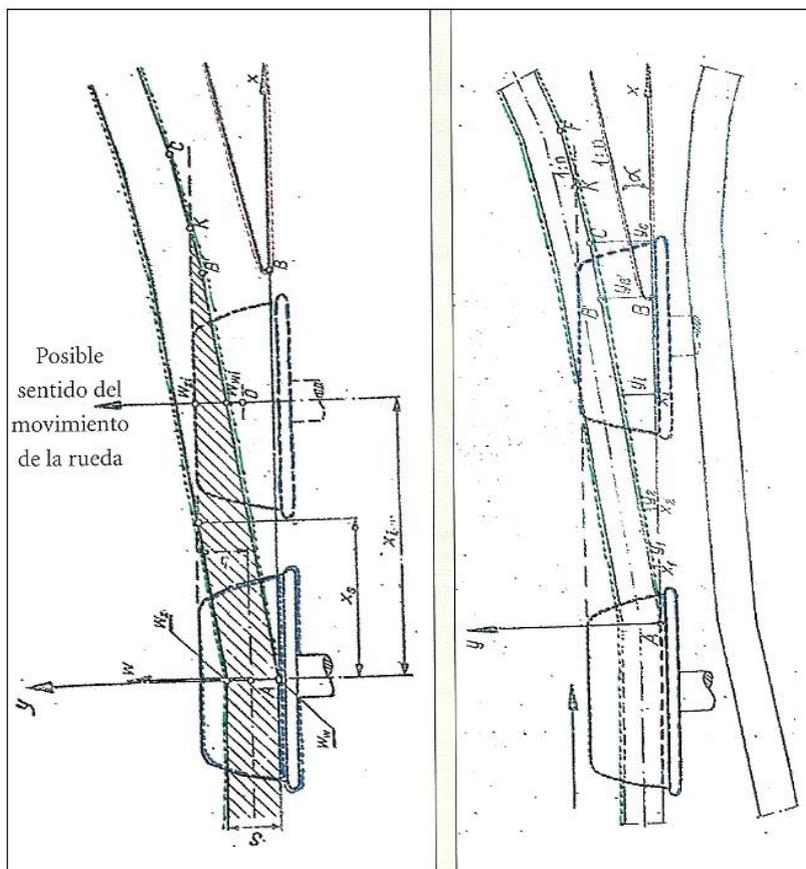


Figura 16. Paso de una rueda por el cruzamiento. Fuente: López.

### 2.2.1 Fabricación

El método más primitivo consiste en emplear carriles, formándose la punta del corazón con dos de ellos convenientemente cepillados, unidos por roblones o pasadores, y de los cuales uno sólo se prolonga para formar la punta real. El otro, que encaja en el primero, se llama de contrapunta.

Posteriormente estos carriles se fabricaron de acero más duro que el de la vía corriente, llegando hasta nuestros días bajo el nombre de corazones ensamblados (fig. 17).

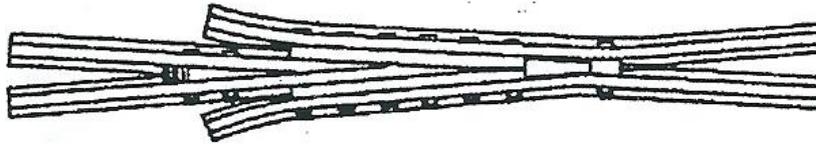


Figura 17. Corazón ensamblado. Fuente: García.

Modernamente se tendió a la construcción de corazones monobloque, moldeados en aceros al manganeso (fig. 18). El acero de este tipo más extendido es el denominado Hadfield, con un 12 - 14% de manganeso. Pero estas aleaciones que se caracterizan por su gran resistencia al desgaste tienen el inconveniente de presentar estructura totalmente austenítica, que son inadecuadas para realizar soldaduras y, por tanto, impiden la incorporación de los cruzamientos al carril continuo soldado (barra larga).

En la actualidad, este efecto se salva mediante la soldadura de unos cupones intermedios, de naturaleza bainítica, que son soldables a la estructura austenítica por un lado y a la ferrítica por el otro.

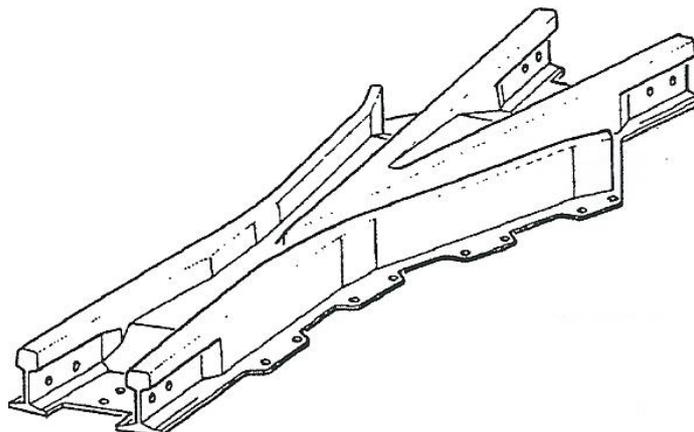


Figura 18. Corazón monobloque. Fuente: García.

### 2.2.2 Definición de un cruzamiento

Los cruzamientos y los desvíos de los que forman parte se caracterizan por el ángulo de cruzamiento ( $\alpha$ ), que es el que forman los dos hilos de las vías que se cortan. También es conocido como ángulo del corazón. En los corazones curvos, este ángulo es el que forman las tangentes, en el talón del corazón, a dichos hilos.

No es habitual definir un cruzamiento o desvío por su ángulo de cruzamiento, sino por el valor de la tangente de dicho ángulo. La tangente puede definirse numéricamente (0.11 por ejemplo) o por una relación tipo 1:n fácilmente recordable (1:9). En ciertas administraciones (DB, ÖBB por ejemplo), el número n recibe el nombre de índice o número del desvío; dicho número caracteriza el desvío.

Los valores más utilizados por RENFE se muestran en la tabla 1.

TANGENTE DEL ÁNGULO	1:n	n	ÁNGULO DEL CRUZAMIENTO
0.075	1:13	13	4° 17' 21"
0.09	1:11	11	5° 8' 34"
0.11	1:9	9	6° 16' 38"
0.13	1:7.5	7.5	7° 35' 41"

Tabla 1. Ángulos de cruzamiento. Fuente: García.

Por otro lado, como se ha dicho anteriormente, los contracarriles tienen la misión de guiar el eje cuando éste atraviesa la laguna del corazón. Según esto, y siguiendo el esquema representado en la figura 19, para que la rueda que atraviesa el corazón no tome una falsa dirección ni choque con la punta del corazón, se deberá cumplir:

$$a - h_1 \geq (d + 2 \cdot e) - e = d + e$$

Es decir,

$$h_1 \leq a - (d + e)$$

Los valores d y e serán los más desfavorables con arreglo a las tolerancias admitidas en los mismos. Asignados estos valores, la cantidad

$$d + e = m$$

es conocida como cota mínima de protección de la punta del corazón. Por lo que se refiere al valor de  $h_1$ , oscila generalmente entre 40 y 45 mm.

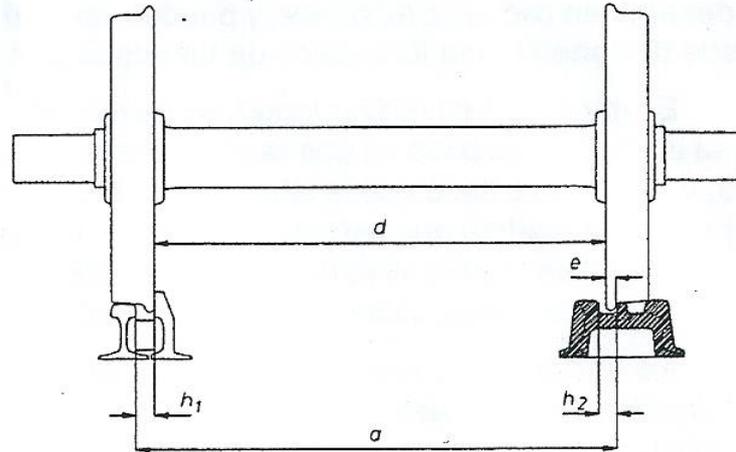


Figura 19. Parámetros influyentes al paso del corazón. Fuente: García.

### 2.3 Asiento de los desvíos

El asiento de los desvíos se realiza por medio de unas riostras que se disponen transversalmente, de mayor longitud y sección que las traviesas, que abarcan la totalidad del aparato. Tienen una doble misión: como traviesas, para transmitir los esfuerzos y como cercha que fortalece el propio aparato. Estos elementos se denominan cachas o longrinas, y pueden ser de madera (más utilizados), hormigón o metálicos; también puede disponerse una losa única de hormigón armado.

Es muy habitual utilizar longrinas de madera en las zonas de aparatos de vía. La razón fundamental de su utilización se basa en que la situación relativa de los carriles de un aparato de vía, de una traviesa a otra, varía, lo que hace que la situación de la sujeción sea distinta en cada traviesa de un desvío. Por ello se prefiere la madera que permite ser fácilmente cajeadada y taladrada en función del aparato de que se trate. Un ejemplo muy significativo de su uso son los desvíos que se instalaron inicialmente en la línea de Alta Velocidad París - Sud Est del TGV, los cuales se asentaban sobre longrinas de madera.

No obstante, los modernos sistemas de fabricación de longrinas en hormigón pretensado, junto con la adopción de controles más precisos en la dosificación y en el proceso de curado del hormigón, que permiten determinar su retracción, han hecho económicamente competitivas las longrinas de hormigón. Los desvíos del AVE, del TGV Atlantique, y de las NBS alemanas, entre otros muchos, se asientan sobre longrinas de hormigón, que por su mayor peso aumentan la estabilidad de la vía.

## 2.4 Gama de desvíos

Los tipos de desvíos utilizados en RENFE son cuatro sin contar con los de alta velocidad:

- Desvíos tipo A (“Antiguos”): datan en su diseño de la década de los años 50, admiten por vía directa 140 km/h y 30 km/h por la desviada.
- Desvíos tipo B (“Buenos”): se comenzaron a instalar a partir de 1987, velocidades de 160 km/h por vía directa y 40 km/h por la desviada. Existen 3 tipos dentro de esta clase, según sean de “corazón soldable”, “encolable” o “atornillado”.
- Desvíos tipo C (“Calidad”): comenzaron a instalarse en Renfe a partir de 1986, permiten velocidades de 200 km/h por vía directa y 60 km/h por la desviada.
- Desvíos tipo V (“Velocidad”): es similar al tipo C pero con el trazado de la vía desviada mediante una curva de transición (cuyo concepto se desarrollará posteriormente) y esto permite pasar por dicha vía desviada a 100 km/h.

En cuanto a los desvíos de alta velocidad podemos citar:

- Desvíos tipo AV (“Alta Velocidad”): 300 km/h por vía directa y 160 km/h por la desviada.
- Desvíos tipo AV<sup>+</sup>: 350 km/h por vía directa y 220 km/h por la desviada.

## 2.5 Clasificación de los desvíos

De acuerdo con su forma en planta se pueden distinguir los siguientes tipos: ordinario, simétrico, divergente o convergente.

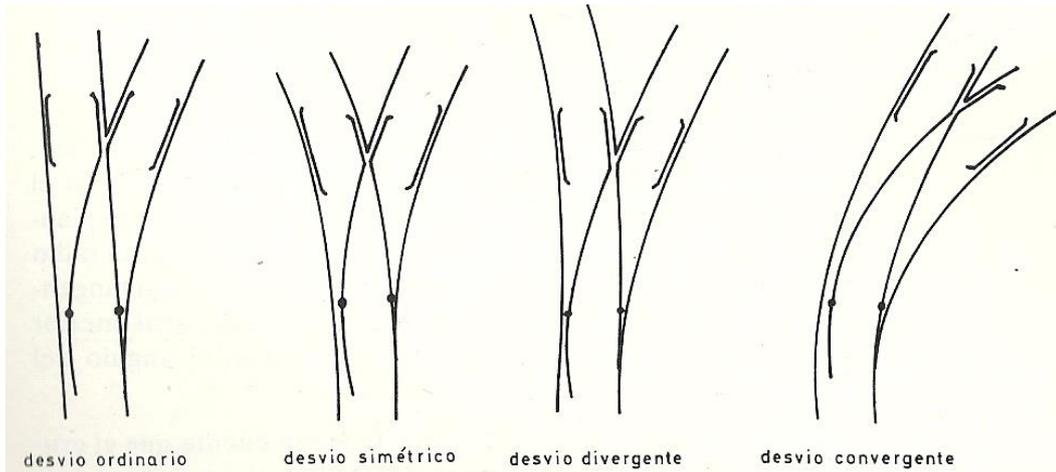


Figura 20. Tipos de desvíos sencillos. Fuente: Oliveros.

Los tipos citados se refieren a desvíos sencillos que pueden dirigir las composiciones a dos itinerarios distintos.

También existen los desvíos dobles que permiten la posibilidad de desviación por dos vías diferentes además de la directa pero ocupando sólo la longitud de un cambio sencillo. El movimiento de las agujas se consigue en este tipo de cambios mediante la disposición de dos mandos que actúan sobre las agujas a,c y b,d.

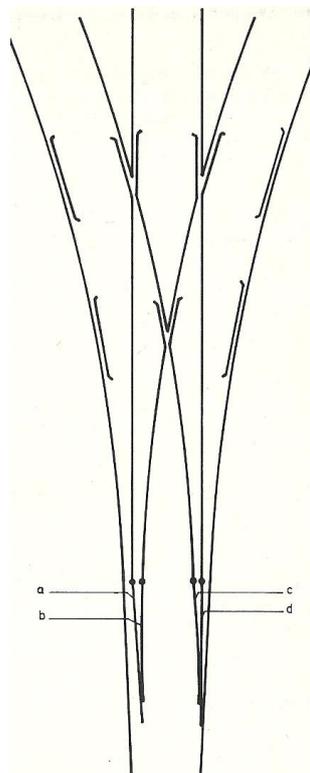


Figura 21. Esquema de un desvío doble. Fuente: Oliveros.

## 2.6 Otros aparatos de vía

Además de los desvíos y travesías, existen otra serie de aparatos que permiten el paso y la maniobra entre vías. Los más destacables son: escape entre vías, placas y puentes giratorios y triángulos de vía.

### 2.6.1 Escape entre vías

Tienen por misión la de unir dos vías adyacentes. Según la forma en planta de las vías que se pretenden comunicar, pueden ser según se muestra en la figura 22.

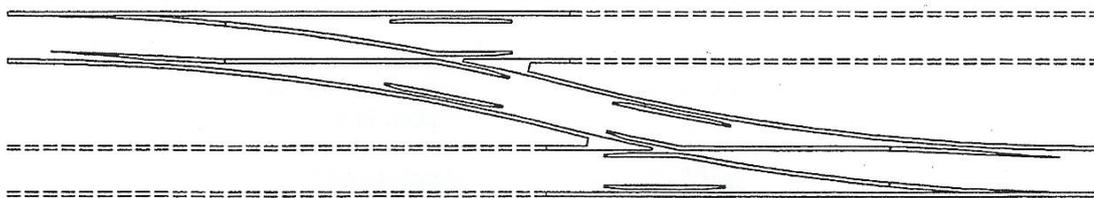


Figura 22. Escape entre vías. Fuente: García.

La longitud de los escapes es variable, dependiendo del tipo de cruzamiento que se emplee. Según su funcionalidad, pueden clasificarse (fig. 23):

- Escape normal: permite el paso de una a otra vía, en un sentido.
- Escape cruzado: lo permite en los dos sentidos. También se llama bretelle.

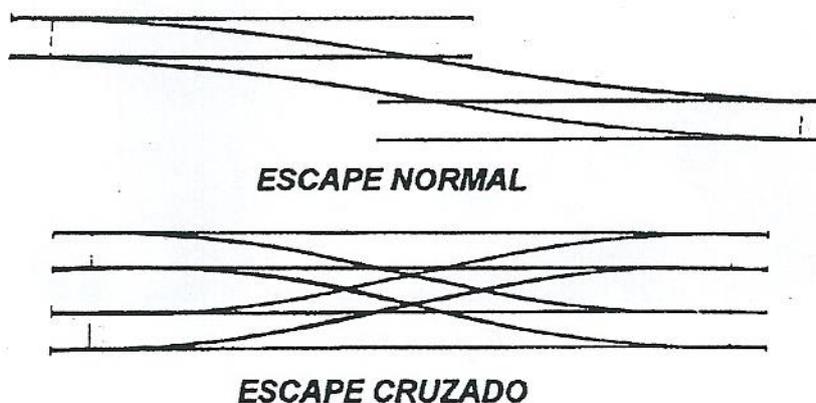


Figura 23. Escape normal y escape cruzado. Fuente: García.

### 2.6.2 Placas o puentes giratorios

Muy utilizados en depósitos de locomotoras de vapor (por tanto ahora presentes sólo en museos), permiten orientar el material en la dirección deseada y enfilarse sobre una vía u otras que están dispuestas en abanico alrededor del aparato (fig. 24).

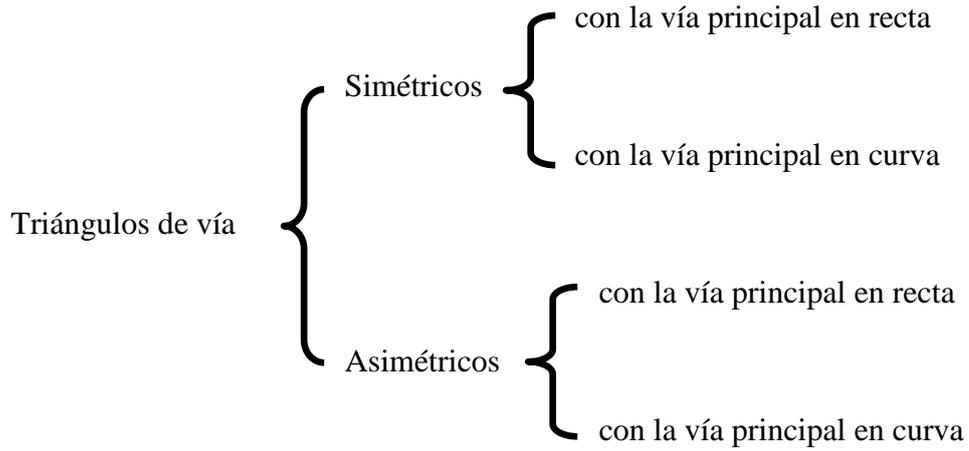


Figura 24. Puente giratorio en el Museo de Vilanova (Tarragona). Fuente: Google.

Estos elementos ocupan muy poco espacio, pero tienen el inconveniente de que sólo pueden cambiar un vehículo cada vez. Como las locomotoras actuales, tanto de tracción diésel como eléctricas, tienen doble cabina de conducción, estos aparatos ya no son utilizados.

### 2.6.3 Triángulos de vía

Este tipo de dispositivo ocupa más espacio que los puentes giratorios, permitiendo el giro de 180° de un tren entero, no vehículo a vehículo como en el caso de los puentes giratorios. Según su disposición en planta, pueden ser:



Para establecer estos dispositivos debe hacerse un estudio que relacione: espacio ocupado y capacidad diaria.

En la figura 25, se detalla el cambio de sentido de una circulación.

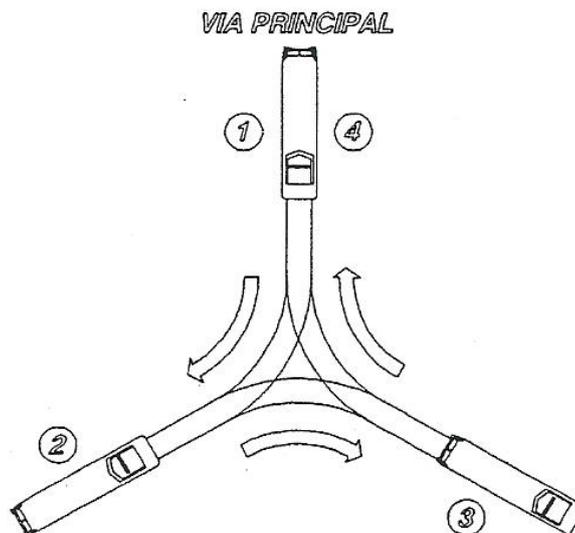


Figura 25. Triángulo de vía. Fuente: García.

## 2.7 Representación de los aparatos de vía en los planos

Los desvíos se representan en diferente forma, según ésta deba servir para su proyecto, construcción, instalación, representación en un plano, etc.

La representación esquemática de un desvío permite abordar su cálculo y el de su implantación en vía. Transformar dicha representación esquemática al esquema de replanteo es inmediato. Los desvíos sencillos rectos (cambio recto - corazón recto o curvo) se representan esquemáticamente del siguiente modo (fig. 26).

- La vía directa por su eje.
- La vía desviada por la tangente a su eje final del desvío. El punto de intersección con el eje de la vía directa recibe el nombre de nudo del desvío (ND).
- El nudo del desvío se representa por un pequeño círculo.
- El comienzo del desvío (CD), definido por la proyección sobre el eje de la vía de la junta de cada contraaguja, por un trazo vertical corto.
- Análogamente, los dos finales del desvío, el de la vía directa y el de la desviada, se obtienen proyectando las juntas finales del cruzamiento sobre los ejes de la vía directa y de la vía desviada.
- Un pequeño cuadrilátero de lados contiguos iguales, que representa la parte del corazón comprendida entre la punta matemática y el talón del corazón.

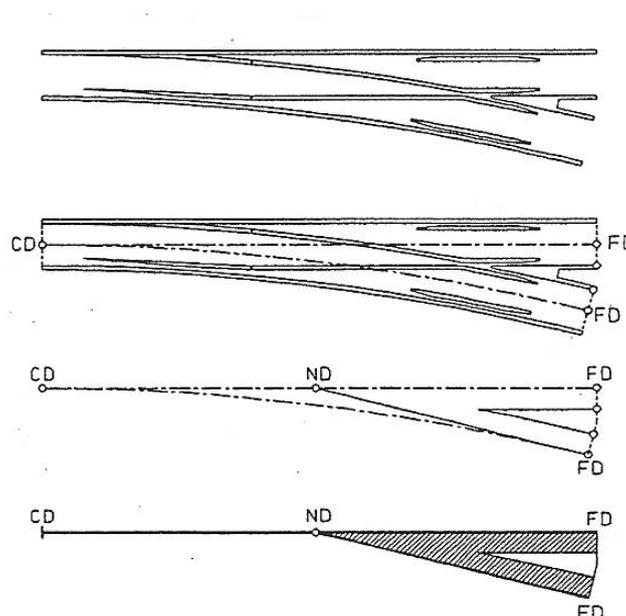


Figura 26. Esquematación de un desvío recto. Fuente: García.

En los desvíos curvos (cambio curvo - corazón curvo) se modifica esta representación esquemática, ya que se representan los ejes curvos de la vía (fig. 27). Con ello, se consigue diferenciar la representación esquemática de los desvíos sencillos de las de desvíos curvos.

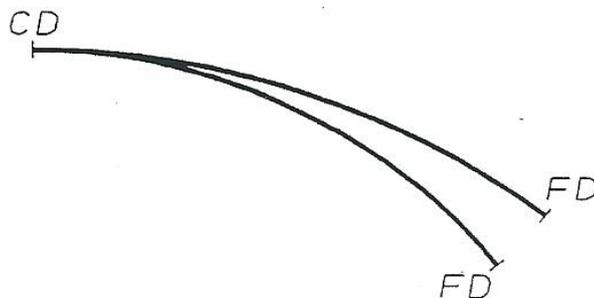


Figura 27. Esquematización de un desvío curvo. Fuente: García.

En la figura 28 se muestra la representación de otros aparatos:

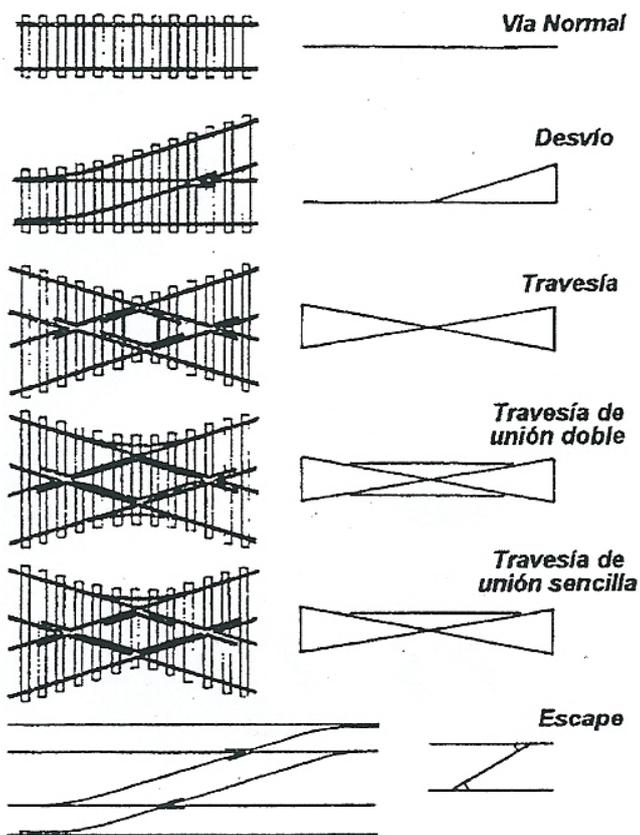


Figura 28. Esquematización de otros aparatos de vía. Fuente: García.

## 2.8 Nomenclatura

Siguiendo la norma RENFE NRV 3-6-0.0., la leyenda con que se denomina un desvío incluye siete apartados que, de izquierda a derecha, determinan las siguientes abreviaturas:

1) Tipo de aparato de vía:

Desvío sencillo: DS; DSI si el desvío es de ancho internacional; DSIH si, además, está asentado sobre traviesas de hormigón.

2) Tipo de desvío

A (Antiguo), B (Bueno), C (Calidad), V (Velocidad) y AV (Alta Velocidad). El tipo B se ha subdividido en B<sub>1</sub>, B<sub>2</sub> y B<sub>3</sub>.

3) Clase de carril

45 para el carril de 45 kg/m; 54 para el UIC 54 y 60 para el UIC 60.

4) Radio de la vía desviada

Su valor en metros.

5) Tangente del ángulo de cruzamiento

En una sola cifra.

6) Tipo de corazón

Corazón recto, CR; curvo, CC; de punta móvil, CM.

7) Desviación

A la derecha, D; a la izquierda, I; simétrico, S. El sentido se determina mirando el desvío situados en el comienzo del cambio y mirando hacia el cruzamiento.

### Ejemplo

¿A qué tipo de aparato de vía corresponde la denominación DS-C-60-318-0.11-CR-D?

Se trata de un desvío sencillo, ancho RENFE sobre traviesa de madera (DS), tipo C (C), carril UIC 60 (60), de radio 318 metros (318), tangente del ángulo de cruzamiento 0.11 (0.11), con corazón recto (CR) y vía desviada a la derecha (D).



### 3. ASPECTOS TÉCNICOS PARA EL CÁLCULO DE UN DESVÍO

#### 3.1 Primera aproximación para el cálculo de un desvío

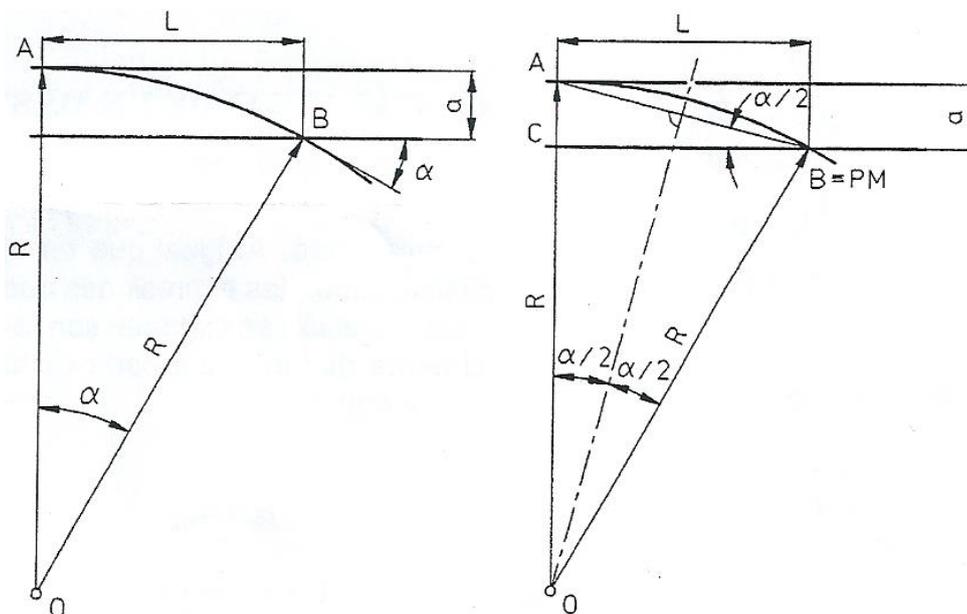


Figura 1. Cálculo aproximado de un desvío. Fuente: García.

Se puede suponer como dato de entrada el radio de la curva de la vía desviada. Para ello se supone una aceleración transversal no compensada actuando sobre el pasajero de  $0,65 \text{ m/s}^2$ ; y con la velocidad máxima de circulación prevista por dicha vía desviada se obtiene el radio necesario  $R$ .

Como ejemplo, si queremos pasar por la vía desviada a  $30 \text{ km/h}$  el radio mínimo necesario será:

$$a_n = \frac{v^2}{R}$$

$$R = \frac{v^2}{a_n} = \frac{\left(\frac{30}{3,6}\right)^2}{0,65} = 106,84 \text{ m}$$

En los primeros tiempos del ferrocarril el valor indicado era el más habitual.

Una vez conocido este valor es posible calcular de forma aproximada (adoptando simplificaciones como el considerar la curva circular de radio único tangente a la recta y corazón curvo) el resto de las magnitudes que identifican el desvío, como son su longitud y el ángulo de cruzamiento:

- L es la distancia medida según el eje de la vía directa entre la punta de las agujas (A) y la punta del corazón (B).
- a es el ancho de la vía.
- R es el radio de la vía desviada medido respecto al hilo exterior.
- $\alpha$  es el ángulo de cruzamiento.

Según el triángulo rectángulo OCB:

$$R^2 = L^2 + (R - a)^2$$

$$R^2 = L^2 + R^2 - 2 \cdot a \cdot R + a^2$$

El término  $a^2$  puede despreciarse frente a los demás, luego:

$$L^2 = 2 \cdot a \cdot R \quad (1)$$

Además:

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{a}{L} \quad (2)$$

Eliminando L entre (1) y (2) se obtiene:

$$R = \frac{a}{2 \operatorname{tg}^2 \frac{\alpha}{2}} \quad (3)$$

Ecuación que relaciona el radio de la vía desviada con el ancho de la vía y el ángulo de cruzamiento. Como es lógico, si se quiere aumentar la velocidad de paso por la desviada ha de hacerlo también R y, por tanto, debe disminuir el ángulo de cruzamiento  $\alpha$  aumentando así la longitud del desvío L.

Siguiendo el ejemplo anterior con el radio obtenido, las magnitudes  $\alpha$  y L, suponiendo el ancho de vía español  $a = 1,668$  metros, serían:

$$R = \frac{a}{2 \cdot \operatorname{tg}^2 \frac{\alpha}{2}}$$

$$\operatorname{tg}^2 \frac{\alpha}{2} = \frac{a}{2 \cdot R} = \frac{1,668}{2 \cdot 106,84} = 7,8 \cdot 10^{-3}$$

$$\alpha = 10,1^\circ$$

$$L^2 = 2 \cdot a \cdot R$$

$$L = \sqrt{2 \cdot 1,668 \cdot 106,84} = 18,88 \text{ m}$$

### 3.2 Cálculo más aproximado de un desvío

Lo expuesto anteriormente sería una situación ideal pues el comienzo del cambio no puede ser curvo.

Hay que tener en cuenta la fabricación real de las agujas. Así, si en el trazado tangente calculásemos los espesores de la aguja en la zona próxima al punto de tangencia nos daríamos cuenta de que en los primeros 500 milímetros de aguja no se llegaría ni al medio milímetro de espesor de la misma. Estos espesores son muy difíciles de mantener, ya que cualquier choque de una pestaña con el espadín produciría su mellado.

Por lo tanto, con el fin de disminuir la longitud de los espadines en su parte más frágil, es recomendable limitar la zona de la curva al punto en que el espesor de la aguja tenga entre 2 y 2,5 milímetros, y a partir de ahí continuar hasta la punta real de la aguja con una recta tangente a dicha curva en ese punto. Esta sustitución del arco por su tangente no influye en el guiado de los vehículos por tratarse de espesores muy pequeños.

Por otra parte, la curva de radio R no suele continuar hasta el corazón sino que antes de llegar el trazado suele ser recto, lo que se denomina entrada al cruzamiento. En la figura 2 puede verse el dibujo geométrico más real del desvío:

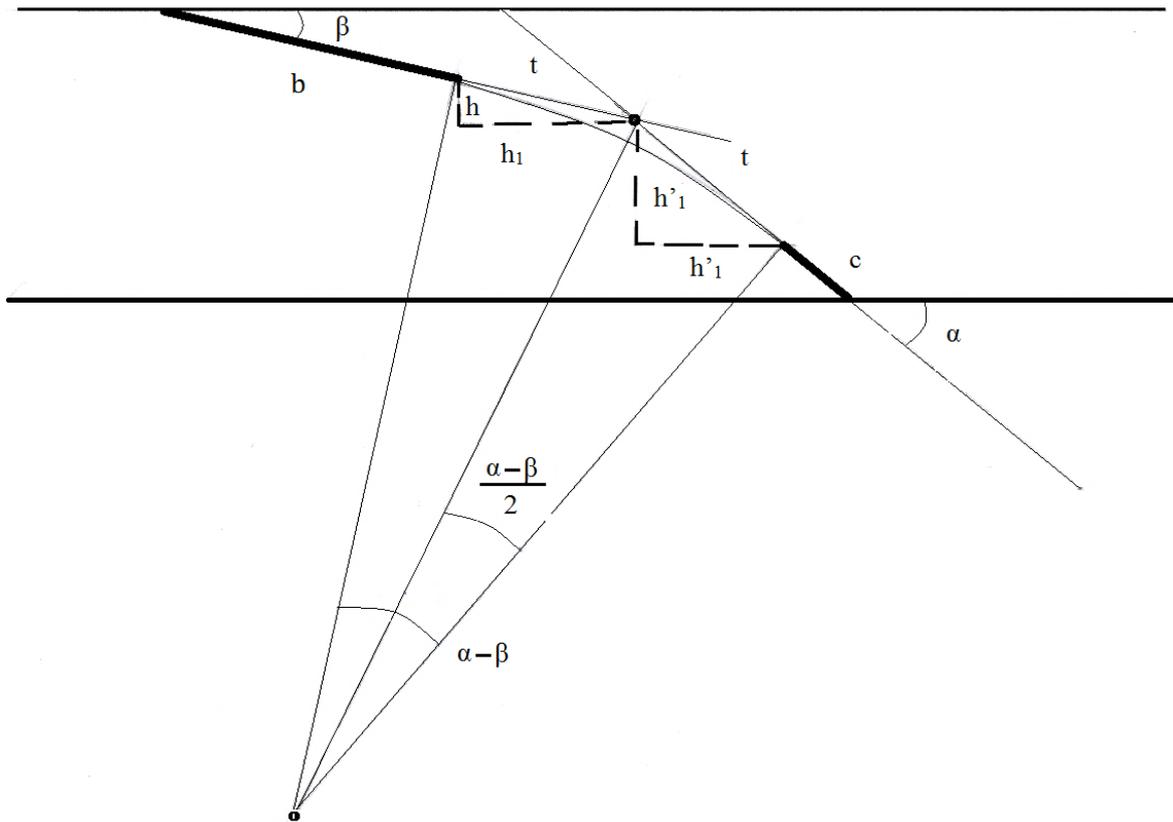


Figura 2. Cálculo real de un desvío. Fuente: Calvo.

De la figura pueden deducirse las siguientes relaciones geométricas:

$$t = R \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha - \beta}{2}$$

$$h = t \cdot \operatorname{sen} \beta$$

$$h_1 = R \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha - \beta}{2} \cdot \cos \beta$$

$$h' = t \cdot \operatorname{sen} \alpha$$

$$h'_1 = R \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha - \beta}{2} \cdot \cos \alpha$$

$$a = b \cdot \operatorname{sen} \beta + h + h' + c \cdot \operatorname{sen} \alpha$$

$$a = b \cdot \operatorname{sen} \beta + R \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha - \beta}{2} \cdot \operatorname{sen} \beta + R \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha - \beta}{2} \cdot \operatorname{sen} \alpha + c \cdot \operatorname{sen} \alpha$$

$$a - b \cdot \operatorname{sen} \beta - c \cdot \operatorname{sen} \alpha = R \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha - \beta}{2} \cdot (\operatorname{sen} \alpha + \operatorname{sen} \beta)$$

$$R = \frac{a - b \cdot \operatorname{sen} \beta - c \cdot \operatorname{sen} \alpha}{\operatorname{tg} \frac{\alpha - \beta}{2} \cdot (\operatorname{sen} \alpha + \operatorname{sen} \beta)}$$

Mediante fórmulas trigonométricas sencillas se puede transformar el denominador:

$$\begin{aligned} (\operatorname{sen} \alpha + \operatorname{sen} \beta) \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha - \beta}{2} &= 2 \cdot \operatorname{sen} \frac{\alpha + \beta}{2} \cdot \cos \frac{\alpha - \beta}{2} \cdot \frac{\operatorname{sen} \frac{\alpha - \beta}{2}}{\cos \frac{\alpha - \beta}{2}} \\ &= 2 \cdot \operatorname{sen} \frac{\alpha + \beta}{2} \cdot \operatorname{sen} \frac{\alpha - \beta}{2} \end{aligned}$$

En definitiva:

$$R = \frac{a - b \cdot \operatorname{sen} \beta - c \cdot \operatorname{sen} \alpha}{2 \cdot \operatorname{sen} \frac{\alpha + \beta}{2} \cdot \operatorname{sen} \frac{\alpha - \beta}{2}}$$

Normalmente serán datos  $a$ ,  $\alpha$ ,  $\beta$  y las longitudes rectas  $b$  y  $c$ .

### 3.3 Proyecto simplificado de un corazón recto

Teniendo como dato  $\operatorname{tg} \alpha$ , se obtienen los restantes elementos. La longitud total del corazón está supeditada a la abertura mínima  $b$  que se necesita para hacer posible el embreado con los carriles colaterales siendo  $c$  la anchura del carril utilizado:

$$s = \frac{b}{\operatorname{tg} \alpha}$$

$$r = \frac{b + 2 \cdot c}{\operatorname{tg} \alpha}$$

$$L_t = \frac{2 \cdot (b + c)}{\operatorname{tg} \alpha}$$

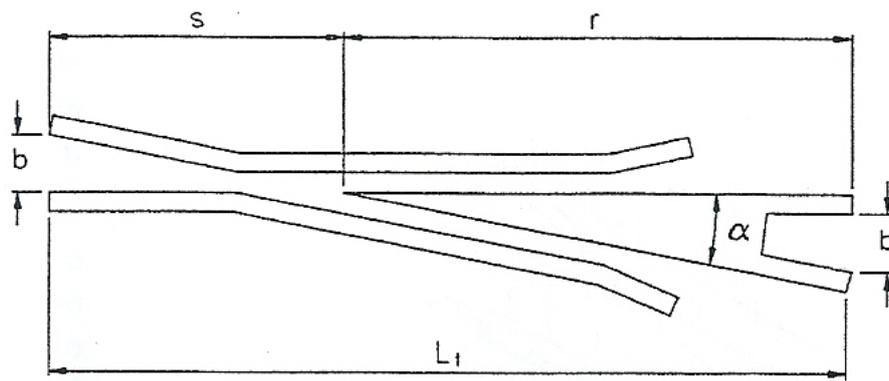


Figura 3. Cotas de un cruzamiento recto. Fuente: García.



## 4. ALGUNOS EJEMPLOS DE DESVÍOS Y SUS COMBINACIONES CONVENCIONALES

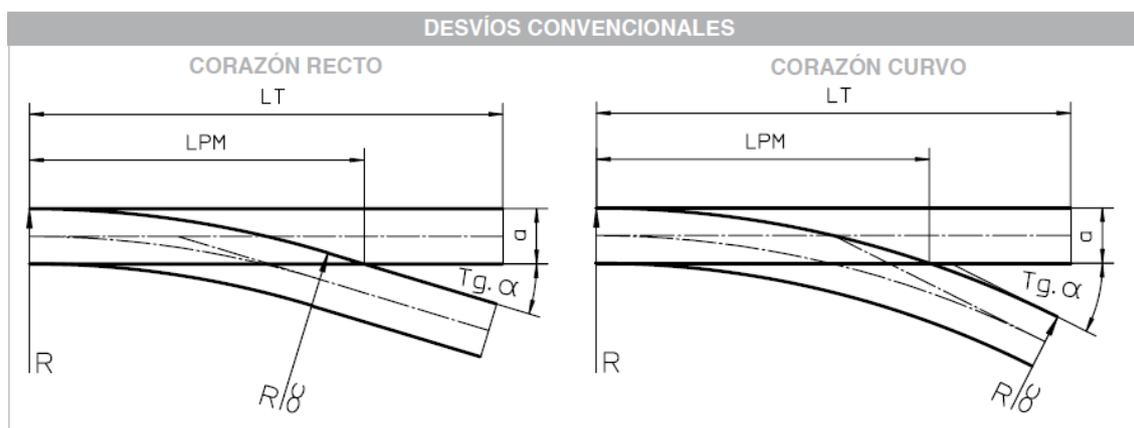
En este apartado se van a presentar distintos tipos de desvíos convencionales y sus combinaciones para obtener escapes sencillos o dobles (bretelles) de una selección de empresas fabricantes españolas.

### 4.1 Amurrio S.A.

Esta empresa construye aparatos de vía desde 1880 para todo tipo de trazados. Su catálogo abarca una gama completa de desvíos convencionales para velocidades que oscilan por vía directa entre 140 y 220 km/h (esta última ya se considera velocidad alta).

Todos ellos tienen las siguientes características que luego se resumen en la tabla 1:

- Preparados para soldar a la barra larga.
- Para vías en madera sobre balasto, hormigón sobre balasto o vía en placa.
- Para todo tipo de carril existente en el mercado.
- Adaptables a todo tipo de fijación.
- Perfiles de aguja alto o bajo asimétrico con talón forjado.
- Corazones de acero al manganeso con dureza natural o preendurecidas según petición del cliente.



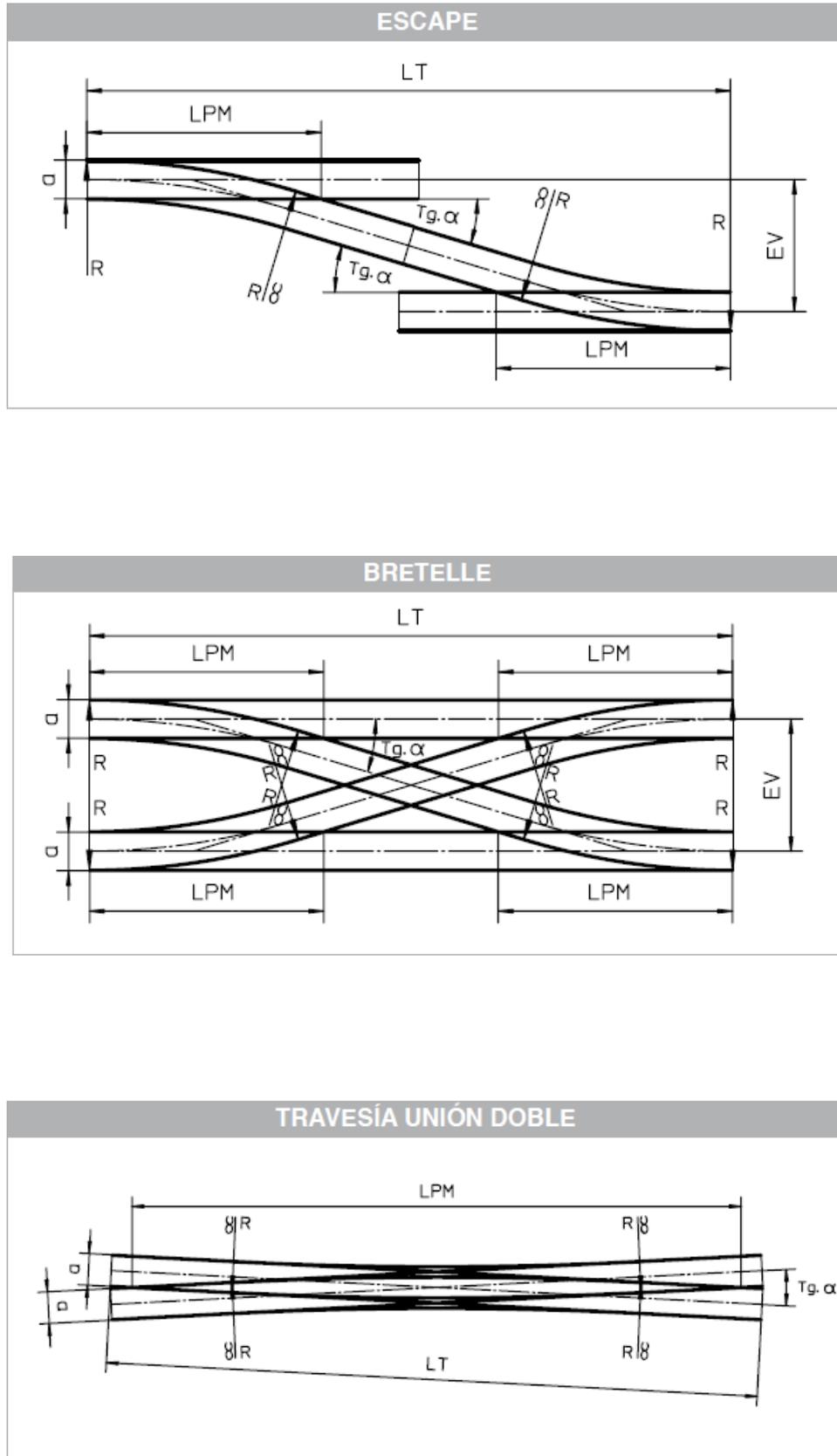


Figura 1. Algunos productos de Amurrio S.A. Fuente: Amurrio.

Después de presentar los distintos productos con sus cotas esenciales, variables según el cliente, se explica la denominación completa de un desvío convencional mediante un ejemplo.

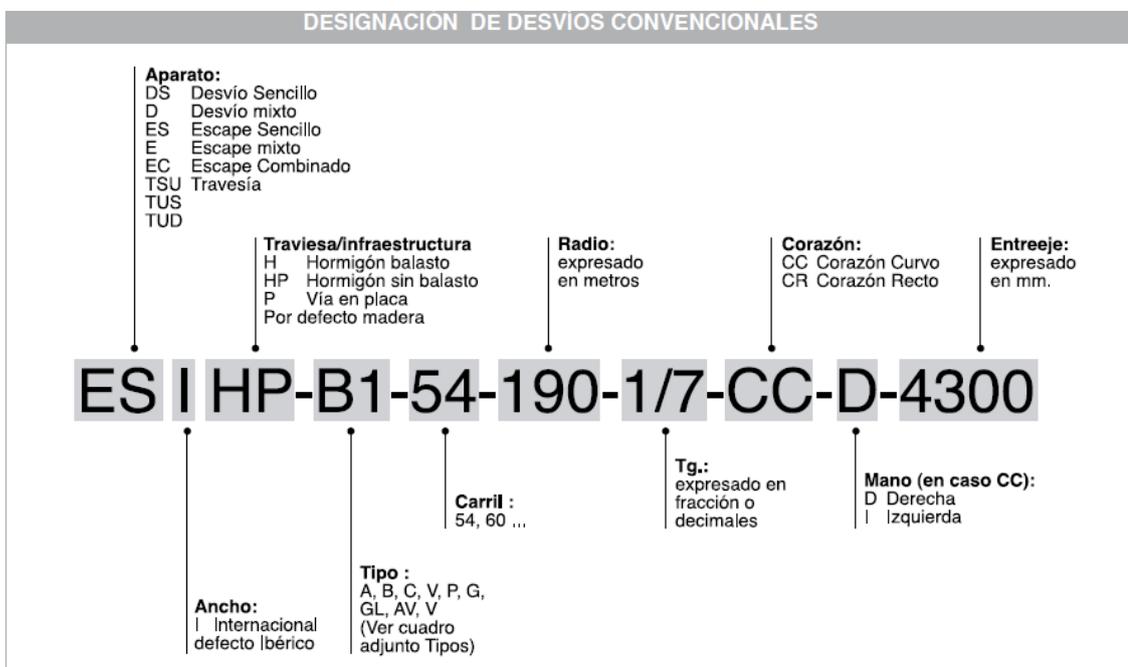


Figura 2. Ejemplo de denominación de un desvío convencional. Fuente: Amurrio.



Figura 3. Ejemplo de desvío. Fuente: Amurrio.

Finalmente se incluye la tabla de características:

TIPOS MÁS HABITUALES* DE DESVÍOS CONVENCIONALES							
CARACTERÍSTICAS		TIPO A	TIPO B	TIPO C	TIPO P	TIPO G	
GENERALES	Velocidad máxima por vía directa	140 km/h	160 km/h	220 km/h	220 km/h	220 km/h	
	Traviesas	Madera	Madera	Madera u Hormigón	Hormigon	Hormigon	
	Disposición de traviesas	Perpendicular vía directa y bisectriz del cruzamiento	Semiabanico	Semiabanico	Semiabanico	Semiabanico	
	Tipo de sujeción	Rígida	Mixta rígida y elástica indirecta	Elástica indirecta	Elástica indirecta	Elástica indirecta	
	Relación con vías adyacentes	Juntas embridadas	Soldable	Soldable	Soldable	Soldable	
	Necesita protección de dilataciones	Si	No	No	No	No	
ESPECÍFICAS DE CADA ZONA	CAMBIO	Tipo de agujas	Elásticas	Elásticas	Elásticas	Elásticas	Elásticas
		Trazado de aguja	Secante	Tangente	Tangente	Tangente	Tangente
		Perfil de aguja	Carril especial de alma ancha	Carril especial de alma ancha	Bajo asimétrico	Bajo asimétrico	Bajo asimétrico
		Sujeción	Tirafondos	Tirafondos con arandelas Grower	Elástica indirecta	Elástica indirecta	Elástica indirecta
		Dispositivo antides-cuadre	Almohadillas	Almohadillas	Muñón y horquilla	Muñón y horquilla	Muñón y horquilla
		Relación aguja talón con vías adyacentes	Juntas embridadas	Soldada	Soldada	Soldada	Soldada
	CORAZÓN	Tipo	Monobloque acero al Mn	Monobloque acero al Mn	Monobloque acero al Mn	Monobloque acero al Mn	Monobloque acero al Mn
		Relación con vías adyacentes	Embridado	Soldado	Soldado	Soldado	Soldado
		Sujeción	Tirafondos	Elástica ind.	Elástica ind.	Elástica ind.	Elástica ind.
	CON-TRACARRIL	Perfil	UIC-33	UIC-33	UIC-33	UIC-33	UIC-33
		Relación con el corazón	Acodado al corazón	Palastro al corazón aislado eléctricamente	Palastro al corazón aislado eléctricamente	ninguna	ninguna
		Sujeción del contracarril	Directa a la traviesa	Con soporte único carril-contracarril	Con soporte único carril-contracarril	Con soporte único carril-contracarril	Con soporte único carril-contracarril
	Sujeción del carril	Tirafondos	Clip elastico	Clip elastico	Clip elastico	Clip elastico	
	OTRAS	Adaptación ancho vía	no	no	no	transformable ancho Renfe /UIC	no
		Traviesa cajon	no	no	no	si	si
Resbaladeras de rodillos		no	no	no	no	si	

\* A solicitud de nuestros clientes podemos diseñar, fabricar e instalar cualquier tipo de aparato de vía.

Tabla 1. Características de los desvíos convencionales. Fuente: Amurrio.

## 4.2 JEZ Sistemas Ferroviarios S.L.

Es una sociedad Joint venture creada entre Talleres y Fundiciones JEZ, S.A. y VAE GmbH, dedicada al diseño, producción y venta de material fijo de vía con vocación de ser referente y líder mundial del sector.

La empresa original nació en Bilbao, en 1926, de la mano de los tres socios fundadores Ceferino Jemein, José M<sup>a</sup> y Enrique Errazti y Cipriano de Zenitagoya, como taller dedicado a las construcciones metálicas. En 1948 se trasladó a Llodio (Álava), donde tiene su sede en la actualidad.

Su principal fabricación se basa en:

- Desvíos sobre traviesas de hormigón.
- Desvíos sobre traviesas de madera.
- Desvíos silenciosos de tránsito urbano.
- Corazones de bloque central en acero austenítico al manganeso.
- Corazones de punta móvil para tránsito urbano, de mayor coste pero disminuye considerablemente el ruido.
- Sistemas de accionamiento hidráulico Hydrostar.
- Sistemas de fijación PAD.



Figura 4. Desvío sobre traviesas de hormigón. Fuente: JEZ.



Figura 5. Desvío sobre traviesas de madera. Fuente: JEZ.

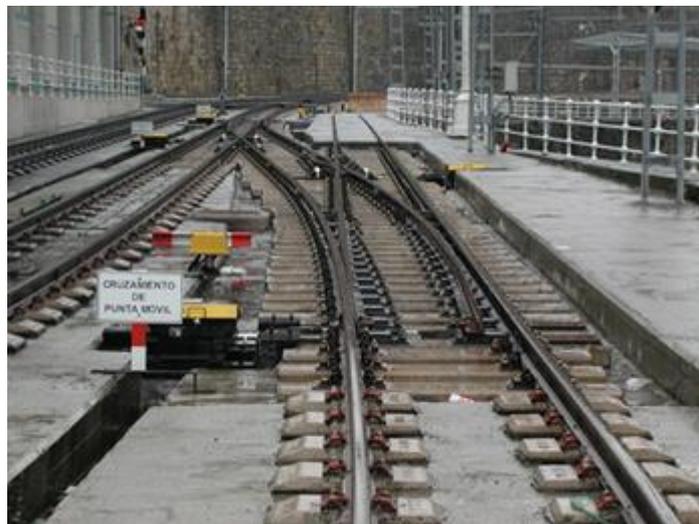


Figura 6. Desvío silencioso de tránsito urbano. Fuente: JEZ.



Figura 7. Corazón de bloque central en acero austenítico al manganeso. Fuente: JEZ.



Figura 8. Corazón de punta móvil para tránsito urbano. Fuente: JEZ.



Figura 9. Sistema de accionamiento hidráulico Hydrostar. Fuente: JEZ.



Figura 10. Detalle de fijación PAD. Fuente: JEZ.

### 4.3 Talleres Alegría S.A.

En el inicio del siglo XX se recoge en 1900 la primera noticia histórica de Talleres Alegría. En el valle de Aboño (Asturias), donde aún hoy permanece el domicilio social de la empresa y parte de sus actividades, Bienvenido Alegría Cuervo, funda una industria metalmecánica que pronto derivó hacia una especialización única en la fabricación de material ferroviario. Al fallecimiento de su fundador, en 1973 se constituye la sociedad mercantil Talleres Alegría, S.A. que hereda el patrimonio industrial y la experiencia acumulada a lo largo de los años.

Localizado en el Polígono de Silvota, Asturias, España. Talleres Alegría, S.A., centro de producción altamente especializado, dotado de modernos y sofisticados equipos de mecanización, centra su actividad exclusivamente en el diseño, proyecto, fabricación y asistencia postventa de todo tipo de material fijo de vía. Ya sea bajo proyecto propio o según las especificaciones del cliente se fabrica, entre otros, toda

clase de: agujas, contraagujas, cambios, desvíos, escapes, travesías, aparatos de dilatación, juntas aislantes, toperas fijas y deslizantes, encarriladoras de puente, componentes y repuestos.



Figura 11. Fabricación de un desvío. Fuente: Alegría.



Figura 12. Desvío sobre traviesas de madera. Fuente: Alegría.

#### 4.4 Emcor S.A.

Al comienzo de su actividad, año 1978, su principal dedicación fue el suministro de equipos y materiales destinados fundamentalmente a la minería subterránea del carbón, tanto en la minería de Asturias, como en el resto de España, así como también en países de Sudamérica.

Con el tiempo, y a través de largos años de experiencia, formaron un equipo de profesionales que han permitido ampliar sus actividades a los distintos sectores de obras públicas y ferrocarriles. Actualmente su mercado abarca todo el territorio nacional, gran parte de la Unión Europea, e incluso países de América. Su sede se sitúa en Oviedo, Asturias.

Los aparatos de vía más comunes que suministran son los siguientes:

- Desvíos simples.
- Desvíos dobles.
- Escapes.
- Escapes dobles (Bretelles).
- Cupones mixtos.
- Travesías.
- Cruzamientos.



Figura 13. Bretelle. Fuente: Emcor.



Figura 14. Cupones mixtos. Fuente: Emcor.

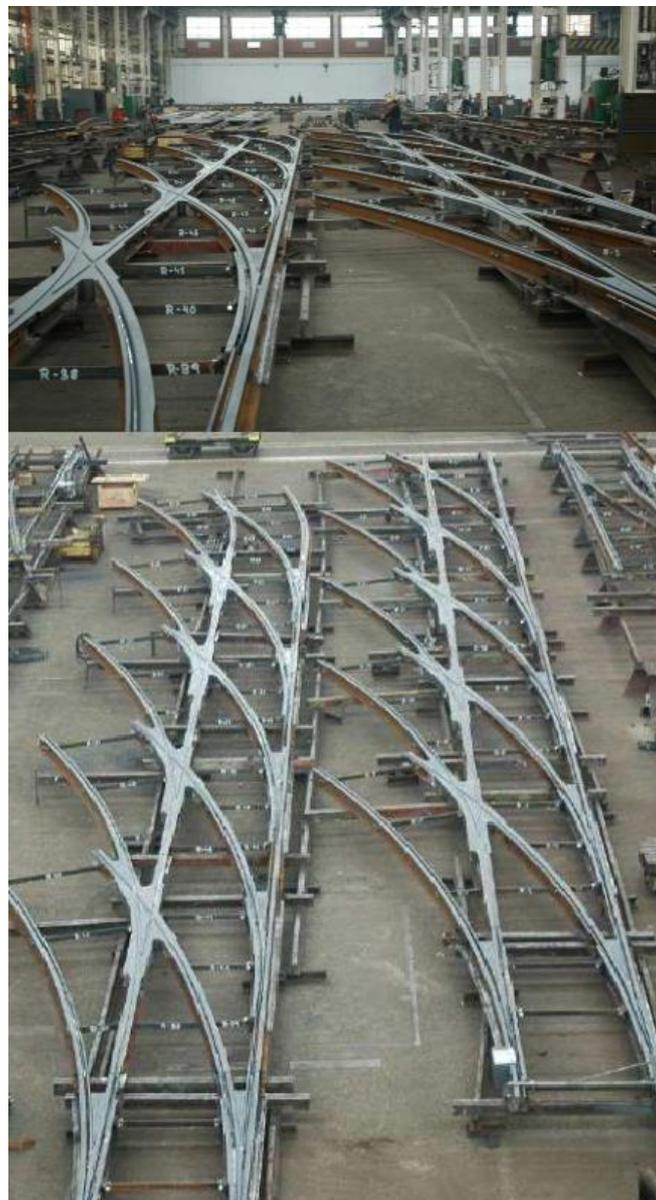


Figura 15. Diferentes radios de giro. Fuente: Emcor.



## **5. DESVÍOS DE ALTA VELOCIDAD**

En 1987, antes por tanto de la Alta Velocidad, había instalados aproximadamente 17.500 desvíos en Renfe cuyo diseño era de 1958 que no permiten pasar por vía directa a más de 140 km/h. En esa fecha un desvío convencional tenía un coste de unos 18.000 euros.

En 1985 se encargaron nuevos desvíos a la empresa austriaca Voest Alpine aptos para velocidades de 200 km/h y soldados a la vía general, no con juntas de dilatación como hasta entonces. Entre 1988 y 1999 se cambiaron 300 desvíos por año, con un coste individual de unos 30.000 euros de la época.

La elección española para la primera generación de desvíos aptos para velocidades de hasta 200 km/h por vía directa recayó en el perfil de la aguja bajo y asimétrico, de tecnología alemana.

El uso de un perfil bajo tiene la finalidad de permitir un tipo de montaje que no haga el desvío más rígido que el resto de la vía y así se pueda soldar a la misma. Hasta entonces, los cambios debido a la mayor rigidez comentada y su fabricación mediante acero al manganeso (para evitar desgastes) no se podían soldar al resto de la vía. La difícil soldadura de los carriles de acero laminado con el acero fundido al manganeso será posible mediante una técnica propiedad de la empresa austriaca indicada anteriormente.

### **5.1 Introducción**

De las fórmulas simplificadas para el cálculo de un desvío se deduce que si queremos pasar por la vía desviada a mucha velocidad, el radio de la misma debe aumentar y por consiguiente el ángulo de cruzamiento  $\alpha$  debe disminuir.

Para que tengamos unos órdenes de magnitud vamos a ver un primer ejemplo:

Suponemos que sin disponer peralte alguno queremos diseñar un desvío para poder pasar a 160 km/h por la vía desviada. El ancho de la vía será el internacional y queremos saber la longitud del mismo y el ángulo de cruzamiento.

Partimos de la aceleración máxima que debe experimentar un pasajero cuyo valor ya se ha indicado anteriormente:  $0,65 \text{ m/s}^2$ .

$$a_n = \frac{v^2}{R} \Rightarrow R = \frac{v^2}{a_n} = \frac{\left(\frac{160}{3,6}\right)^2}{0,65} = 3038,93 \text{ m}$$

Entonces:

$$L = \sqrt{2 \cdot a \cdot R} = \sqrt{2 \cdot 1,435 \cdot 3038,93} = 93,39 \text{ m}$$

En cuanto al ángulo  $\alpha$ :

$$\operatorname{tg}^2\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{a}{2 \cdot R} = \frac{1,435}{2 \cdot 3038,93} = 2,361 \cdot 10^{-4}$$

$$\operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right) = 0,0153$$

$$\frac{\alpha}{2} = 0,88^\circ$$

$$\alpha = 1,76^\circ$$

Al ser tan pequeño el valor de  $\alpha$  la denominada laguna del corazón del cruzamiento aumenta. Sería entonces inadmisibles el choque brusco de la rueda al pasar por este punto por dos motivos:

- El prematuro desgaste de la punta del corazón.
- El golpe produciría falta de confort en los pasajeros.

Por eso, este tipo de desvíos tiene que tener un diseño especial, como se verá más adelante, bien en la punta del corazón o bien en las patas de liebre.

Desde el punto de vista del confort se hace intervenir un concepto conocido como sobreaceleración. En teoría, la sobreaceleración se define como la derivada de la aceleración instantánea con respecto al tiempo:

$$\psi = \frac{da}{dt}$$

Esto quiere decir que si se pasa, al comienzo del desvío, de un radio de curvatura infinito (recta) a otro constante (caso de una curva circular) de radio R y esto se hace instantáneamente el valor de  $\psi$  sería infinito.

Para reducir este valor en la entrada en una curva lo que se hace es intercalar entre el tramo recto y el circular una curva denominada de transición.

La aceleración centrípeta ( $a_n$ ) también suele llamarse aceleración sin compensar ( $a_{sc}$ ) ya que no se dispone de peralte.

## 5.2 Curvas de transición

Son curvas que enlazan un tramo recto con uno circular de radio constante de tal forma que en el lado del tramo recto el radio de curvatura es muy grande y va disminuyendo hasta coincidir con el nominal de la curva en el otro extremo.

Una de las curvas de transición más empleada es la denominada clotoide. Su característica geométrica es que el producto de la longitud de la misma por el radio de curvatura en cada punto es constante:

$$\rho \cdot l = R \cdot L = A^2$$

$l$ : abscisa curvilínea (o parámetro longitud de arco) contado a partir del comienzo de la clotoide.

$\rho$ : radio de curvatura de la clotoide correspondiente al punto de abscisa curvilínea  $l$ .

$L$ : longitud total de la clotoide.

$R$ : radio de la curva circular.

$A$ : constante que define la clotoide.

Cuando existe esta curva de transición entre el tramo recto y la curva circular se define la sobreaceleración media (empellón) como el incremento experimentado en la aceleración centrífuga dividido por el tiempo empleado, supuesto a velocidad constante, en recorrer la clotoide. Entonces:

$$\psi = \frac{\frac{v^2}{R_f} - \frac{v^2}{R_i}}{\frac{L}{v}} = \frac{v^3}{L} \cdot \left( \frac{1}{R_f} - \frac{1}{R_i} \right)$$

La expresión anterior se considerará en valor absoluto y si al final el tramo es recto  $R_f = \infty$ , luego:

$$\psi = \frac{v^3}{R \cdot L}$$

El valor de  $\psi$  suele oscilar entre 0,3 y 0,4 m/s<sup>3</sup> para no sobrepasar los límites de confort de los pasajeros.

Existe una fórmula que relaciona la constante de la clotoide. De la expresión inicial:

$$\rho \cdot l = R \cdot L = A^2$$

y de

$$a_{sc} = \frac{v^2}{\rho}$$

se sigue que

$$a_{sc} = \frac{v^2}{A^2} \cdot l$$

Pero

$$l = v \cdot t$$

$$a_{sc} = \frac{v^3 \cdot t}{A^2}$$

$$\frac{da_{sc}}{dt} = \frac{v^3}{A^2} = \psi$$

$$A = \sqrt{\frac{v^3}{\psi}}$$

### 5.3 Escapes para alta velocidad

Estos dispositivos que, como se ha visto en el capítulo segundo, permiten el paso de una vía a otra paralela son indispensables en las líneas de alta velocidad.

A título indicativo se puede decir que si en una línea de alta velocidad tiene que interrumpirse una de las vías de circulación por cuestiones de mantenimiento si se sitúan escapes, normalmente cada 20 kilómetros en el caso español, el retraso ocasionado puede ser sólo de 3 minutos si el paso por el escape puede hacerse a 160 km/h.

Con la llegada de la alta velocidad en las principales administraciones ferroviarias se desarrollaron desvíos que permiten velocidades de paso por vía desviada de 100, 130, 160 y 220 km/h. En el cuadro 1 se muestran algunas de las características de los desvíos utilizados en las dos primeras líneas de alta velocidad en España: Madrid-Sevilla y Madrid-Barcelona.

CUADRO 18.2. DESVÍOS UTILIZADOS EN LAS LÍNEAS MADRID – SEVILLA Y MADRID – BARCELONA DE ALTA VELOCIDAD

		V directa (km/h)	V desviada (km/h)	desviada (m)	tangente (a)	Longitud del desvío (m)	Carril (kg/ml)	Traviesas	Motores Aguja + corazón
Desvíos Alta velocidad	Línea								
	Madrid-Sevilla	300	80	760	1:14	54,2	60	Hormigón	3+2
	AV		160	4000	1:37,4	145,6			8+3
	Línea		100	1500	1:22	92,2			4+2
	Madrid-Barcelona	350	160	4000	1:36,9	151,4	60	Hormigón	6+3
	AV		220	7400	1:50	207,4			8+4

Cuadro 1. Desvíos en líneas de alta velocidad españolas. Fuente: López.

### 5.3.1 Escapes de la línea Madrid - Sevilla

Por lo que respecta a la línea Madrid-Sevilla, se adoptaron dos tipos de desvíos: el que permite el acceso desde la vía general a las de apartado (velocidad por vía desviada a 80 km/h) y el segundo que posibilita el paso por los escapes a 160 km/h.

Vamos a describir con detalle el trazado de este escape. En primer lugar hay que señalar que la entrevía (distancia entre los ejes de las vías paralelas) es de 4,3 metros.

El trazado adoptado es una clotoide de entrada, una curva circular de 4.000 metros de radio, y una clotoide de enlace hasta el punto medio del escape. A partir de este punto y con curvatura de signo contrario se estableció otra clotoide de enlace, curva circular de radio 4.000 metros y clotoide de salida cuyo radio final (como la de entrada) era de 10.000 metros.

Para llegar a escoger el valor citado de 4.000 metros de radio en la curva circular se partió de un valor máximo de aceleración sin compensar en el plano de rodadura de  $0,5 \text{ m/s}^2$ .

Entonces:

$$a_n = a_{sc} = 0,5 = \frac{v^2}{R}$$

$$R = \frac{\left(\frac{160}{3,6}\right)^2}{0,5} = 3.951 \text{ m}$$

Por razones de estandarización se redondeó el valor a 4.000 metros.

La entrada al escape debería partir de un radio en teoría infinito. En la práctica el radio de entrada en la clotoide es de 10.000 metros y su longitud de 37,5 metros.

Con estos valores vamos a calcular la sobreaceleración  $\psi$  :

$$\psi = \frac{v^2 \cdot \left(\frac{1}{R_f} - \frac{1}{R_i}\right)}{\frac{L}{v}} = \frac{\left(\frac{160}{3,6}\right)^3 \cdot \left(\frac{1}{4.000} - \frac{1}{10.000}\right)}{37,5} = 0,3512 \text{ m/s}^3$$

Se obtiene un valor de sobreaceleración menor que 0,4 que no se debía sobrepasar.

Teniendo en cuenta que al llegar al punto medio de escape el sentido de la curvatura debe cambiar se produciría allí un valor doble y por tanto inadmisibles de la aceleración sin compensar. Para evitar el problema anterior había dos alternativas: establecer una nueva clotoide con radio creciente hasta el enlace con la curva de curvatura opuesta o hacer el enlace recto.

Se optó por otra nueva clotoide de 55,225 metros de longitud que terminaba en un tramo recto ( $R = \infty$ ).

La combinación clotoide-curva circular-clotoide recibe el nombre de clotoide de meseta. En este caso el valor de la sobreaceleración  $\psi$  será (tomado en valor absoluto):

$$\psi = \left| \frac{v^2 \cdot \left(\frac{1}{R_f} - \frac{1}{R_i}\right)}{L/v} \right| = \left| \frac{v^3 \cdot \left(0 - \frac{1}{R_i}\right)}{L/v} \right|$$

$$\psi = \frac{v^3}{R_i \cdot L} = \frac{\left(\frac{160}{3,6}\right)^3}{4.000 \cdot 55,225} = 0,3974 \text{ m/s}^3 < 0,4$$

En cuanto al valor de las constantes de las clotoides, recordamos que

$$A = \sqrt{\frac{v^3}{\psi}}$$

luego en el primer caso (clotoide de entrada):

$$A = \sqrt{\frac{v^3}{\psi}} = \sqrt{\frac{(160/3,6)^3}{0,3512}} = 500$$

y en el caso de la clotoide de enlace:

$$A = \sqrt{\frac{(160/3,6)^3}{0,3974}} = 470$$

A continuación se presenta el conjunto de la geometría del escape AV160 de la línea Madrid-Sevilla.



Figura 1. Geometría del escape AV160. Fuente: López.

A causa de la elevada longitud de las agujas (aproximadamente 50 metros), se utilizan 8 motores para moverlas.

### 5.3.2 Escapes de la línea Madrid - Zaragoza - Barcelona y Frontera francesa

En este caso la entrevía se elevó hasta 4,7 metros pues la velocidad teórica de circulación por la línea se ha aumentado de 300 km/h (línea Madrid - Sevilla) hasta 350.

Como consecuencia de la elevación de la velocidad punta, además de una mayor entrevía, como ya se ha indicado, se han adoptado tres tipos de desvíos que permiten el paso por la vía desviada a 100, 160 y 220 km/h respectivamente.

Si nos referimos a este último desvío, por ser el más exigente desde el punto de vista técnico, cabe señalar que su longitud total es de 207,397 metros (por tanto el escape supondrá una longitud de 414,8 metros). Las agujas del cambio tienen una longitud aproximada de 62 metros.

La vía desviada comienza con una curva de transición (clotoide) de 17.000 metros de radio inicial que enlaza con una curva circular de radio 7.300 metros manteniéndose a continuación la geometría de los escapes de la línea de Madrid - Sevilla ya explicados.

Algunos parámetros orientativos de estos desvíos se presentan en el cuadro 2:

PARÁMETROS GEOMÉTRICOS	
Velocidad por Vía Directa	$V_D = 350$ km/h
Velocidad por Vía Desviada	$V_d = 220 - 160 - 100$ km/h
Distancia entre ejes de vía	$E = 4.700$ mm
Ancho de vía	$a = 1.435$ mm
Aceleración sin compensar máxima por vía desviada	$a_{sc} = 0,51$ m/s <sup>2</sup>
Variación de la aceleración no compensada por vía desviada en la junta de contraaguja ("empellón")	$Y_i = 1,1$ m/s <sup>3</sup>
Sobreaceleración máxima por vía desviada	$Y = 0,65$ m m/s <sup>3</sup>
Longitud máxima del escape	$L_{max} = 400$ m
Longitud mínima de las alineaciones de curvatura constante	$L_{min} = 0,25 V$

Cuadro 2. Parámetros geométricos. Fuente: Galindo.

Además de los radios mayores se pueden destacar las siguientes mejoras:

- Se ha disminuido la rigidez vertical del conjunto teniendo éste una rigidez de 40 kN/mm.
- Se ha empleado carril endurecido.
- Se utilizan traviesas huecas para alojar cerrojos y así se mejora el mantenimiento.

- Las resbaladeras se han recubierto de molibdeno y se les ha incorporado rodillos para disminuir el desgaste.
- El corazón de punta móvil se ha construido en una estructura monobloque.

En las figuras siguientes puede apreciarse la traviesa hueca y la resbaladera con rodillos respectivamente:

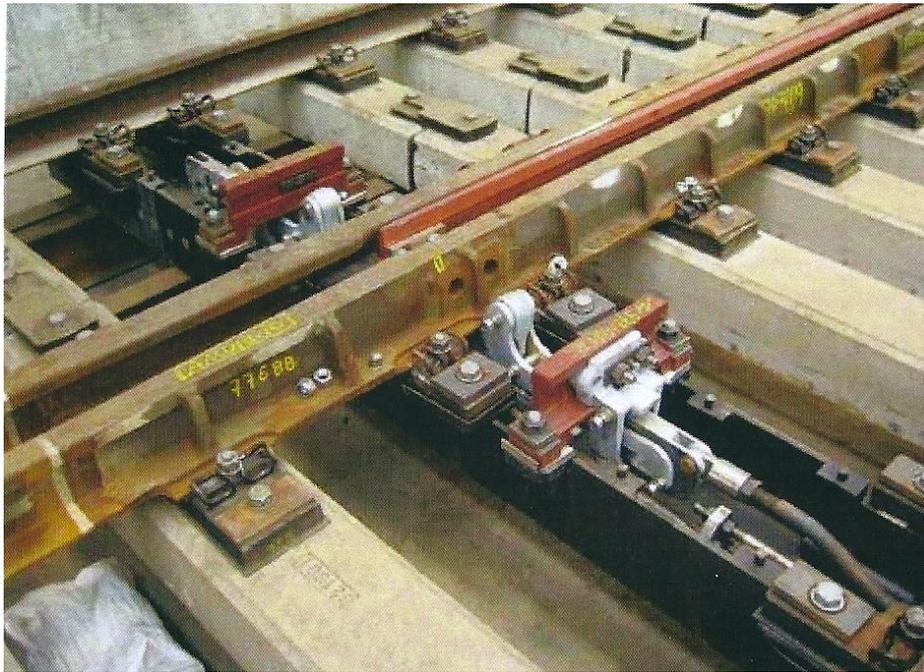


Figura 2. Traviesa hueca. Fuente: Galindo.



Figura 3. Resbaladera con rodillos. Fuente: Galindo.

Finalmente se presentan dos imágenes de la entrada de un escape (uno a derechas y otro a izquierdas) en las que se aprecia, además de la gran longitud de las agujas, la posición de las 8 motores de accionamiento de las mismas.



Figura 4. Entrada al escape (a derechas). Fuente: Galindo.



Figura 5. Entrada al escape (a izquierdas). Fuente: Galindo.

## **5.4 La discontinuidad en el apoyo de las ruedas**

En un desvío clásico, cuando pasa la rueda de la pata de liebre a la punta del corazón, o viceversa, se producen importantes perturbaciones en la rodadura: la cota del punto de apoyo de la rueda varía bruscamente, pudiendo ser este decalaje vertical de varios milímetros, que, a velocidades elevadas, deberá realizarse en pocos milisegundos. La masa no suspendida del eje montado puede llegar, de esta forma, a estar sometida a aceleraciones cien veces superiores a la de la gravedad.

Este fenómeno se agrava por el hecho de que los importantes requisitos de velocidad por vía desviada implican, como hemos visto, amplios radios, lo que obliga a ángulos de cruzamiento muy reducidos. Ello, a su vez, supone que la longitud de la laguna sea muy grande, con los subsiguientes problemas de sollicitaciones dinámicas y sus efectos: pérdida de confort, ruidos, desgastes, etc., totalmente inaceptables en una moderna explotación ferroviaria de Alta Velocidad (AV).

La solución a este problema pasa por eliminar la laguna para permitir el paso de las pestañas de las ruedas en dos direcciones que se cruzan. Ello se logra mediante: corazón de punta móvil o corazón de patas de liebre móviles.

### **5.4.1 Corazón de punta móvil**

Su principio es semejante al de la aguja del cambio que se acopla a la contraaguja. En este caso, tenemos punta y contrapunta. Los esfuerzos longitudinales comunicados por los carriles contiguos debidos a la variación térmica son transmitidos de un lado al otro del cruzamiento mediante las almohadillas de fundición que pueden observarse en el talón del corazón móvil. Resulta interesante señalar que el movimiento de la punta del corazón se realiza gracias a su flexibilidad, habiéndose abandonado actualmente diseños precedentes en los que la movilidad de la punta se conseguía mediante un dispositivo articulado a base de un bulón de rotación, lo que era origen de importantes problemas. Exige un dispositivo de maniobra y de control que, en general, suele ser una evolución del empleado en el cambio.



Figura 6. Corazón de punta móvil. Fuente: Dyna.

#### 5.4.2 Corazón de patas de liebre móviles

Las dos patas de liebre se desplazan simultáneamente, creando por un lado entrecalle y por el otro, suprimiéndola. La transmisión de los esfuerzos longitudinales que le comunican los carriles contiguos se realiza por intermedio del armazón o cuna (representado en negro en la figura 3), lo que permite, al igual que el anterior, montarlos soldados a los carriles, es decir, sin juntas. Exigen, asimismo, un dispositivo de maniobra y control, el cual, en este desarrollo de la firma Voest Alpiné, está constituido por el sistema de levas situadas en segundo término.

Estas soluciones técnicas han llegado a ser las identificadoras de un desvío para AV lo cual no significa que su empleo no esté también justificado en líneas convencionales bajo ciertas condiciones (altas cargas por eje, elevado tráfico, etc.).

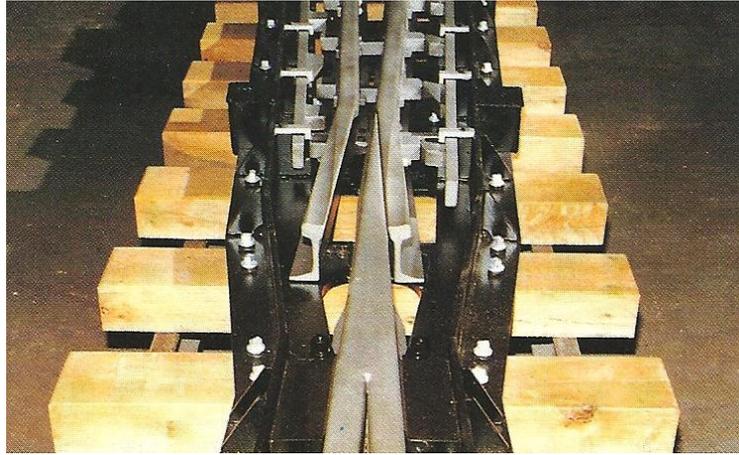


Figura 7. Corazón de patas de liebre móviles. Fuente: Dyna.

### 5.5 Antideslizantes térmicos de dos piezas

Las oscilaciones de temperatura provocan variaciones de longitud en la aguja no sujeta, tanto por la propia dilatación de la aguja como por las fuerzas longitudinales térmicas que viniendo de la vía actúan sobre el cambio.

El antideslizante térmico de dos piezas evita peligrosos movimientos longitudinales de la aguja en relación a la contraaguja. Gracias al diseño del antideslizante, las fuerzas y momentos se ven reducidos. Al mismo tiempo se mantiene una elasticidad uniforme en aguja y contraaguja.

El hecho de que el antideslizante conste de dos partes ofrece además la ventaja de un fácil montaje del cambio sin obstáculos. El antideslizante junto con los cerrojos deslizantes hace innecesario cualquier ajuste posterior longitudinal del sistema de enclavamiento.

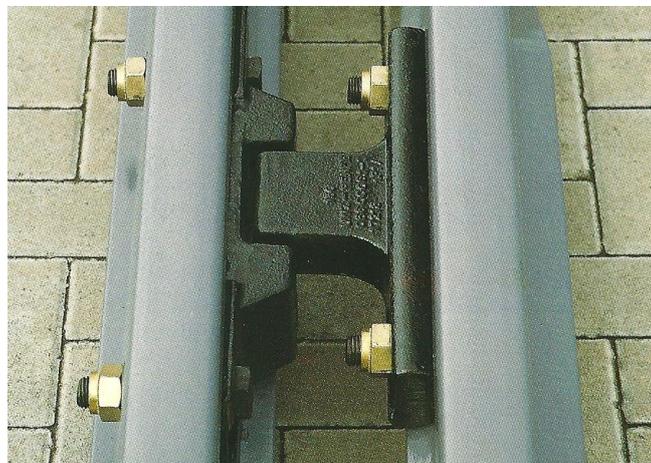


Figura 8. Antideslizante térmico de 2 piezas en versión pesada. Fuente: BWG.

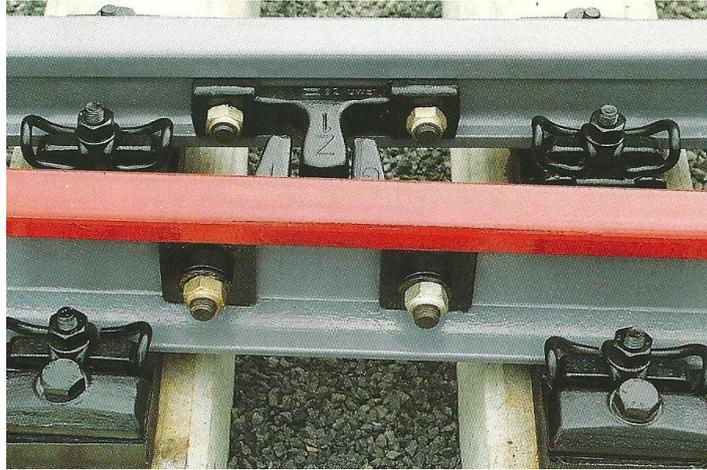


Figura 9. Antideslizante térmico de 2 piezas en versión DB. Fuente: BWG.

## 5.6 Traviesas de acero y hormigón de bajas vibraciones

Dentro de la política de protección a los bosques ya no se podrán utilizar en el futuro las traviesas de madera con sus bien conocidas cualidades, en la misma cantidad que hasta ahora. Por ello se ha desarrollado componentes que hacen destacar las traviesas de acero y hormigón para desvíos por su escasez de vibraciones.

Las traviesas largas de acero y hormigón producen durante el servicio, especialmente a altas velocidades, peligrosas vibraciones que influyen de manera importante en su estabilidad, destruyen la capa de balasto bajo ellas y provocan ciclos de ruido. Estas desventajas desaparecen mediante eliminadores y amortiguadores de vibraciones.

Los eliminadores de vibraciones acortan la traviesa y disminuyen la amplitud de vibración. Los núcleos de amplitud son desplazados en las proximidades de cada carril. El eliminador de vibraciones absorbe perfectamente fuerzas transversales de forma que garantiza la seguridad del ancho de vía. Al mismo tiempo se evita también la transmisión de momentos.

sin amortiguador de vibraciones

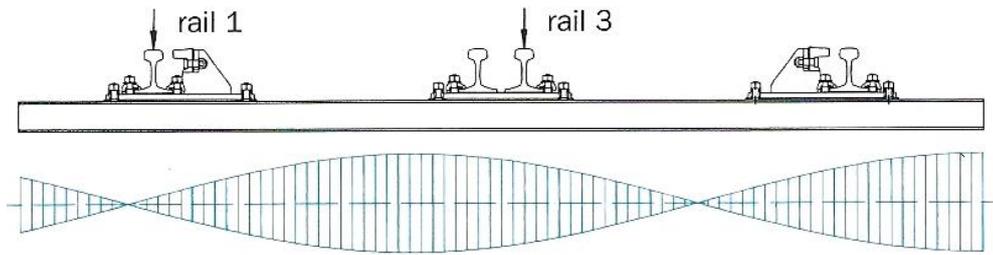


Figura 10. Travesía sin amortiguador de vibraciones. Fuente: BWG.

con amortiguador de vibraciones

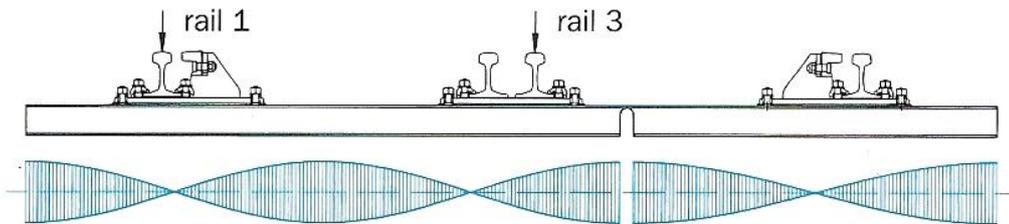


Figura 11. Travesía con amortiguador de vibraciones. Fuente: BWG.

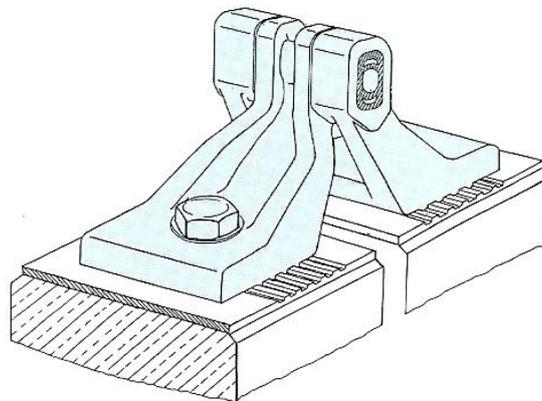


Figura 12. Amortiguador de vibraciones. Fuente: BWG.

## 5.7 Traviesas de acero y hormigón amortiguadas contra vibraciones

Las placas nervadas con elementos antivibratorios vulcanizados se han concebido de tal forma que, independientemente de su longitud y de la elasticidad de los demás componentes del desvío, proporcionan a lo largo de todo el aparato un asentamiento uniforme.

Se produce un acoplamiento de la carga estática y dinámica. Mediante el asentamiento de cada punto de apoyo, la carga se distribuye sobre varias traviesas.

El movimiento desata energía de alta frecuencia. La traviesa se calma sin embargo al disminuirse la amplitud de vibración mediante técnicas antivibratorias.

Esta neutralización de las vibraciones en la traviesa se traduce en un importante descenso del volumen de mantenimiento.

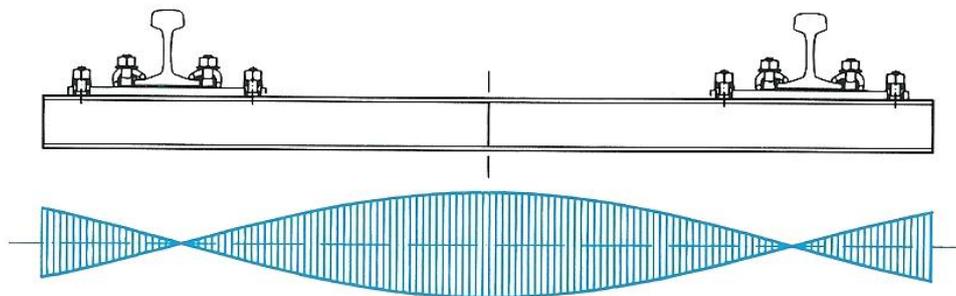


Figura 13. Traviesa no amortiguada. Fuente: BWG.

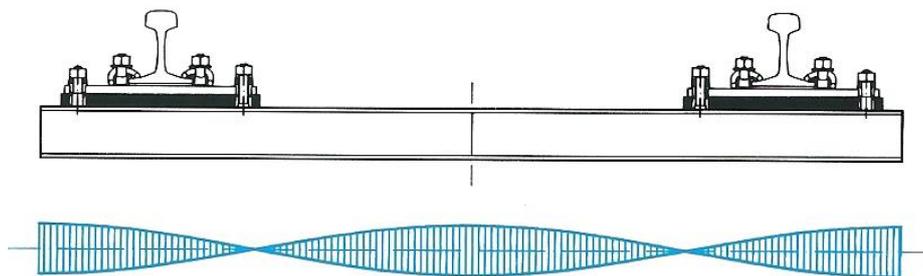


Figura 14. Traviesa amortiguada. Fuente: BWG.

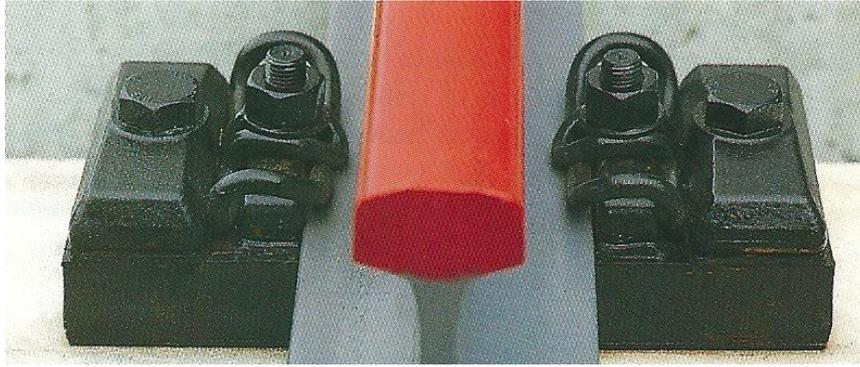


Figura 15. Placa nervada con elementos antivibratorios vulcanizados. Fuente: BWG.

## 5.8 Marcha cinemáticamente optimizada

Como ya se ha explicado, los trenes marchan sobre ruedas no direccionables fijas a los ejes. Sin embargo, para posibilitar una rodadura controlada en vía recta y curva, las superficies de rodadura de la rueda son de forma cónica. La pestaña evita el descarrilamiento del tren. Una marcha correcta y confortable del tren, también a altas velocidades, está técnicamente solucionada en vía desde hace tiempo.

Otra cosa muy distinta es la marcha a través de los desvíos. La aguja acoplada del desvío, que modifica la marcha del tren, obliga a la rueda, con ayuda de la pestaña, a irse hacia el centro de la vía mientras la aguja no pueda admitir la carga vertical de la rueda.

Debido a esto, la rueda se desliza sobre su correspondiente contraaguja con un desarrollo más pequeño que el del otro lado y lleva a determinado ángulo de marcha contra la aguja. La pestaña de la rueda roza a lo largo del lateral de la cabeza de la aguja (fig. 15) y origina un elevado desgaste de material. Además, el tirón originado deteriora considerablemente el confort de la marcha. Sólo cuando la aguja pueda admitir por completo la carga de la rueda, surge de nuevo la marcha sinoidal y de poco desgaste.

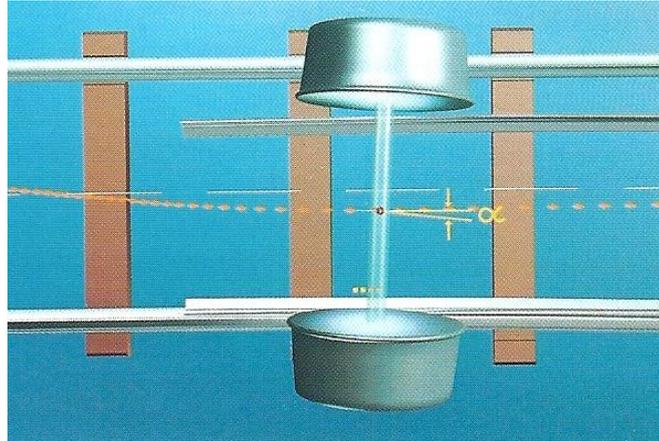


Figura 15. Formación del ángulo de marcha contra la aguja. Fuente: BWG.

Para excluir estos problemas se desarrolla una nueva generación de desvíos cinemáticamente optimizados. En la figura 16 es perceptible la marcha del vehículo obtenida sin las influencias negativas de la pestaña. Esta marcha cinemáticamente optimizada nace, principalmente, del nuevo concepto de los carriles del desvío, añadiendo un sobrancho el carril de la contraaguja, así como una novedad en la perfilación de la cabeza, mediante un tratamiento de perlitizado fino por inducción de todas las zonas de desgaste.

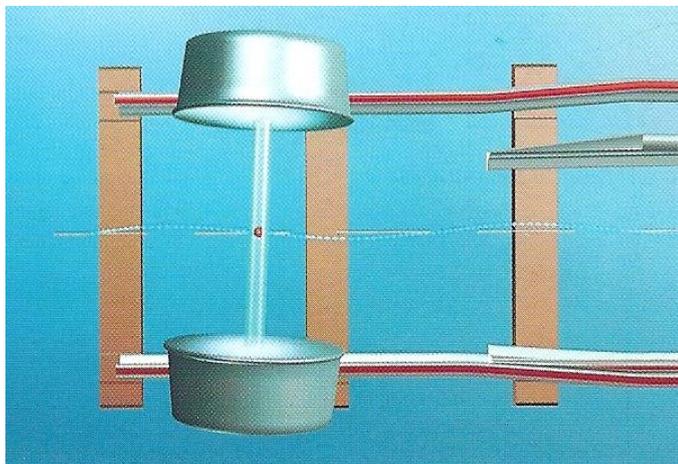


Figura 16. Desvío cinemáticamente optimizado (sobrancho). Fuente: BWG.

## 5.9 Desvíos de alta velocidad en la línea Madrid - Sevilla

En este apartado se describen los principales elementos que constituyen este tipo de desvíos utilizados en la primera línea de alta velocidad en España y que, como es sabido, funciona desde 1992.

Las contraagujas son carriles de perfil especial UIC Zu-1-60, bajo asimétrico, con mecanizaciones en cabeza (fig. 17) y forjado largo (600 mm) en el talón para convertirlo en el perfil normal y facilitar la soldadura al carril adyacente.

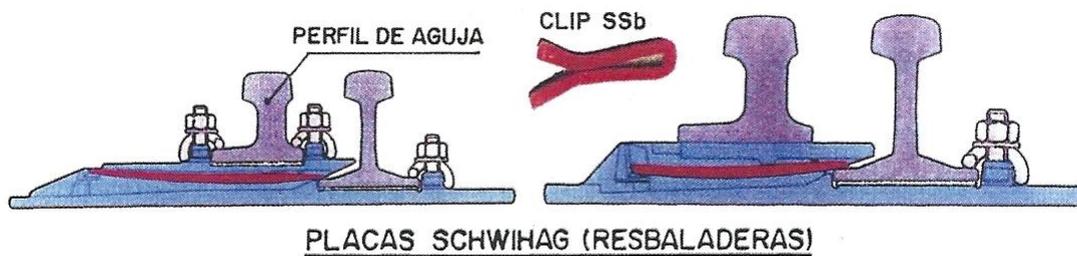


Figura 17. Perfiles de aguja y contraaguja. Fuente: Sánchez.

La calidad del acero de agujas y contraagujas es UIC 900A con un tratamiento adicional de perlitizado fino por inducción para aumentar la resistencia al desgaste en las zonas de transferencia de rodadura de contraaguja a aguja.

La resbaladera Schvihag permite la sujeción elástica interior de la contraaguja por debajo de la aguja.

### 5.9.1 Accionamiento de las agujas y corazón

Las dos agujas (recta y curva) tienen la misma longitud, 50,890 metros, realizándose el movimiento de acoplamiento desacoplamiento por deformación elástica de las mismas en una longitud de 39,040 metros (parte móvil) estando las agujas empotradas a lo largo del resto de su longitud.

Los condicionantes que debe satisfacer este movimiento de las agujas son:

- Permitir el acoplamiento perfecto aguja - contraaguja a lo largo de toda la longitud mecanizada para ello.

- Permitir una separación suficiente entre aguja y contraaguja no acopladas, de forma que no pueda producirse nunca un contacto de la rueda con la aguja no acoplada. La aguja desacoplada debe quedar separada en toda su longitud de la contraaguja con una entrecalle mínima de 58 mm.

El cumplimiento de estos valores se consigue con 8 puntos de accionamiento, llamados cerrojos porque además aseguran la inmovilización de la aguja acoplada.

El movimiento de las dos agujas y la inmovilización de la desacoplada se aseguran mediante los motores. Para la elección de un motor adecuado para un desvío de alta velocidad hay que tener en cuenta varios factores:

- Fácil montaje.
- Posibilidad de montaje de los accionamientos a ambos lados del desvío.
- Escaso mantenimiento.
- Alta eficiencia de funcionamiento.

Utilizando un accionamiento del tipo electrohidráulico conseguimos lograr un alto grado de eficiencia que se pone de manifiesto cuando se trata de mandar agujas de gran longitud desde grandes distancias.

Por otra parte, la punta móvil del corazón está constituida por un bloque de acero forjado mecanizado y soldado en su talón a los carriles contiguos.

Las zonas donde la rueda apoya simultáneamente en la punta del corazón y pata de liebre están tratadas térmicamente por inducción para mejorar su resistencia al desgaste.

La punta se acciona a través de tres cerrojos de uña especiales, que encerrojan en las dos posiciones de acoplamiento, y 3 motores de las mismas características que las del cambio.

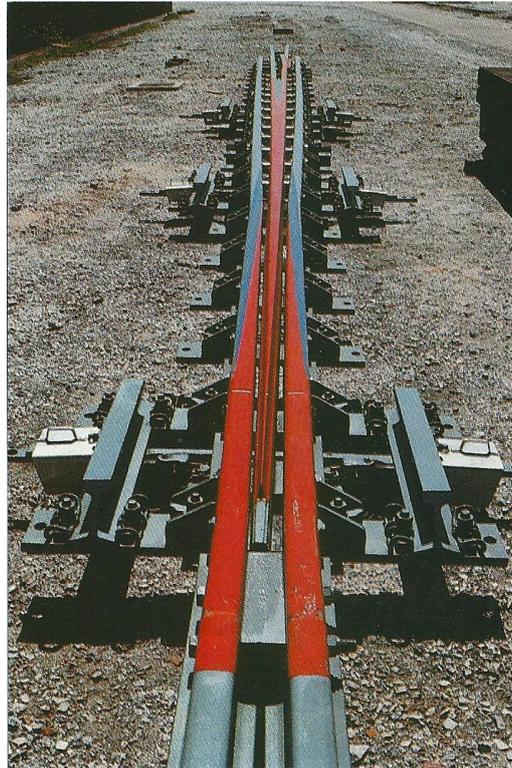


Figura 18. Detalle del tamaño del corazón. Fuente: Barrón.



## 6. EJEMPLOS DE DESVÍOS Y SUS COMBINACIONES CONVENCIONALES PARA ALTA VELOCIDAD

En este apartado se mostrarán algunos ejemplos similar a lo hecho en el apartado 4, pero enfocado a lo utilizado en Alta Velocidad.

### 6.1 Amurrio S.A.

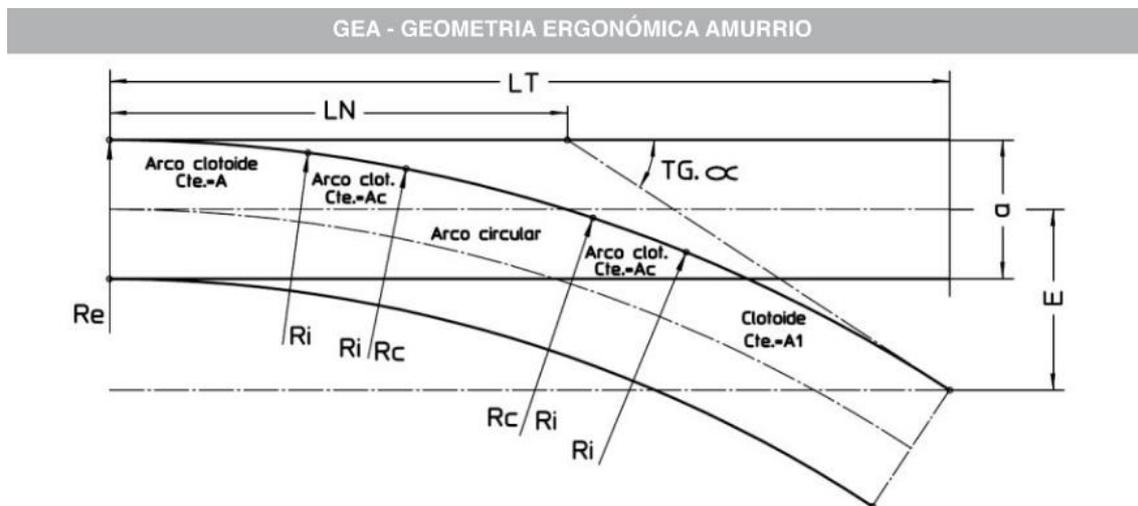


Figura 1. GEA. Fuente: Amurrio.

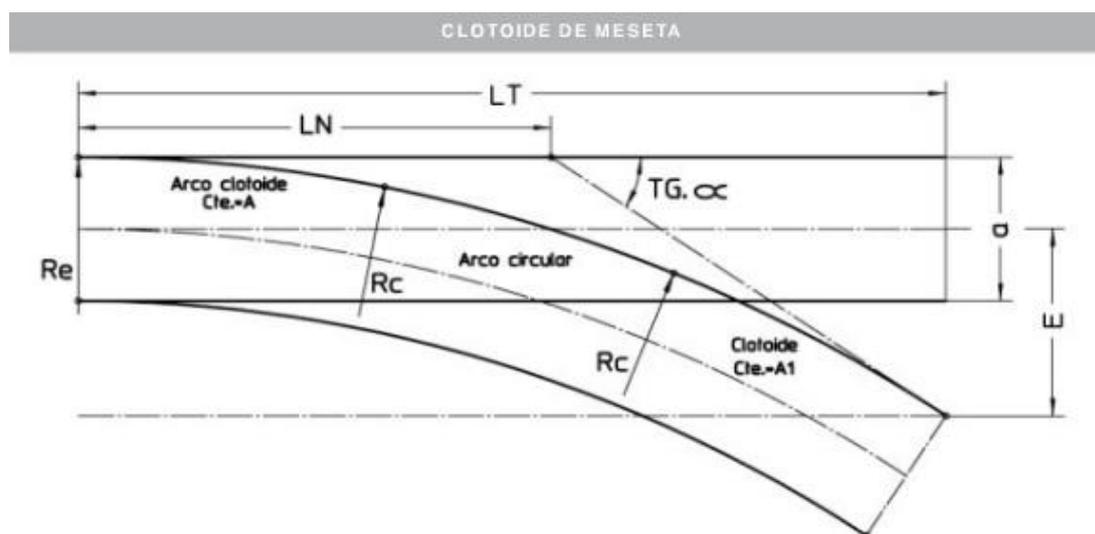


Figura 2. Clotoide de Meseta tradicional. Fuente: Amurrio.

GEA - Geometría Ergonómica Amurrio es una geometría patentada que permite incrementar la seguridad y comodidad de los viajeros al tiempo que acorta la longitud del desvío, con lo que se mejoran los costes.

- Fabrican geometrías de Clotoide de Meseta tradicional o cualquier otra geometría que se les solicite.
- Los ejemplos muestran geometrías y estructuras apropiadas para velocidades desde 250 km/h a 350 km/h, con velocidad máxima por desviada de 220 km/h.
- Elasticidades para máximo confort del viajero y mínimo mantenimiento: entre 17,5 kN/mm y 60 kN/mm.
- Corazones de punta móvil con cunas de acero al manganeso fabricados en fundición propia.
- Máxima seguridad en accionamientos y comprobación con diferentes sistemas de encerrojamiento. Diseño CRBM desarrollado en Amurrio.

Ahora se comparan las dos geometrías según las tablas 1 y 2, especial importancia en la disminución de la longitud total del desvío:

Velocidad desviada	Radio Entrada (Re) (m.)	Arco Clotoide de entrada Cte:(A)	Arco Clotoide compensación Cte: (Ac)	Radio inter-medio (Ri) (m.)	Radio circular (Rc) (m.)	Clotoide salida Cte: (A2)	Longitud total (LT) (m.)	Longitud nudo (LN) (m.)	Tg. $\alpha$	Ancho vía (mm.)	Entrevía escape (m.)
220 km/h	14.680	700	1.883	8.000	7.470	700	200	111,190	1/47,4	1.435	4.700
160 km/h	8.000	300	3.471	4.000	3.950	300	140	73,885	1/31,5	1.435	4.700
100 km/h	1.750	245	887	1.600	1.545	195	87	49,027	1/20,9	1.435	4.700

Tabla 1. Datos característicos con GEA. Fuente: Amurrio.

Velocidad desviada	Radio Entrada (Re)	Arco Clotoide entrada Cte:(A)	Radio circular (Rc)	Clotoide salida Cte: (A1)	Longitud total (LT)	Longitud nudo (LN)	Tg. $\alpha$	Ancho vía (mm.)	Entrevía escape (m.)
220 km/h	17.000 m	900	7.300 m	750	207,397 m	93,673 m	1/48,4	1.435	4.700
160 km/h	10.000 m	500	4.000 m	470	151,451 m	68,003 m	1/35,5	1.435	4.700
100 km/h	3.000 m	285	1.500 m	219	92,248 m	41,594 m	1/21,5	1.435	4.700

Tabla 2. Datos característicos con Clotoide de Meseta tradicional. Fuente: Amurrio.

## 6.2 JEZ Sistemas Ferroviarios S.L.



Figura 3. Corazón punta móvil de alta velocidad. Fuente: JEZ.



Figura 4. Transmisión hidráulica Hydrolink. Fuente: JEZ.

### 6.3 Talleres Alegría S.A.



Figura 5. Detalle corazón de punta móvil. Fuente: Alegría.

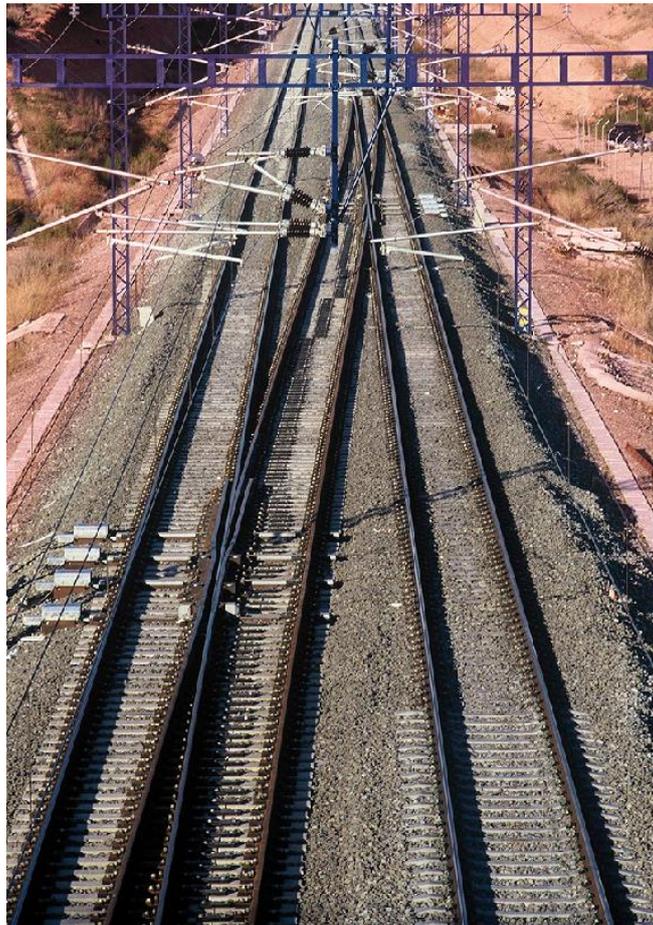


Figura 6. Ejemplo de longitud de un desvío de Alta Velocidad. Fuente: Alegría.



## **7. ANEXOS**

### **I. DESVÍOS ESPECIALES**

#### **DESVÍOS TALONABLES**

El inconveniente específico que plantean los desvíos en líneas de débil tráfico (L.D.T.) es la del gobierno de su maniobra. En efecto, una de las medidas que deben ser acometidas en L.D.T. en orden a disminuir los costes es la reducción de personal. Disminución que no debe suponer quebranto en la seguridad y fiabilidad de la explotación.

En general, se trata de concentrar los desvíos en las estaciones o apeaderos. La orden de maniobran de los desvíos se realiza:

- Por el agente encargado de la circulación, sólo en las estaciones principales (usualmente, los extremos de la línea). Requiere una fuente externa de energía para mover el cambio, lo que no suele ser un problema.
- Por el personal del tren, en estaciones intermedias. La orden de maniobra se hace mediante un interruptor protegido por cerradura enclavada con algún tipo de testigo, en el más amplio sentido, que faculte la circulación del tren. Requiere una fuente externa de energía para mover las agujas, lo que en estaciones no habitadas, con problemas de saqueo o vandalismo, puede ser un aspecto problemático.
- Automáticamente, al paso de la circulación, mediante desvíos talonables.

Mediante el montaje de desvíos talonables (fig. 1) se puede llevar a cabo el cruce de trenes sin necesidad de una fuente externa de energía ni de que el personal del propio tren, en estaciones sin empleados, deba realizar la maniobra a pie de vía.



Figura 1. Desvío talonable. Fuente: Google.

Los cambios de los desvíos talonables se mantienen en su posición de reposo, sea ésta la de la vía directa o la de la desviada, mediante un muelle que mantiene la aguja acoplada a su contraaguja con una determinada fuerza elástica. En el talonamiento del desvío, una de las pestañas del primer eje del tren empuja la aguja abierta hacia su correspondiente contraaguja, arrastrando en su carrera, mediante la barra del cerrojo, a la aguja opuesta, venciendo la fuerza elástica de retención que mantenía a aquélla acoplada a su contraaguja.

Para evitar que todas las ruedas del tren golpeen y abran la referida aguja, actualmente existen diseños en los que se dispone un cilindro de recuperación equipado con un dispositivo retardador, generalmente basado en fenómenos viscoelásticos (aceite hidráulico, por ejemplo), que no requiera conservación y permita el ajuste del tiempo de retardo. Así, una de las pestañas de las ruedas del primer eje talona el cambio y, gracias a la fuerza que opone el cilindro retardador, el cambio no se vuelve a poner en posición de reposo hasta que la fuerza elástica del muelle vence completamente la viscosa del dispositivo retardador.

En la explotación con desvíos talonables, el desgaste de las pestañas de las ruedas de los vehículos producido por el talonamiento es inapreciable. Normalmente, en los modernos desvíos talonables, se admite una velocidad máxima de 30 km/h para realizar la maniobra de talonamiento.

## DESVÍOS PARA TRES HILOS

El añadir un tercer carril es la solución que permite con una sola vía circulen trenes de dos anchos. Si bien para tramos cortos en estaciones, puentes, túneles y otros puntos singulares es una solución adoptada con cierta frecuencia, la implantación del tercer rail en tramos más largos o incluso redes es algo de lo que no hay ejemplos, pues abre problemas técnicos complejos.

En general, los aparatos de vía de tres carriles son elementos bastante complicados, con lo cual aumenta el número de componentes y la complejidad del desvío. Por lo tanto, estos aparatos de vía, además de ser bastante más caros, son más propensos a tener fallos.

La complejidad más elevada de los aparatos de vía produce un mayor riesgo de descarrilamiento debido a un posible mal funcionamiento o una mala alineación de alguno de sus elementos. Para contrarrestar este riesgo, el mantenimiento debe ser más intenso (y más oneroso). El problema principal se presenta en el funcionamiento de los desvíos y la necesidad de cambiadores de hilo.



Figura 2. Vía de tres carriles. Fuente: Ferropedia.



Figura 3. Aparato de vía con anchos métrico, ibérico y UIC. Fuente: Amurrio.

Un inconveniente importante en el caso de anchos de vía próximos lo plantean los desvíos. Los desvíos sólo se pueden hacer hacia uno de los dos lados (cada ancho hacia un lado distinto), puesto que, hacia el otro, el espadín interfiere en el rodamiento del tren. Este hecho complica sobremanera la explotación en doble vía, por ejemplo para los escapes.

Así, el desvío en ancho ibérico sólo es posible hacia el lado del tercer rail; en ancho estándar sólo hacia el otro lado. Por lo tanto es necesario instalar un cambiador de hilo para permitir desvíos hacia el lado contrario.

En resumen, en el caso de anchos próximos, la vía con tres carriles sólo permite, en principio, el desvío del ancho ibérico hacia el lado del tercer carril, y el del ancho UIC, hacia el lado contrario al del tercer carril. Esta limitación se debe a la escasa diferencia de anchura entre el ancho ibérico (1.668 mm) y el ancho estándar (1.435 mm). Otras vías mixtas, por ejemplo con ancho estándar y ancho métrico, sí admiten el desvío hacia los dos lados de la vía.



Figura 4. Desvío del ancho ibérico en vía de tres carriles. Nudo de Mollet. Fuente: Ferropedia.

## DESVÍOS POR CARRILES DESNIVELADOS

El desvío por carriles desnivelados sirve, obviamente, para cualquier tipo de ferrocarril convencional, no sólo para los de Alta Velocidad, aunque este ferrocarril sea su principal objetivo.

Lo tradicional ha sido mover horizontalmente los carriles para conseguir el desvío deseado. Lo novedoso consiste en mover verticalmente los carriles, uno en cada sentido, para obtener en recta o curva, un solo plano de rodadura y, lo que es más importante, sin necesidad de “romper” los carriles en el corazón del desvío.

Los carriles son guiados en todo momento y su elevación y descenso es mínimo, tan sólo en función de la altura de la pestaña de las ruedas. Se eligió el sistema de levas para mover los carriles, ya que, aparte de lo efectivo, sirve para soportar y repartir la carga sobre el plano base del desvío. El movimiento de las levas puede hacerse con uno o más motores en función de la longitud de las piezas móviles.

En la actualidad aún no se ha construido el prototipo del desvío. Ello requiere muchísima dedicación y esfuerzo económico.

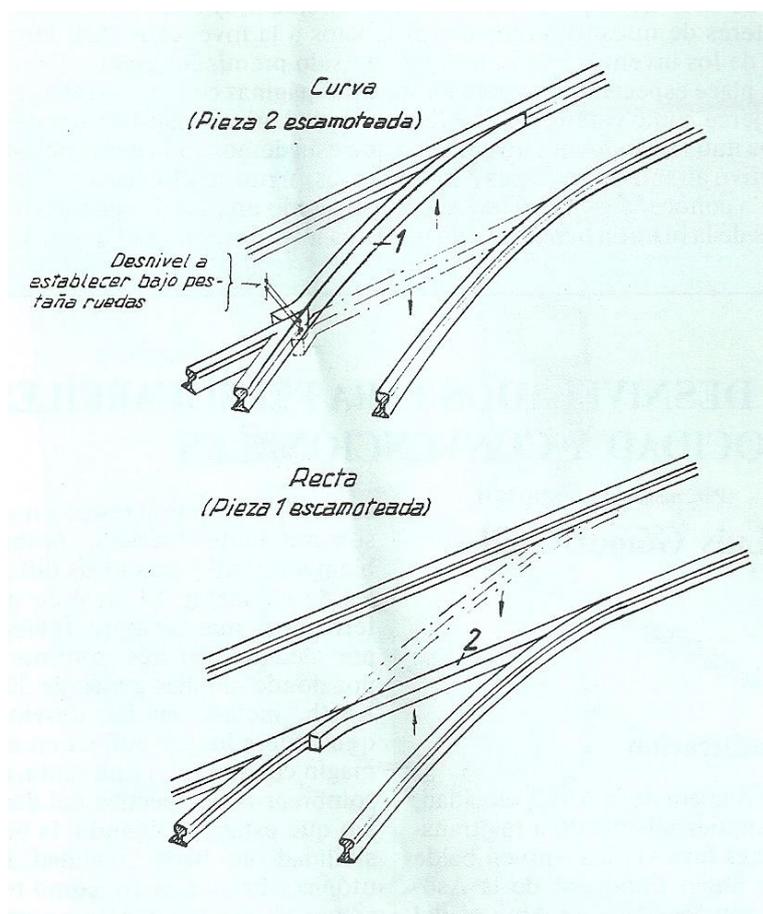


Figura 5. Desvío por carril desnivelado. Fuente: Gómez.

## II. ACCIONAMIENTO DE DESVÍOS

### TIMONERÍAS

Los desvíos son actuados por los accionamientos a través de las timonerías o barras de maniobra. La figura 6 muestra un accionamiento eléctrico normalizado de RENFE con las timonerías que incorpora para su accionamiento, para las comprobaciones y para el encerrojamiento mecánico.

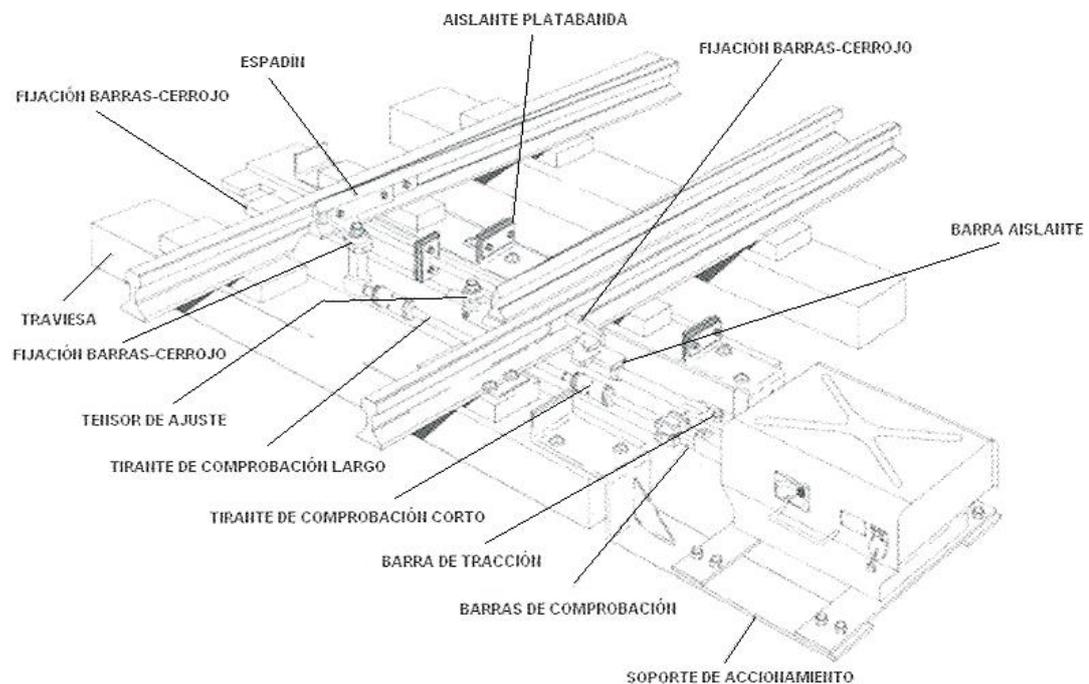


Figura 6. Accionamiento eléctrico normalizado. Fuente: Montes.

La barra de tracción está rígidamente unida a las agujas a través de un tirante telescópico que permite la regulación de la separación entre agujas. La barra de tracción transmite desde el accionamiento la fuerza de tracción necesaria para el movimiento del cambio y garantiza la fuerza de retención proporcionada por el accionamiento.

Los tirantes de comprobación, uno por cada aguja, están sólidamente unidos por un extremo a las agujas, se mueven independientemente y son arrastrados por los espadines. Como su nombre indica, comprueban que la punta de la “aguja acoplada” se encuentra acoplada a la contraaguja con las tolerancias requeridas para el paso sin dificultades de la rueda del tren. De la misma forma se comprueba que la aguja desacoplada está con una mínima separación del contracarril correspondiente.

El extremo de los tirantes de comprobación no unido a las agujas, actúan sobre sólidos contactos. Estos contactos están normalmente situados en el interior de la caja del accionamiento eléctrico o neumático. En algunas instalaciones estos contactos de comprobación son independientes del accionamiento, comprobadores eléctricos. En desvíos de gran longitud se emplean comprobadores para determinar la correcta posición de puntos intermedios de los espadines.

El cerrojo mecánico de uña fija rígidamente encerroja el espadín acoplado a la contraaguja una vez acoplado, evitando cualquier posible apertura del mismo.

## ACCIONAMIENTO

Los accionamientos pueden ser eléctricos, hidráulicos o electrohidráulicos dependiendo del tipo de motor que los mueve. La figura 7 muestra el interior de un accionamiento eléctrico.

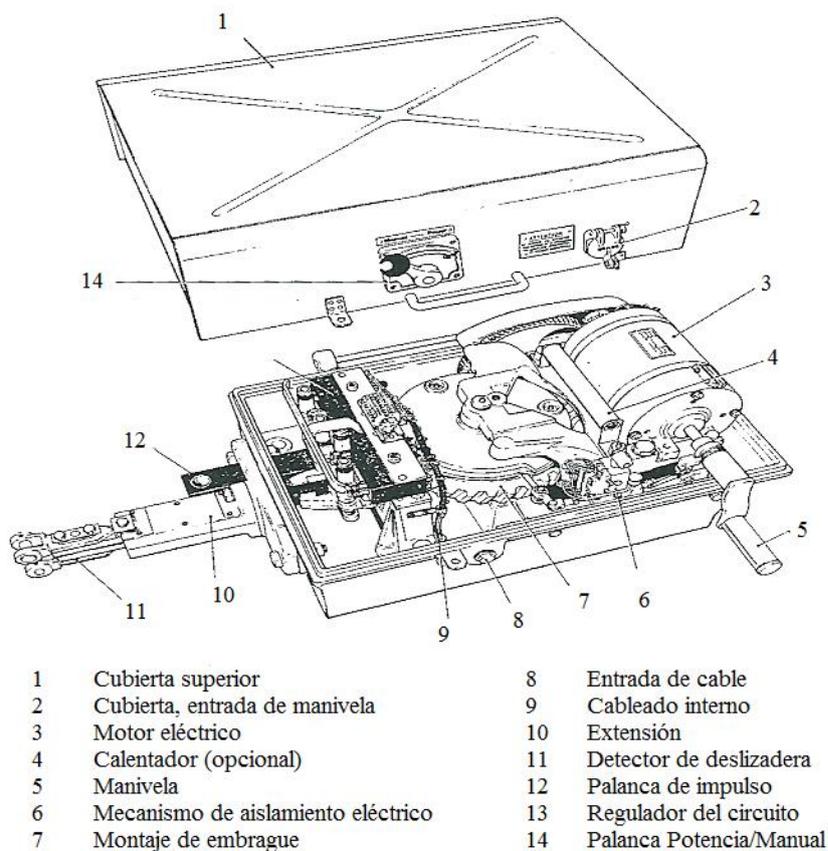


Figura 7. Interior de un accionamiento eléctrico. Fuente: Montes.

Está formado por:

Un elemento, motor eléctrico en el caso de accionamiento eléctrico, que proporciona la potencia, fuerza, para mover los espadines. El motor eléctrico puede ser de corriente alterna monofásica o trifásica o corriente continua y debe poder girar en ambos sentidos dando igual par.

Un embrague que limita el esfuerzo transmitido y que, en caso de obstrucción, evita que se produzcan roturas en el accionamiento y timonerías.

Un sistema de engranajes, coronas y tornillos sin fin, que transforman el giro del motor en un movimiento longitudinal de arrastre de los espadines.

Un combinador o conjunto de contactos eléctricos que son accionados por los tirantes de comprobación directamente o a través de levas intrínsecamente relacionadas con la posición de los tirantes de comprobación. Por la responsabilidad y tipos de trabajo al que están sometidos, estos contactos tienen que ser extraordinariamente robustos de modo que la probabilidad de que puedan quedarse pegados o puedan dar una señal errónea sea muy remota.

Manivela de actuación manual para que en caso de que falte la energía pueda ser accionada a mano.

Barras de tracción y tirantería de comprobación y encerrojamiento mecánico para la operación del cambio.

## **ACCIONAMIENTO ELÉCTRICO. FUNCIONAMIENTO**

El embrague se encuentra montado con las timonerías para su accionamiento y comprobación. El motor eléctrico se acopla a través de unos engranajes rectos y un tornillo sin fin con la corona dentada, que a través del embrague, transmite el movimiento a un piñón que ataca a la barra de tracción. Unos muelles proporcionan la fuerza de fricción al embrague.

Junto con el cuerpo del embrague y en su parte superior se encuentra montadas unos discos con escotaduras-levas que actúan sobre unas palancas con tres brazos acodados.

Unas garras, articuladas a uno de estos brazos, encerrojan las barras de comprobación cuando se introducen en las escotaduras provistas en dichas barras. Esto tiene lugar en el momento en el que las agujas, tanto la acoplada como la desacoplada, están en sus posiciones correctas.

Dos de los tres brazos de la palanca actúan sobre los contactos del combinador, acreditando que las barras de comprobación están en su posición correcta o han iniciado el movimiento del cambio. A través de la apertura o cierre de estos contactos se produce una señal eléctrica, que se transmite al enclavamiento, con la comprobación de la posición de las agujas.

## ESPECIFICACIONES RENFE

En las figura 8 se indican las características más importantes recogidas en la especificación técnica de RENFE ET 03.365.401.3, “Especificación Técnica para el suministro y la homologación de accionamientos electromecánicos de agujas”.

Esta especificación define las características básicas de los accionamientos eléctricos de agujas para la ejecución de la maniobra, retención y comprobación de los cambios tipo RENFE, dotados con cerrojo de uña para el encerrojamiento del espadín acoplado.

- Accionamientos + cerrojos de uña
- Esfuerzo
 

	Desvíos	
	maniobra	retención
talonables	400Kp	600Kp
no talonable	400Kp	1500Kp
	Travesías UD	
talonables	640Kp	800Kp
no talonable	640Kp	1500Kp
- Carrera de maniobra 220/150mm
- Comprobación espadines
  - ajuste continuo
  - entalladura barra comprobación < 6mm
  - tolerancia espadín acoplado 2/3,5mm
  - no comprobación 5mm
  - no comprobación en estado intermedio
  - no comprobación rotura barra mando o comprobación
- Mando eléctrico: 220Vac 5A
  - Par de arranque
  - Tiempo < 5 seg.
  - Mando manivela . Desconexión motor
- Embrague simétrico
- Pruebas de recepción/ lote aleatorio
  - Par de arranque
  - vida
  - ciclos térmicos
  - corrosión-250h
  - nivel de protección IP 439-M

Figura 8. Especificación técnica de RENFE. Fuente: Montes.

A continuación se señalan algunas características más importantes reflejadas en la especificación:

a) Los esfuerzos típicos de maniobra y los de retención que debe realizar el accionamiento, tanto para desvíos talonables como no talonables, deben estar de acuerdo con los indicados en la siguiente tabla:

Tipo	Maniobra	Retención
<b>Desvíos</b>		
talonables	400Kp	600Kp
no talonable	400Kp	1500Kp
<b>Travesías UD</b>		
talonables	640Kp	800Kp
no talonable	640Kp	1500Kp

Tabla 1. Esfuerzos de maniobra y retención en desvíos talonables y no talonables. Fuente: Montes.

b) Carrera de maniobra: 220 mm para ancho nacional

150 para ancho internacional

c) Comprobación de los espadines

- debe ser de ajuste continuo.
- tolerancia de ajuste nominal del espadín acoplado 2/3,5 mm.
- no comprobación para tolerancia del espadín >5 mm.
- no debe dar comprobación en un estado intermedio de la carrera del accionamiento.
- no debe dar comprobación en caso de rotura barra, mando o comprobación.

d) Como característica muy importante para la seguridad de los trenes se especifica que la tolerancia del espadín acoplado sea de 2 a 3,5 mm. y la indicación de no comprobado se dé cuando la tolerancia sea igual o mayor de 5 mm.

e) El accionamiento debe poderse accionar manualmente.

f) El accionamiento puede estar mandado por un motor monofásico o por motor trifásico. Este segundo es preferible por su mayor duración, aunque es necesario vigilar que su par de arranque sea elevado ya que constituye una de las características importantes para el inicio del movimiento del cambio. El motor eléctrico necesita que sea de gran par de arranque.

- g) El tiempo de actuación del accionamiento tiene que ser menor de 6 segundos.
- h) La fiabilidad que se pide al accionamiento es de  $2 \cdot 10^5$  maniobras. Este dato define los tiempos en horas entre periodos de mantenimiento.
- i) El accionamiento tiene características de seguridad correspondientes a un SIL 4.

## **CONDICIONES PARA PODER MANDAR UN ACCIONAMIENTO**

- Nunca podrá moverse un desvío con tren pasando o estacionado sobre él (cv libre). Esta condición se llama efecto pedal y se cumple interviniendo el circuito de mando con un contacto del relé del circuito de vía. En caso de avería del circuito de vía se deben prever los procedimientos operacionales que regulen su anulación. Esta función tiene características de SIL 4.
- El desvío debe poder ser mandado por las rutas definidas sobre él.
- El desvío (accionamiento) debe poderse mandar siempre que no exista una ruta que lo haya pedido (enclavado).
- La pérdida de energía (tensión) en un enclavamiento nunca supondrá que el desvío pueda moverse involuntariamente.
- Si el accionamiento no llega a terminar su carrera a la posición mandada por haber encontrado un obstáculo, el accionamiento no sufrirá ningún daño (protección motor).
- Si el desvío no ha alcanzado su posición final (comprobado), deberá ser posible mandarlo a su posición inicial.
- La actuación manual del accionamiento impedirá cualquier otra actuación remota.

## **CONDICIONES COMPROBACIÓN DEL ACCIONAMIENTO**

- La comprobación de su posición deberá producirse en el momento en el que el espadín acoplado esté en su posición con la tolerancia especificada (2,5 mm).
- La pérdida de comprobación se dará en el instante que el espadín acoplado presente separación superior a la tolerancia especificada (5 mm).
- El mando deberá coincidir con la comprobación en esa posición para que pueda enclavarse el desvío.

### III. MONTAJE DE DESVÍOS DE ALTA VELOCIDAD

#### INTRODUCCIÓN

Las operaciones que describen el montaje de vía de Alta Velocidad se efectúan, por lo general, en tramos independientes de entre 50 y 100 km de longitud, que parten de las bases de montaje. En las bases se dispone de zonas para acopio de carril en barra larga, áreas para acopio y premontaje de desvíos de Alta Velocidad cuya longitud llega a superar los 200 m. y otras zonas para acopio de traviesas y balasto, con sus correspondientes zonas de carga. Asimismo, las bases cuentan con naves para el mantenimiento de las locomotoras y de la maquinaria de vía que se emplean en los trabajos.



Figura 9. Base de montaje. Fuente: Google.

El montaje de vía, con la altísima calidad que requiere una línea de Alta Velocidad, exige una topografía de precisión y el establecimiento de bases de referencia fijas a lo largo de la traza que permitan conseguir la construcción de la vía dentro de las tolerancias prescritas que no superan el orden de los pocos milímetros.

Una vez definida y preparada la traza del tramo, la primera fase del montaje de la vía consiste en la topografía previa y establecimiento de puntos de marcaje que definirán el proceso.

La vía debe garantizar los tres aspectos básicos de la Alta Velocidad: la seguridad, la regularidad y la conformidad. Para ello, debe proporcionar a los trenes un camino de rodadura continuo y estable que transmita de manera homogénea las cargas producidas por el paso de las circulaciones a la infraestructura.

La vía está constituida por una serie de elementos como son el balasto, las traviesas, el carril y los aparatos de vía. Para el montaje, y después de establecer los puntos de marcaje, se extiende una primera capa de balasto, de unos  $2,5 \text{ m}^3/\text{m}$  de vía doble, mediante camiones y máquinas extendedoras, y sobre ella se monta una vía auxiliar de trabajo que servirá para la descarga del carril y las traviesas.



Figura 10. Vía auxiliar de trabajo. Fuente: Melendo.

La continuidad del camino de rodadura la proporciona el carril, que se monta en barras largas. Las barras se transportan al lugar de trabajo mediante trenes carrileros generalmente con doble tracción. Estas barras largas son posteriormente unidas entre sí en la vía por medio de soldadura aluminotérmica, de manera que no existan discontinuidades que puedan afectar a la confortabilidad de los viajeros y a la estabilidad de la vía.

Durante el montaje, las traviesas se distribuyen a lo largo de la traza de la línea en el lugar donde serán montadas. Posteriormente se extiende la primera capa de balasto. Sobre esta primera capa se monta la vía auxiliar mencionada que permitirá el transporte y la descarga del carril, que proviene de las bases en las que se han dispuesto los parques de acopio.



Figura 11. Montaje de traviesas. Fuente: Melendo.

Para la distribución de balasto durante las tareas de montaje, se establecen distintas zonas de acopio, todas ellas dotadas de muelles de carga para trenes de tolvas, a lo largo de la traza y lo más cercanas que sea posible a las canteras suministradoras.

En un producto de bajo precio relativo como es el balasto, su logística, es decir, el transporte desde el punto de extracción al lugar de trabajo, puede tener un importante impacto en el coste.

## **FABRICACIÓN Y OPERACIONES PREVIAS AL ENVÍO A OBRA**

En la fábrica se llevan a cabo una serie de actividades relacionadas con la fabricación y preparación de los desvíos, antes de proceder al traslado hasta el lugar indicado, donde se llevará a cabo la colocación de los mismos. A continuación, se describen estas actividades, junto con una secuencia de imágenes.



Figura 12. Desvío premontado para verificación en fábrica. Fuente: Melendo.



Figura 13. Cruzamiento premontado para verificación en fábrica. Fuente: Melendo.

En las siguientes imágenes se puede apreciar el material para desvíos depositado y almacenado correctamente en lugares reservados para ello y su posterior traslado, empleando las medidas y los vehículos oportunos, hasta el interior de la fábrica para realizar las verificaciones y controles necesarios.



Figura 14. Almacenaje de material de desvíos para Alta Velocidad. Fuente: Melendo.



Figura 15. Traslado del material de desvíos para su verificación en fábrica. Fuente: Melendo.



Figura 16. Acopios de traviesas en fábrica. Fuente: Melendo.

En las siguientes imágenes se puede apreciar algunas de las actividades relacionadas con la organización del suministro de los componentes de desvíos.



Figura 17. Suministro de los componentes de desvíos. Fuente: Melendo.

## OPERACIONES EN BASE DE TRABAJOS

En este apartado se describen las operaciones que se realizan, desde la llegada del material a la base de trabajo, hasta la preparación de los elementos y componentes necesarios, tales como traviesas, placas de asiento, etc., para proceder posteriormente a su colocación y montaje en vía, elementos que formarán parte como materiales de desvíos implantados de Alta Velocidad.



Figura 18. Llegada de los componentes a la base. Fuente: Melendo.



Figura 19. Acopio de traviesas en base y montaje de placas de asiento. Fuente: Melendo.



Figura 20. Premontaje en base por zonas. Fuente: Melendo.



Figura 21. Premontaje de material por zonas. Fuente: Melendo.

## MONTAJE EN VÍA

En las siguientes figuras se representan las actividades relacionadas con el acopio de traviesas y retirada de la vía auxiliar, el acondicionamiento del lecho de balasto, operaciones previas y relacionadas con el montaje y colocación definitiva del material de desvíos.



Figura 22. Acopio de traviesas en traza y retirada de la vía auxiliar. Fuente: Melendo.



Figura 23. Acondicionamiento del lecho de balasto. Fuente: Melendo.

### Sistema tradicional

El sistema tradicional de montaje del material de desvíos en vía es el llamado montaje “*in situ*”, que se detalla a continuación por medio de las actividades llevadas a cabo y que están relacionadas con este sistema. Dichas actividades se representan por medio de una serie de secuencias de imágenes que se indican a continuación.



Figura 24. Tendido de traviesas. Fuente: Melendo.



Figura 25. Tendido de la placa metálica. Fuente: Melendo.



Figura 26. Descarga de los semicambios. Fuente: Melendo.



Figura 27. Descarga del cruzamiento. Fuente: Melendo.



Figura 28. Descarga de la placa metálica. Fuente: Melendo.

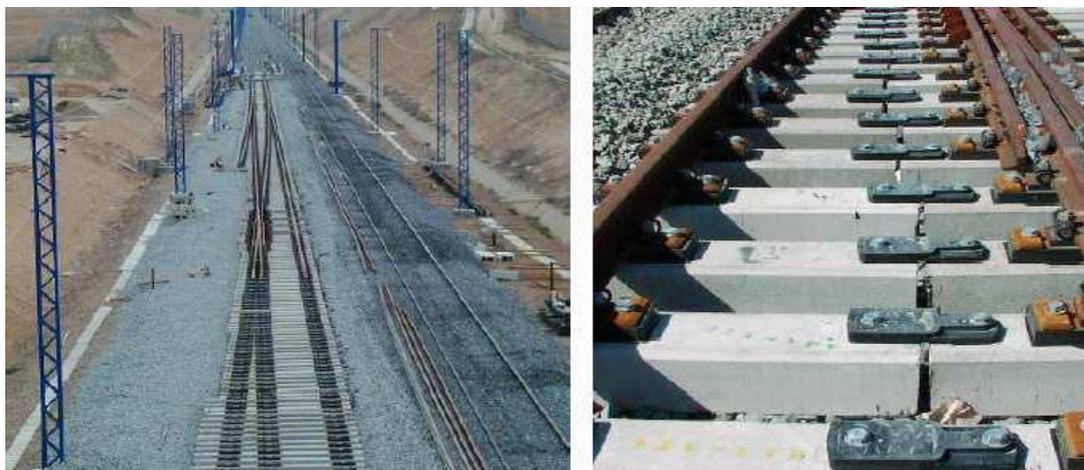


Figura 29. Colocación de traviesas y antivibratorios. Fuente: Melendo.

## Montaje con equipos de pórticos y carros sincronizados

En este apartado se describe otro procedimiento de montaje en vía, que difiere del montaje tradicional mostrado anteriormente. Para ejecutar este montaje, son necesarios unos equipos formados por pórticos o PEM, y unos carros o LEM, sincronizados, como los que se muestran en las imágenes siguientes:



Figura 30. Equipos de pórticos (PEM) y carros sincronizados (LEM). Fuente: Melendo.

En las siguientes secuencias de imágenes se describen las tareas encaminadas a la colocación de estos desvíos sobre la plataforma de base, empleando esta tipología de montaje desde la carga de los mismos, el traslado y la descarga hasta la colocación definitiva, empleando para ello los vehículos propios.



Figura 31. Carga en plataforma y traslado a ubicación en traza. Fuente: Melendo.



Figura 32. Traslado directo sobre los equipos. Fuente: Melendo.



Figura 33. Circulación de los equipos sobre la vía auxiliar. Fuente: Melendo.



Figura 34. Llegada a ubicación definitiva y retirada de equipos LEM. Fuente: Melendo.

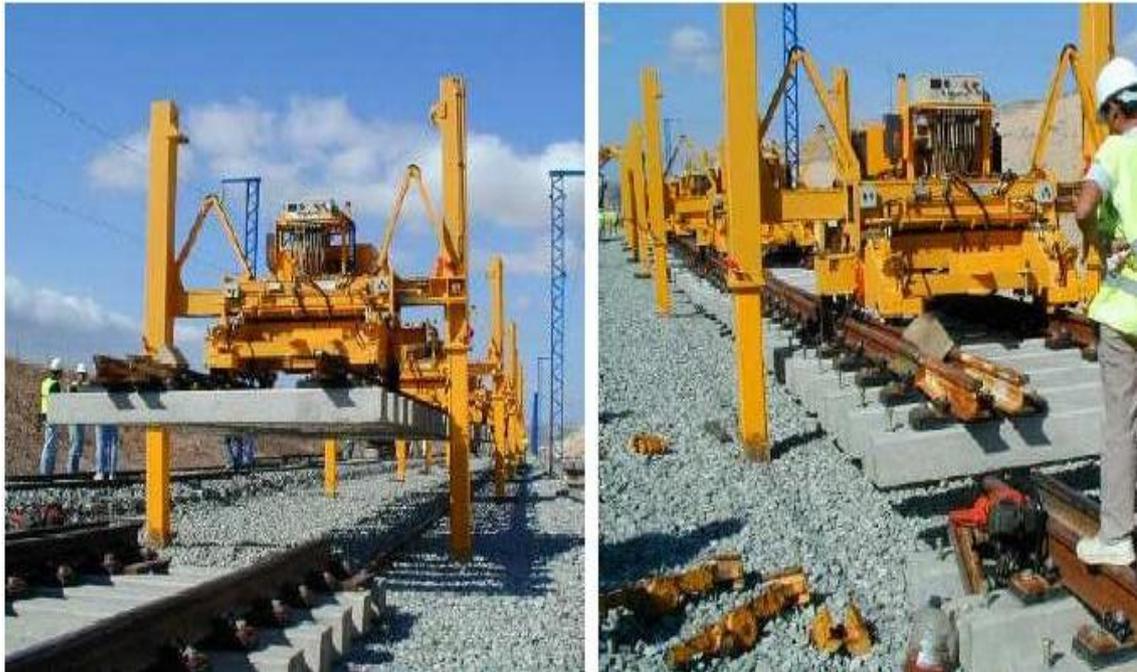


Figura 35. Posicionado sobre el lecho de balasto. Fuente: Melendo.



Figura 36. Operaciones de ripado (desplazamiento transversal). Fuente: Melendo.



Figura 37. Recogida de los equipos. Fuente: Melendo.

## OPERACIONES PREVIAS AL RIEGO DE BALASTO

Las operaciones previas al riego de balasto son aquellas destinadas a la preparación y recubrimiento de ciertas zonas de la vía que es necesario que no les afecte esta actividad.



Figura 38. Operaciones previas al riego de balasto. Fuente: Melendo.

## RIEGO DE BALASTO



Figura 39. Riego de balasto. Fuente: Melendo.

## BATEO Y ESTABILIZACIÓN

Consiste en una actividad de mantenimiento dedicada a la consolidación de la banqueta de balasto. Maquinaria empleada: bateadora y estabilizadora.



Figura 40. Operaciones de bateo y estabilización de la vía. Fuente: Melendo.

## PERFILADO

Consiste en establecer de forma adecuada la superficie de rodadura en el carril. Maquinaria empleada: perfiladora.



Figura 41. Trabajos de perfilado sobre la vía. Fuente: Melendo.

## MONTAJE DE CERROJOS Y SOLDADURA

Una vez realizadas las operaciones anteriores, encaminadas a la puesta a punto de la vía, se procede al montaje de los cerrojos que dispondrán los desvíos y su posterior unión mediante soldadura.



Figura 42. Montaje de cerrojos. Fuente: Melendo.



Figura 43. Trabajos de soldadura. Fuente: Melendo.

## MONTAJE DE MOTORES Y COMPROBADORES

Posteriormente, se ejecuta el montaje de los motores y comprobadores, equipos que permitirán el accionamiento y el adecuado funcionamiento de dichos desvíos instalados en vía.



Figura 44. Tareas de montaje de motores y comprobadores. Fuente: Melendo.

## AMOLADO Y LIMPIEZA

Para finalizar, se lleva a cabo un amolado y limpieza de los mismos. Con ello, se pretende dejar en perfectas condiciones los elementos constituyentes de la vía y poder garantizar su buena conservación.



Figura 45. Trabajos de amolado y limpieza sobre elementos de la vía. Fuente: Melendo.

A continuación, se pueden observar unas vistas de los desvíos en vía totalmente instalados.



Figura 46. Desvío totalmente instalado. Fuente: Melendo.

## IV. FÓRMULAS UTILIZADAS PARA EL CÁLCULO GEOMÉTRICO DE DESVÍOS

A continuación se añaden unos artículos acerca de los primeros cálculos de geometría enfocados a los cambios de vía, realizados a mano en una época (1909) donde no contaban con el apoyo de un ordenador.

### Cálculo de los cambios de vía

#### I.—Preliminares.

El aparato usual de cambio de vía (fig. 1.<sup>a</sup>), consta esencialmente de dos contraaguja  $AB$ ,  $CD$  y dos agujas  $MN$ ,  $PQ$ , movibles estas dos alrededor de sus extremos:  $N$ ,  $Q$  y unidas entre sí por medio de tirantes.

Las dos líneas que proyectan los bordes interiores  $AB$  y  $MN$  de la aguja y de la contraaguja del mismo lado, cuando están en contacto, se encuentran en un punto  $M'$ , que generalmente no coincide con  $M$ , y que se llama punta matemática de la aguja; la distancia  $MN$  es la longitud real de la aguja, y la  $M'N$  la longitud teórica que puede ser igual, mayor ó menor que la real.

La aguja del otro lado, supuesta aplicada á su contraaguja, daría también una punta matemática  $P'$ , pero si suponemos que el trozo de vía anterior al cambio está en prolongación de la vía  $AM'B$ ,  $CP'Q$ , la contraaguja  $CD$  no es recta como la  $AB$ , sino que está quebrada en  $P'$  con el ángulo de desviación de las dos vías. Sin embargo, en la práctica las contraaguja se hacen rectas, lo cual introduce en  $AC$  un pequeño estrechamiento que no tiene importancia si  $AM' = CP'$  no es muy grande.

Para el asiento del cambio, las líneas esenciales se reducen á las de los bordes interiores de las agujas y contraaguja  $AB$ ,  $CD$ ,  $MN$ ,  $PQ$ . En lo sucesivo designaremos con la letra  $b$  la longitud teórica  $M'N = P'Q$  de las agujas, que suele ser de 4 á 6 metros; con la letra  $a$  la distancia  $AM' = CP'$ , que no suele exceder de medio metro, y con la  $\gamma$  el ángulo de desviación  $BM'N = QP'D$ , cuya tangente oscila alrededor de 0,02. Los valores de  $b$  y  $\gamma$  no son independientes entre sí, pues al fijarlos, es preciso que en  $BN$ ,  $QD$  quede espacio suficiente para el paso de las pestañas de las ruedas.

Las demás dimensiones dependen del modo de estar construido el aparato, y son ajenas al objeto de este estudio.

La figura 2.<sup>a</sup> representa la parte esencial del aparato de cruce en su forma ordinaria; se compone de tres partes unidas entre sí; el corazón  $CBN$  y las dos patas de liebre  $MP$ ,  $AD$ . Las líneas que proyectan los bordes interiores de los carriles  $AC$ ,  $MN$ , interrumpidas entre las partes que

componen el aparato para dejar paso á la pestaña de las ruedas, se cruzan en un punto  $B'$ , que es la punta matemática del cruzamiento; la longitud real del corazón,  $BC$ , es aquí siempre menor que la teórica  $B'C$ . Designaremos en lo sucesivo con la letra  $f$  la longitud teórica  $B'C = B'N$  del corazón, que suele ser de dos ó tres metros; la distancia de la punta matemática  $B'$  á los extremos  $A$ ,  $M$  de las patas de liebre que designaremos con la letra  $c$  es más variable; desde el punto de vista de la construcción del aparato, podría éste terminar muy cerca del estrechamiento  $QE$  de las

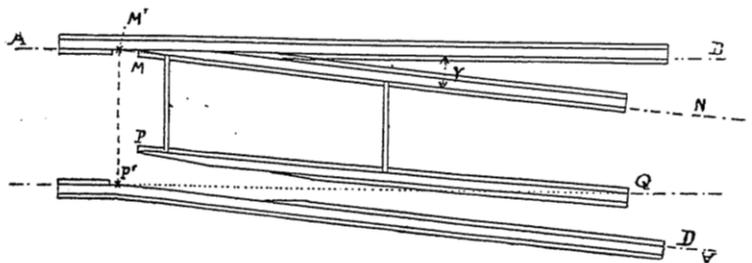


Fig. 1.<sup>a</sup>

patas de liebre, pero para el buen funcionamiento del aparato, es muy conveniente que antes de la punta del corazón haya un trozo de vía recta, y esto se hace obligatorio si las ramas  $MQ$  y  $AE$  son largas; con frecuencia las distancias  $c$ ,  $f$  son iguales.

Con la letra  $\alpha$  designaremos el ángulo del cruzamiento formado por las líneas  $AC$ ,  $MN$ , cuya tangente varía de ordinario entre 0,05 y 0,13; los valores pequeños de  $\alpha$  dan lugar á cruzamientos en los que las ruedas quedan sin guía

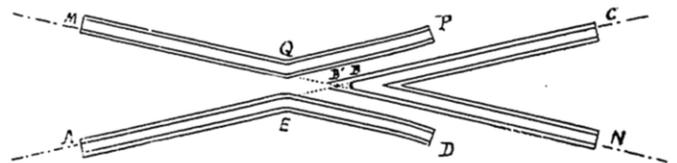


Fig. 2.<sup>a</sup>

en una longitud muy grande, mientras que si  $\alpha$  es muy grande, se produce una desviación brusca, incompatible con una velocidad que no sea muy pequeña.

La abertura del cruzamiento no siempre se designa con la tangente del ángulo  $\alpha$ , y cada modo de designarla da

lugar á fórmulas diferentes; el presente estudio tiene por base de sus cálculos la tangente de  $\alpha$  por ser el modo de designación más frecuente, sobre todo en España, y no puede aplicarse, por consiguiente, donde la designación usual sea otra.

**II.—Trazado de un cambio recto.**

Sea (fig. 3.<sup>a</sup>)  $AE$  y  $A'H$  los bordes interiores de los carriles de la vía directa;  $BH'$  y  $B'K$  los de la vía desviada; hemos llamado  $\alpha$  á la distancia entre la punta  $B$  de la aguja y la junta  $A$  de la contraaguja,  $b$  al largo de las agujas,  $\gamma$  al ángulo de la aguja con la contraaguja,  $c$  á la distancia entre la punta matemática  $G$  del cruzamiento y la junta anterior  $F$  del mismo aparato,  $f$  á la distancia entre  $G$  y la junta posterior  $H$ , y  $\alpha$  al ángulo del cruzamiento.

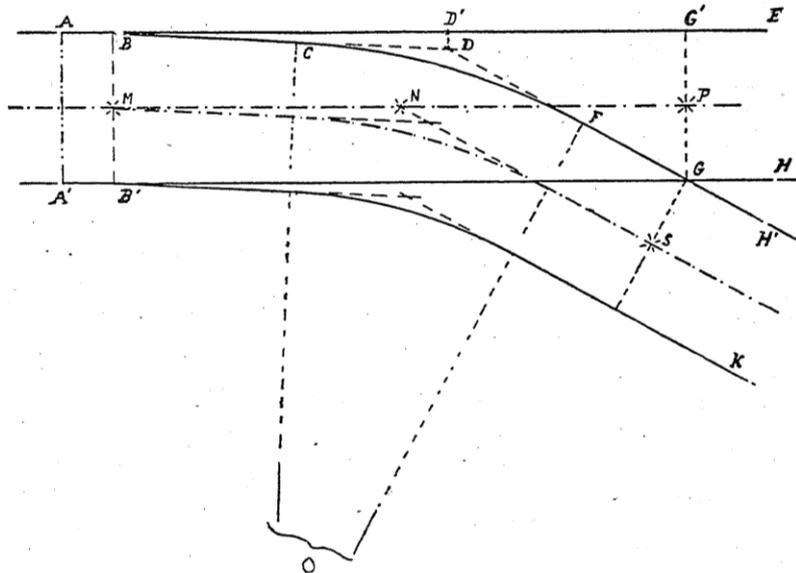


Fig. 3.<sup>a</sup>

Llamemos  $l$  al ancho de vía (entre bordes interiores),  $m$  á la distancia  $BD$ ,  $n$  á la  $DG$  y  $D$  al desarrollo del cambio, ó sea á la distancia entre la punta  $B'$  de la aguja y la  $G$  del cruzamiento.

Proyectando la línea  $BDG$  sobre  $BB'$  y  $B'G$  obtenemos las dos ecuaciones

$$\begin{aligned} m \operatorname{sen} \gamma + n \operatorname{sen} \alpha &= l \\ m \cos \gamma + n \cos \alpha &= D \quad (*) \end{aligned} \quad (1)$$

Si llamamos  $h$  á la diferencia  $b - c$  y suponemos que la curva de enlace de las alineaciones  $BD$  y  $DG$  alcanza precisamente á los puntos  $C$  y  $F$ , como  $CD$  y  $DF$  son iguales tendremos:

$$m - n = b - c = h \quad (2)$$

esta ecuación corresponde al mayor valor del radio de la curva de enlace, pues la simple inspección de la figura hace comprender que cualquier variación en la distancia  $D$  hace disminuir alguna de las  $DC$ ,  $DF$ .

(\*) Suponemos implícitamente que  $B$  y  $B'$  están en una perpendicular á la vía directa, lo cual no es exacto; el segundo miembro de esta ecuación debería ser  $D - l \operatorname{tang} \frac{\gamma}{2}$ , pero no hay inconveniente en suprimir el segundo término que es muy pequeño.

Eliminando  $m$ ,  $n$  entre las ecuaciones (1) y (2) obtenemos

$$D_0 \operatorname{sen} \frac{\alpha + \gamma}{2} = l \cos \frac{\alpha + \gamma}{2} + h \operatorname{sen} \frac{\alpha - \gamma}{2}$$

de donde:

$$D_0 = \frac{l \cos \frac{\alpha + \gamma}{2} + h \operatorname{sen} \frac{\alpha - \gamma}{2}}{\operatorname{sen} \frac{\alpha + \gamma}{2}} \quad (3)$$

este valor  $D_0$  se llamará desarrollo normal, ó desarrollo medio, del cambio.

Proyectando la línea  $BCOFG$  sobre  $BB'$  y  $B'G$  obtenemos las expresiones del radio máximo:

$$r_0 = \frac{D_0 - b \cos \gamma - \cos \alpha}{\operatorname{sen} \alpha - \operatorname{sen} \gamma} = \frac{c l - b \operatorname{sen} \gamma - c \operatorname{sen} \alpha}{\cos \gamma - \cos \alpha} \quad (4)$$

Si adoptamos un radio de unión  $r$  menor que  $r_0$ , el valor de  $D$  oscilará entre un mínimo  $D_1$  correspondiente á

$$m = b + r \operatorname{tang} \frac{\alpha - \gamma}{2}$$

y un máximo  $D_2$  correspondiente á

$$n = c + r \operatorname{tang} \frac{\alpha - \gamma}{2}$$

cuyos valores serán:

$$D_1 = \frac{l \cos \alpha + b \operatorname{sen} (\alpha - \gamma) + r (1 - \cos (\alpha - \gamma))}{\operatorname{sen} \alpha}$$

$$D_2 = \frac{l \cos \gamma - c \operatorname{sen} (\alpha - \gamma) - r (1 - \cos (\alpha - \gamma))}{\operatorname{sen} \gamma} \quad (5)$$

de donde

$$(D_0 - D_1) \operatorname{sen} \alpha = (D_2 - D_0) \operatorname{sen} \gamma = (r_0 - r) (1 - \cos (\alpha - \gamma))$$

ecuaciones que ligan los incrementos de  $D_1$ ,  $D_2$  y  $r$ .

El establecimiento de un cambio está ligado á una serie de consideraciones prácticas que obligan á fijar el valor de su desarrollo  $D$  dentro de los límites  $D_1$  y  $D_2$ , que corres-

ponden al radio que se adopte; en este caso las ecuaciones (1) nos dan

$$BD' = m \cos \gamma = D \frac{D \operatorname{tang} \alpha - l}{\operatorname{tang} \alpha - \operatorname{tang} \gamma} \quad (6)$$

$$D'G' = n \cos \alpha = \frac{l - D \operatorname{tang} \gamma}{\operatorname{tang} \alpha - \operatorname{tang} \gamma}$$

y el espacio disponible para los aparatos de cambio y cruzamiento será:

$$m - r \operatorname{tang} \frac{\alpha - \gamma}{2} \quad n - r \operatorname{tang} \frac{\alpha - \gamma}{2} \quad (7)$$

Un ejemplo nos servirá para aclarar el procedimiento de cálculo.

Supongamos un cambio en el cual

$$\begin{aligned} \operatorname{tang} \alpha &= 0,09 & c &= 3,030 \\ \operatorname{tang} r &= 0,02 & f &= 3,030 \\ a &= 0,300 & l &= 1,670 \\ b &= 6,000 \end{aligned}$$

las ecuaciones (3) y (4) nos dan

$$D_0 = 32,290 \quad r_0 = 333$$

adoptando para la curva de unión el radio de 300 metros, y teniendo en cuenta que  $r$  es el radio de la fila exterior, tendremos  $r = 300,835$ , de donde (5)

$$D_1 = 31,389 \quad D_2 = 47,263$$

Para fijar definitivamente el desarrollo del cambio, se pueden tener en cuenta principalmente dos consideraciones: ó bien el espacio comprendido entre los aparatos de cambio y cruce  $D-b-c$  ha de ocuparse con carriles enteros ó con cupones de longitud determinada, ó por el contrario el espacio ocupado por el cambio completo  $D+a+f$  ha de sustituir á un número de carriles enteros. Supongamos que se trata de este último caso y que los carriles tienen 9 metros de longitud, el espacio comprendido entre cuatro carriles, contando con las juntas de dilatación, puede estimarse en 36,015, y como  $a+f=3,33$

$$D = 36,015 - 3,330 = 32,685,$$

número comprendido entre los valores de  $D_1$  y  $D_2$ , y que permite, por consiguiente, la curva de enlace de 300 metros.

Las ecuaciones (6) nos dan en seguida

$$BD' = 18,166 \quad D'G' = 14,519 \quad DD' = 0,363$$

y por último,

$$m = 18,169 \quad n = 14,578,$$

y como la tangente de la curva es de

$$300,835 \times \operatorname{tang} \frac{\alpha - \gamma}{2} = 10,498,$$

el espacio disponible para el aparato de cambio es de

$$18,169 - 10,498 = 7,671$$

y para el de cruzamiento de

$$14,578 - 10,498 = 4,080$$

mayores respectivamente que  $b$  y  $c$ .

El desarrollo del carril curvo entre los dos aparatos se compone de un trozo recto de  $7,671 - 6,000 = 1,671$  del desarrollo de la curva igual á 20,988, y de otro trozo recto de  $4,080 - 3,03 = 1,050$ , ó sea en total 23,709, mientras el carril recto tiene una longitud de  $32,685 - 9,030 = 23,655$ .

La diferencia es de 0,054, y se salva ordinariamente con un carril corto: así podremos componer el carril curvo con dos carriles de 9 metros y un cupón de 5,69, dejando 19 milímetros para juntas, y entonces el carril recto se compondrá de un carril de 9 metros, otro de 8,95 y otro cupón de 5,69, quedando 15 milímetros para juntas.

### III.—Fórmulas simplificadas.

Las fórmulas empleadas pueden simplificarse ó sustituirse por otras que, sin ser exactas, nos den una aproximación suficiente, y en las que el ángulo del cruzamiento venga siempre expresado por su tangente.

La fórmula (3) que nos da el desarrollo medio puede sustituirse por la aproximada:

$$D_0 = \frac{2l + h(\operatorname{tang} \alpha - \operatorname{tang} \gamma)}{\operatorname{tang} \alpha + \operatorname{tang} \gamma} \quad (8)$$

cuyo error no pasa de algunos centímetros.

El valor del radio máximo puede calcularse por la fórmula

$$r_0 = \frac{D_0 - b - c}{\operatorname{tang} \alpha - \operatorname{tang} \gamma} \quad (9)$$

que aunque poco aproximada es suficiente para los tanteos.

Las fórmulas (5) pueden transformarse en

$$D_1 = \frac{l + \cos \gamma [b(\operatorname{tang} \alpha - r) + \gamma \left( \frac{1}{\cos \alpha \cos \gamma} - 1 - \operatorname{tang} \alpha \operatorname{tang} \gamma \right)]}{\operatorname{tang} \alpha}$$

$$D_2 = \frac{l - \cos \alpha [c(\operatorname{tang} \alpha - \operatorname{tang} \gamma) + r \left( \frac{1}{\cos \alpha \cos \gamma} - 1 - \operatorname{tang} \alpha \operatorname{tang} \gamma \right)]}{\operatorname{tang} \gamma}$$

y haciendo con gran aproximación dada la pequeñez de los ángulos

$$\frac{1}{\cos} = 1 + \frac{1}{2} \operatorname{tang}^2; \quad \cos = 1 - \frac{1}{2} \operatorname{tang}^2 \quad (*)$$

$$(*) \quad \frac{1}{\cos} = \sqrt{1 + \operatorname{tang}^2} \text{ y aproximadamente } \frac{1}{\cos}$$

$$= \sqrt{1 + \operatorname{tang}^2 + \frac{1}{4} \operatorname{tang}^4} = 1 + \frac{1}{2} \operatorname{tang}^2 \cos = \frac{1}{1 + \frac{1}{2} \operatorname{tang}^2}$$

$$= \frac{1 - \frac{1}{2} \operatorname{tang}^2}{1 + \frac{1}{2} \operatorname{tang}^2} = \frac{1 - \frac{1}{2} \operatorname{tang}^2}{1 - \frac{1}{4} \operatorname{tang}^4} \text{ y aproximadamente}$$

$$\cos = 1 - \frac{1}{2} \operatorname{tang}^2.$$

tendremos por fin

$$D_1 = \frac{l + (1 - \frac{1}{2} \text{tang}^2 \gamma) (\text{tang} \alpha - \text{tang} \gamma) [b + \frac{1}{2} r]}{\text{tang} \alpha} \quad (10)$$

$$D_2 = \frac{l - (1 - \frac{1}{2} \text{tang}^2 \alpha) (\text{tang} \alpha - \text{tang} \gamma) [c + \frac{1}{2} r]}{\text{tang} \gamma}$$

fórmulas de empleo más cómodo y muy aproximadas.

En las fórmulas (6) pueden substituirse  $\frac{1}{\cos \gamma}$  y  $\frac{1}{\cos \alpha}$  por sus valores aproximados  $1 + \frac{1}{2} \text{tang}^2 \alpha$ ;  $1 + \frac{1}{2} \text{tang}^2 \gamma$ , obteniéndose

$$m = (1 + \frac{1}{2} \text{tang}^2 \gamma) \frac{D \text{tang} \alpha - l}{\text{tang} \alpha - \text{tang} \gamma};$$

$$n = (1 + \frac{1}{2} \text{tang}^2 \alpha) \frac{l - D \text{tang} \gamma}{\text{tang} \alpha - \text{tang} \gamma} \quad (11)$$

y, por último, el valor  $\text{tang} \frac{\alpha - \rho}{2}$  de las fórmulas (7), pue-

de substituirse también con mucha aproximación por

$$\frac{2 (\text{tang} \alpha - \text{tang} \gamma)}{4 + (\text{tang} \alpha + \text{tang} \gamma)^2} \quad (*) \quad (12)$$

ANTONIO PRIETO Y VIVES.

(Continuará.)

# FERROCARRILES

(CONTINUACIÓN)

Con cargas pesadas y á velocidades elevadas es cuando el recalentado se hace más ventajoso, porque á medida que la velocidad aumenta, el trabajo absorbido por los rozamientos del mecanismo y la resistencia del aire aumentan también, y estas resistencias son notablemente menores en la máquina de vapor recalentado del tipo de simple expansión.

El aumento considerable de potencia, debido al recalentado, que se ha observado en todos los ensayos efectuados hasta la fecha, tiene mucha más importancia para el servicio de tracción que las mayores economías de carbón y de

agua y debería mirarse por encima de todas las demás consideraciones, tanto más cuanto que la economía uniforme obtenida con las más pequeñas y las mayores potencias permitiría reducir el número de tipos de máquinas, en uso para los diversos servicios.

Á los ojos del práctico, la mejor solución del problema de la mayor potencia de tracción de la locomotora de vapor recalentado resultará siempre de ensayos comparativos hechos en condiciones constantemente similares. Estos ensayos han sido hechos con todas las locomotoras de vapor recalentado de los ferrocarriles del Estado prusiano, y no dejan lugar á ninguna duda en cuanto á su superioridad sobre las locomotoras Compound de cuatro cilindros más pesadas.

## Tipos de recalentadores.

Los recalentadores para calderas de locomotoras pueden clasificarse como sigue, según su modo de funcionamiento:

a.—Los que no utilizan sino una parte de los gases vivos de la combustión. Esta categoría comprende el tipo Schmidt y los variantes que de él se derivan: Cole, Vaughan y Notkin.

b.—Aquellos en que todos los gases calientes atraviesan el recalentador. Esta categoría comprende los tipos Pielock, Slucki y Clench.

c.—Aquellos en que el caldeo se hace utilizando el calor perdido de los gases de la combustión.

d.—Aquellos en que el calor necesario lo suministra un foco calorífico independiente.

El trayecto de la corriente de los gases calientes y de la corriente del vapor que se trata de recalentar, es de una importancia capital para la determinación del rendimiento de los recalentadores. En lo que concierne al primero, es preciso tener cuidado de proteger los tubos contra la acción directa de la llama; para el segundo, es esencial aplicar el principio de las contracorrientes, que permiten conducir el vapor menos caliente hasta ponerlo en contacto con la parte más caliente de los tubos. El problema de saber si los tubos deben disponerse transversalmente ó paralelamente á la corriente de los gases de la combustión, no puede considerarse como definitivamente resuelto; sin embargo, la experiencia adquirida con calderas fijas parece demostrar que la circulación de los gases en plano paralelo es más favorable para la regularidad del caldeo.

Es absolutamente indispensable el poder regular la evacuación de los gases á través del recalentado, de modo que la intensidad de la corriente caliente pueda moderarse según las circunstancias, y hasta cortarse por completo durante las detenciones de la máquina, con el fin de evitar que los tubos se pongan al rojo, cuando el vapor cesa de circular. Esta condición se impone particularmente con los recalentadores de la segunda categoría, en que los tubos ordinarios de la caldera sirven como recalentadores. Sólo en los sistemas en que el recalentador está á una distancia notable del hogar, puede prescindirse de válvulas que cierren el acceso al recalentador; pero con este tipo no puede obtenerse un grado eficaz de recalentado.

Es preciso que el sistema de recalentador comprenda el mayor número posible de tubos gruesos, de pequeño diámetro á fin de que haya repetidas mezclas de corrientes de

$$(*) \quad \text{Tang} \frac{\alpha - \gamma}{2} = \frac{\text{sen} (\alpha - \gamma)}{1 + \cos (\alpha - \gamma)}$$

$$= \frac{\text{tang} \alpha - \text{tang} \gamma}{1 + \text{tang} \alpha \text{tang} \gamma + \frac{\cos \alpha \cos \gamma}{1}}$$

y haciendo  $\frac{1}{\cos} = 1 + \frac{1}{2} \text{tang}^2$

# Cálculo de los cambios de vía

de donde eliminando  $m$  y  $n$

(CONTINUACIÓN)

## IV.—Cambios curvos.—Problema general.

Supongamos que las dos vías que enlazan los aparatos de cambio y cruce son curvas; llamemos vía principal ó directa á una cualquiera de ellas  $MPV$  (figuras 4.<sup>a</sup>, 5.<sup>a</sup>, 6.<sup>a</sup>) y vía secundaria ó desviada á la otra  $MNT$ . Si tomamos por ejes coordenados la línea  $B'H$  del carril de la vía directa que concurre al cruzamiento  $G$ , y la normal  $B'Z$  que pasa por la punta de la aguja, la posición del cruzamiento estará determinada por las dos coordenadas del punto  $G$ , que llamaremos  $Xr$ , y el ángulo de desviación  $\omega$  de la vía directa.

Las figuras 4.<sup>a</sup>, 5.<sup>a</sup>, 6.<sup>a</sup>, representan las disposiciones distintas que pueden presentarse, y para hacer aplicables las mismas fórmulas á todas ellas, convendremos en que los valores de  $r$  se cuenten positivamente desde  $B'$  en sentido

$$X \operatorname{sen} \frac{\alpha + \omega + r}{2} = (l + \gamma) \cos \frac{\alpha + \omega + \gamma}{2} + h \operatorname{sen} \frac{\alpha + \omega - \gamma}{2} \quad (14)$$

Del mismo modo, llamando  $m'$  y  $n'$  á las distancias  $B'H$  y  $HG$ , y proyectando  $B'HG$ , tendremos:

$$\begin{aligned} X &= m' + n' \cos \omega \\ \gamma &= n' \operatorname{sen} \omega \\ h &= m' - n' \end{aligned} \quad (15)$$

de donde

$$X \operatorname{sen} \frac{\omega}{2} - \gamma \cos \frac{\omega}{2} + h \operatorname{sen} \frac{\omega}{2} \quad (16)$$

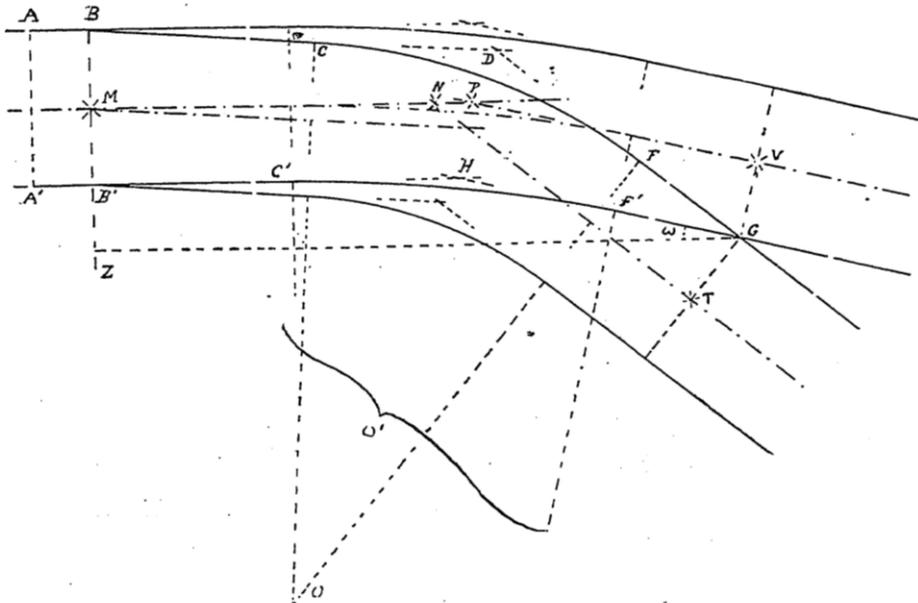


Fig. 4.<sup>a</sup>

opuesto á  $BB'$ , y del mismo modo los valores positivos de  $\omega$  corresponderán, á partir de  $B'G$ , al sentido opuesto al de  $B'GB$ .

La figura 4.<sup>a</sup> corresponde al caso de ser positivos  $r$  y  $\omega$ ; ambos se anulan al mismo tiempo y son siempre del mismo signo.

Las figuras 5.<sup>a</sup> y 6.<sup>a</sup> corresponden al caso de ser  $r$  y  $\omega$  negativos, siendo  $\omega$  mayor que  $\alpha$  en valor absoluto en la figura 5.<sup>a</sup> y menor en la figura 6.<sup>a</sup>

Los demás valores que entran en las fórmulas se entienden siempre positivos.

Llamando  $m$ ,  $n$  á las distancias  $BD$ ,  $DG$  de la vía desviada, obtendremos por proyección de  $BDG$  sobre los ejes coordenados

$$\begin{aligned} X &= m \cos \gamma + n \cos (\alpha + \omega) \\ l + \gamma &= m \operatorname{sen} \gamma + n \operatorname{sen} (\alpha + \omega) \end{aligned} \quad (13)$$

y suponiendo que la curva de enlace ocupa todo el lugar disponible entre los aparatos

$$h = m - n$$

Las ecuaciones (14) y (16) nos dan, para cada valor de  $\omega$ , las coordenadas de la punta del cruzamiento que corresponden á la que llamaremos posición normal, en la cual no queda espacio perdido entra las curvas de enlace y los aparatos; para obtener estas coordenadas hagamos:

$$\begin{aligned} M &= \frac{h \operatorname{sen} \frac{\alpha}{2} \cos \frac{r}{2} + \frac{l}{2} \cos \frac{\alpha + r}{2}}{\operatorname{sen} \frac{\alpha + r}{2}} \\ N &= \frac{h \operatorname{sen} \frac{\alpha}{2} \operatorname{sen} \frac{r}{2} - \frac{l}{2} \operatorname{sen} \frac{\alpha + r}{2}}{\operatorname{sen} \frac{\alpha + r}{2}} \\ P &= \frac{h \cos \frac{\alpha}{2} \operatorname{sen} \frac{r}{2} - \frac{l}{2} \cos \frac{\alpha + r}{2}}{\operatorname{sen} \frac{\alpha + r}{2}} \end{aligned} \quad (17)$$

y encontraremos, resolviendo las ecuaciones (14) y (16):

$$\begin{aligned} X_0 &= N \operatorname{sen} \omega - P \cos \omega + M \\ \gamma_0 &= N(1 - \cos \omega) - P \operatorname{sen} \omega \end{aligned} \quad (18)$$

Si en estas ecuaciones hacemos  $\omega = 0$ , tendremos:

$$\alpha_0 = M - P \quad \gamma_0 = 0 \quad (19)$$

ecuaciones equivalentes a la (3) como era de suponer. Por otra parte encontramos  $M + P = h$ , de donde

$$M = \frac{r_0 + h}{2} \quad P = \frac{h - r_0}{2}$$

Si por el contrario  $\omega$  es negativo (figs. 5.ª, 6.ª) hay valores de  $X_0$  superiores a  $\alpha_0$ , pero el exceso es pequeñísimo.

Se deduce de todo esto que la variación del desarrollo normal del cambio con relación a  $\omega$  es siempre de poca importancia; vamos a estudiar ahora la variación de los radios de las curvas de enlace.

Proyectando las líneas  $BCOFG$  y  $B'O'F'G'$  sobre los ejes coordenados y llamando  $\rho_0$  al radio normal de la vía directa, y  $r_0$  al de la desviada, obtendremos las ecuaciones

$$r_0 = \frac{X_0 - b \cos \gamma - c \cos (\alpha + \omega)}{\operatorname{sen} (\alpha + \omega) - \operatorname{sen} \gamma} \quad \rho_0 = \frac{X_0 - b - c \cos \omega}{\operatorname{sen} \omega} \quad (21)$$

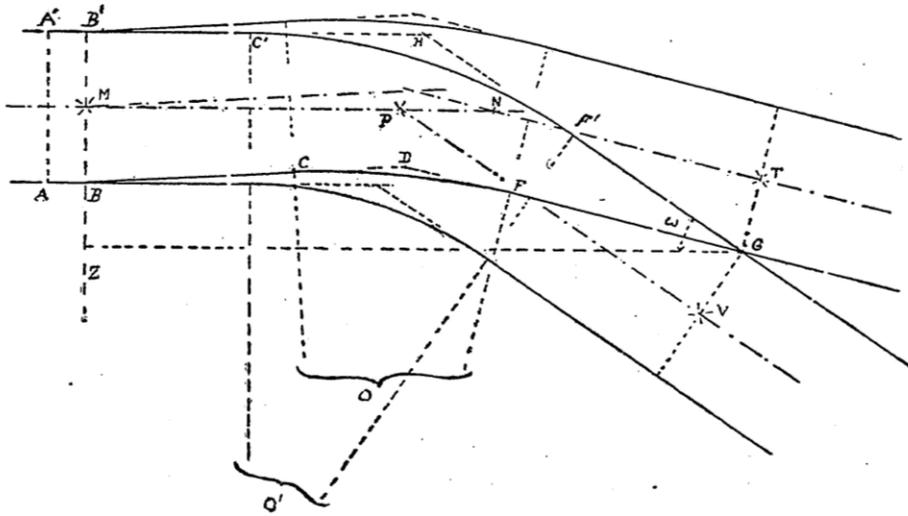


Fig. 5.ª

El lugar geométrico de las posiciones normales se obtendrá eliminando  $\omega$  entre las ecuaciones (14) y (16), ó mejor entre las (18), obteniéndose

$$(X - M)^2 + (\gamma - N)^2 = P^2 + N^2 \quad (20)$$

ecuación de un círculo cuyo centro tiene por coordenadas  $M, N$ .

Este círculo corta al eje de las  $X$  a la distancia  $h$  del origen, la abscisa del centro es  $\frac{\alpha_0 + h}{2}$ , y la ordenada según las ecuaciones (17), obedece a la relación

$$\frac{h}{N + \frac{l}{2}} = \frac{1}{\operatorname{tang} \frac{\alpha}{2}} + \frac{1}{\operatorname{tang} \frac{r}{2}}$$

y como para los valores usuales el segundo miembro tiene un valor superior a 100, es preciso que  $N + \frac{l}{2}$  sea muy pequeño con relación a  $h$ , lo que exige que  $N$  sea negativo y poco inferior a  $\frac{l}{2}$ ; el centro está, pues, muy cerca del eje de la vía directa.

Se deduce de aquí que siendo  $\omega$  positivo (fig. 4.ª) los valores de  $X_0$  son siempre inferiores a  $\alpha_0$ , lo que puede confirmarse según las ecuaciones (18) y (19) escribiendo

$$X_0 - \alpha_0 = N \operatorname{sen} \omega + P(1 - \cos \omega)$$

y recordando que tanto  $N$  como  $P$  son negativos.

y recordando que en el cambio recto el radio normal viene dado por la ecuación

$$r_1 = \frac{\alpha_0 - b \cos \gamma - c \cos \alpha}{\operatorname{sen} \alpha - \operatorname{sen} \gamma}$$

y tomando para  $r_0, \rho_0, r_1$ , los valores aproximados

$$\begin{aligned} r_0 &= \frac{\alpha_0 - b - c}{\operatorname{tang} \alpha + \operatorname{tang} \omega - \operatorname{tang} \gamma} \\ \rho_0 &= \frac{\alpha_0 - b - c}{\operatorname{tang} \omega} \quad r_1 = \frac{\alpha_0 - b - c}{\operatorname{tang} \alpha - \operatorname{tang} \gamma} \end{aligned}$$

tendremos la relación también aproximada

$$\frac{1}{r_0} = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{\rho_0} \quad (22)$$

en la que  $\rho_0$  tiene el signo de  $\omega$ .

Si hacemos

$$\frac{\operatorname{tang} \omega}{\operatorname{tang} \alpha - \operatorname{tang} \gamma} = \beta$$

tendremos:

$$r_0 = \frac{r_1}{1 - \beta} \quad \rho_0 = \frac{r_1}{\beta} \quad (23)$$

ecuaciones que nos dan la variación de los radios  $r_0, \rho_0$  en función de  $\omega$ ; por ella vemos que si  $\omega$  toma valores positivos crecientes (fig. 4.ª),  $r_0$  y  $\rho_0$  disminuyen; así, para  $\omega = 0$ ,

$\rho = \infty$ ,  $r_0 = r_1$ ; cuando  $\text{tang } \omega = \text{tang } \alpha - \text{tang } \gamma$ ,  $\beta$  es igual a 1,  $\rho_0 = r_1$  y  $r_0 = \frac{r}{2}$ .

Si  $\omega$  toma valores negativos crecientes; y  $\rho_0$  es negativo y disminuye,  $r_0$  aumenta (fig. 6.<sup>a</sup>) hasta el valor  $\beta = -1$ , en cuyo caso  $r_0 = \infty$  y la vía desviada es recta; á partir de aquí, se hace negativo como  $\rho_0$  y disminuye (fig. 5.<sup>a</sup>)

Hay un valor intermedio, el llamado cambio simétrico, cuando (fig. 6.<sup>a</sup>) el punto  $G$  equidista de  $B$  y  $B'$ ; entonces,  $\rho_0 = -r_0$  y

$$\frac{r}{1 + \beta} + \frac{r}{\beta} = 0$$

de donde

$$\frac{1 + 2\beta}{\beta(1 + \beta)} = 0$$

ó bien

$$\text{tang } \omega = \frac{1}{2} (\text{tang } \gamma - \text{tang } \alpha)$$

Supongamos que se adoptan como radios de enlace dos cualesquiera  $r$ ,  $\rho$ , distintos de las correspondientes á la po-

y eliminando  $m$ ,  $n$ , entre ésta y las (13), tendremos

$$X_2 \text{ sen } \gamma = (l + \gamma_2) \cos \gamma - c \text{ sen } (\alpha + \omega - \gamma) - r (1 - \cos (\alpha + \omega - \gamma)) \quad (25)$$

lugar geométrico de las posiciones en las que la curva arranca del aparato de cruce.

Estas dos ecuaciones (24) y (25) representan dos rectas paralelas á  $BD$  y  $DG$ , y el espacio comprendido entre las dos abarca todas las posiciones de la punta del cruzamiento que para el valor dado de  $\omega$  son compatibles con el radio  $r$ .

Del mismo modo obtendremos para el radio  $\rho$  los lugares geométricos

$$X \text{ sen } \omega = \gamma \cos \omega + b \text{ sen } \omega + \rho (1 - \cos \omega) \quad (26)$$

$$\gamma = c \text{ sen } \omega + \rho (1 - \cos \omega)$$

que representan otras dos rectas paralelas á  $B'H$ ,  $HG$  (figuras 4.<sup>a</sup> y 7.<sup>a</sup>) las cuales abarcan para el valor dado á  $\omega$  las posiciones compatibles con el radio  $\rho$ .

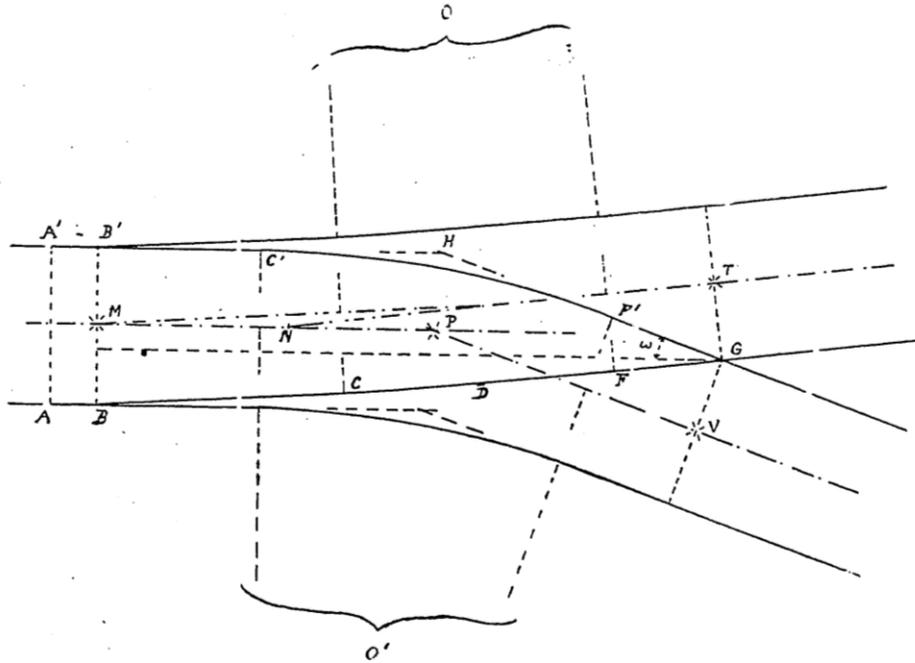


Fig. 6.<sup>a</sup>

sición normal. El lugar geométrico de las posiciones de la punta del cruzamiento, para las cuales la curva de enlace arranca del aparato de cambio, se obtendrá, para cada valor de  $\omega$ , haciendo

$$m = b + r \text{ tang } \frac{\alpha + \omega - \gamma}{2}$$

y eliminando luego  $m$ ,  $n$ , entre esta ecuación y las (13), de donde

$$X_1 \text{ sen } (\alpha + \omega) = (l + \gamma_1) \cos (\alpha + \omega) + b \text{ sen } (\alpha + \omega - \gamma) + r (1 - \cos (\alpha + \omega - \gamma)) \quad (24)$$

del mismo modo, haciendo

$$n = c + r \text{ tang } \frac{\alpha + \omega - \gamma}{2}$$

Cuando los radios son precisamente los normales, las cuatro rectas límites pasan por el punto  $G$  ó posición normal correspondiente al valor de  $\omega$ .

Para otros radios cualesquiera, las rectas  $A$  y  $A'$  se cortan en un punto  $M$ , posición del cruzamiento correspondiente á un radio  $r$  sin espacios perdidos; el lugar geométrico de los puntos  $M$ , se obtiene eliminando  $r$  entre las ecuaciones (24) y (25) y coincide con la (14); es, pues, una recta que pasa por  $G$  y es bisectriz de  $A$  y  $A'$ . Del mismo modo las rectas  $B$  y  $B'$  se cortan en un punto  $N$ , cuyo lugar geométrico es la recta (16), bisectriz de  $B$  y  $B'$ , que también pasa por  $G$ .

Cuando los dos radios elegidos son inferiores á los normales, las cuatro rectas limitan un espacio dentro del cual podrá encontrarse la punta del cruzamiento. Si, por el contrario, los radios son mayores, las rectas límites serán divergentes para valores de  $\omega$  comprendidos entre  $-\alpha$  y  $+\gamma$

y sólo se podrán, por consiguiente, emplear radios mayores que los normales cuando  $\omega$  positivo sea mayor que  $\nu$  ó negativo sea mayor que  $\alpha$ .

Entre dichos valores  $-\alpha$  y  $+\gamma$  los radios normales son, pues, radios máximos, como en los cambios rectos.

ANTONIO PRIETO Y VIVES.

(Continuará.)

## FERROCARRILES

(CONCLUSIÓN)

Con el vapor saturado las condiciones son completamente distintas. Para reducir á un mínimo las pérdidas por condensación, es preciso que las dimensiones de los cilindros sean lo menores posible, lo que obliga á exagerar las admisiones; esta diferencia entre el vapor saturado y el vapor recalentado constituye la superioridad de este último. Esta superioridad reconocida en las aplicaciones del vapor recalentado á las locomotoras del Estado prusiano, es la que ha conducido al aumento progresivo de los cilindros. La «característica»  $C$  de las locomotoras prusianas de simple expansión con vapor recalentado se expresa por la fórmula

$$C = \frac{d^2 l}{DR}$$

en la que

$d$  = diámetro de los cilindros en centímetros.

$l$  = longitud de la carrera en centímetros.

$D$  = diámetro de las ruedas motoras.

$R$  = peso adherente en toneladas.

Varía entre 26 y 36 y es mucho más elevada que la característica habitual y aun posible de las locomotoras de vapor saturado. La presión en la caldera es de 12 kilogramos por centímetro cuadrado. La sencillez de construcción y el aumento del rendimiento en las piezas del mecanismo, sin perjuicio de su duración, á pesar de la limitación de la carga por eje á 16 toneladas, las examinaremos más adelante; compararemos al propio tiempo los resultados con los del sistema compound combinado con un recalentado moderado.

No está de más indicar que los inconvenientes previstos por muchas personas competentes que provendrían de las piezas del mecanismo al trabajar continuamente con vapor fuertemente recalentado, no se han producido.

Ninguna de las dificultades prácticas que caracterizan el período experimental ha sido observada en el gran número de locomotoras (más de 1.000) de este género que están en servicio sobre las líneas del Estado prusiano. Los defectos de importancia secundaria se han corregido por completo, y desde hace seis años se ha llegado á tipos de émbolos, de cajas de distribución y de cajas de estopas, reconocidos como perfectamente durables á las más altas temperaturas del vapor. Se ha logrado también evitar las dificultades para el engranado, gracias al empleo de aceites cuyo grado de inflamabilidad es suficientemente elevado, combinado con un método sencillo de engranado á presión.

### Economía de combustible y de agua.

La economía de combustible debida á la supresión de la condensación en los cilindros es, por término medio, de un 25 por 100, si se compara una locomotora de vapor recalen-

tado de simple expansión con una locomotora de vapor saturado, también de simple expansión y del mismo peso, y del 15 al 20 por 100, si la comparación se hace con una compound de dos ó cuatros cilindros. La economía de agua es mucho mayor en la generalidad de los casos, porque es preciso gastar más combustible para la producción de un kilogramo de vapor recalentado que para la de un kilogramo de vapor saturado. Cuanto mayor sea la proporción de humedad que contenga el vapor saturado, mayor será la economía de combustible y de agua. Esta economía en el consumo de agua, debida á un fuerte recalentado, permite recorrer etapas mucho mayores sin necesidad de tomar agua; este punto es de una importancia especial en las locomotoras-ténderes. Además, las calderas de vapor recalentado necesitan lavados menos frecuentes, y la presión de marcha menos elevada es favorable para un mayor tiempo de servicio. Por este mismo motivo, el campo de empleo de la importante clase de locomotoras ténderes puede ensancharse notablemente. Estas cifras relativas á la economía de combustible y de agua son medios prudenciales que pueden ser notablemente excedidas cuando se establece la comparación con locomotoras de vapor saturado, á las que se fuerza para que produzcan el mismo trabajo que la locomotora de vapor recalentado.

Por otra parte, hay circunstancias en las que no puede alcanzarse esta economía, pero estas excepciones no tienen lugar más que cuando los maquinistas son inexpertos en el empleo del recalentado ó cuando el servicio de trenes es incompatible con la realización de esta economía, como, por ejemplo, en los servicios suburbanos ú otros servicios locales, donde las paradas son muy frecuentes. Sin embargo, aun en estos casos la economía de combustible puede ser, por lo menos, del 15 por 100.

Para la apreciación práctica de la economía de una locomotora, la base más racional la da el consumo de combustible. Si nos limitáramos á comparar solamente los consumos de vapor, no se tendría en cuenta el grado de humedad del vapor saturado ni la temperatura del vapor recalentado. Esas cifras sólo tienen valor cuando se refieren al vapor saturado seco, á una presión determinada. Las mismas dificultades se presentan si se compara directamente el número de calorías necesarias para un trabajo determinado, por ejemplo, para un caballo-hora indicado. En efecto, para la locomotora de vapor saturado, este número sólo puede obtenerse partiendo de hipótesis más ó menos arbitrarias acerca de la cantidad de agua del vapor. Para la locomotora de vapor recalentado la determinación de este consumo depende de la elección de un valor medio para  $C_p$ .

Para las necesidades prácticas del servicio de las locomotoras, se deberá, pues, tomar como base de comparación los consumos de combustible. Se han dado reglas para la determinación *a priori* de la economía posible; pero todas parten de la hipótesis de que la economía aumenta proporcionalmente al recalentado, mientras que en realidad, según la experiencia del autor, la economía no empieza á manifestarse de un modo apreciable hasta un recalentado, por lo menos, de 50° C., para aumentar después rápidamente.

### Doble expansión y recalentado.

El empleo del vapor fuertemente recalentado en la locomotora de dos cilindros de simple expansión bajo la forma actual, trae consigo un incremento tan grande de potencia, que los aumentos necesarios en el esfuerzo de tracción y en

# REVISTA DE OBRAS PÚBLICAS

PUBLICACIÓN TÉCNICA DEL CUERPO DE INGENIEROS DE CAMINOS, CANALES Y PUERTOS

DIRECTOR

D. MANUEL MALUQUER Y SALVADOR

COLABORADORES

LOS INGENIEROS DE CAMINOS, CANALES Y PUERTOS

SE PUBLICA LOS JUEVES

Dirección y Administración: Plaza de Oriente, 6, primero derecha.

## Cálculo de los cambios de vía

(CONTINUACIÓN) (1)

### V.—Cambios de longitud fija.

Como hemos tenido ocasión de comprobar, el problema general es indeterminado, habiendo infinidad de valores de  $X$ ,  $Y$   $\omega$  compatibles con dos radios de enlace dados. El problema se determina en cuanto se introduce una condición, como sucede en los cambios rectos, en los que  $\omega = 0$ .

La condición más sencilla y más útil, es la constancia de la longitud: veamos las consecuencias de hacer  $X$  constan-

ellas  $X_1 = X_2 = D$ , ó mejor por las que resultan de eliminar  $D$  que son

$$(\gamma_1 - \gamma_0) \cos(\alpha + \omega) = (\gamma_0 - \gamma_2) \cos \gamma = (r_0, r) (1 - \cos(\alpha + \omega - \gamma)) \quad (29)$$

De un modo análogo obtendremos las ecuaciones

$$y_0 = (D - L) \operatorname{tang} \frac{\omega}{2} \quad (30)$$

$$\rho_0 = \cos \frac{D - b - c \cos \omega}{\operatorname{sen} \omega} \quad (31)$$

$$(Y_1 - Y_0) \cos \omega = (Y_0 - Y_2) = (\rho_0 - \rho) (1 - \cos \omega) \quad (32)$$

que se deducen de las (16), (21) y (26).

Desde luego podemos observar que las ecuaciones (29)

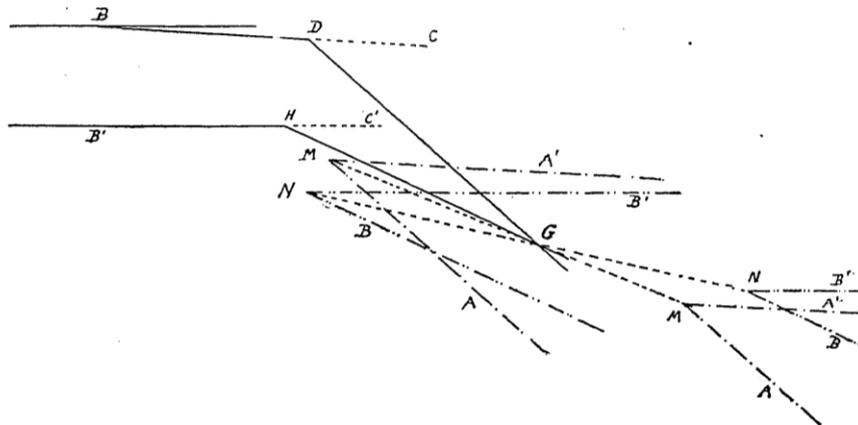


Fig. 7.ª

temente igual al valor  $D$  adoptado para el cambio recto del mismo índice.

La ecuación (14), que se convierte en

$$\gamma_0 \cos \frac{\alpha + \omega + \gamma}{2} = D \operatorname{sen} \frac{\alpha + \omega + \gamma}{2} - l \cos \frac{\alpha + \omega + \gamma}{2} - h \operatorname{sen} \frac{\alpha + \omega - \gamma}{2} \quad (27)$$

nos dará para cada valor de  $\omega$  el valor  $\gamma_0$  correspondiente al radio máximo; este radio  $\gamma_0$  vendrá dado por la ecuación (21) transformada en

$$\gamma_0 = \frac{D - b \cos \gamma - c \cos(\alpha + \omega)}{\operatorname{sen}(\alpha + \omega) - \operatorname{sen} \omega} \quad (28)$$

y los valores extremos de  $Y$  compatibles con otro radio  $r$  se determinarán por las ecuaciones (24), (25), haciendo en

y (32) carecen de importancia práctica, porque discutiendo valores de  $Y$ , es decir, dimensiones transversales del cambio, no interesa como en el caso del cambio recto, en que se discutían longitudes, sacrificar parte del radio máximo.

Por otra parte, de las ecuaciones (27), (30), se deduce:

$$Y_0 - y_0 = \frac{(D - N \operatorname{sen} \omega + P \cos \omega - M) \operatorname{sen} \frac{\alpha + \gamma}{2}}{\cos \frac{\omega}{2} \cos \frac{\alpha + \omega + \gamma}{2}}$$

ó bien, teniendo en cuenta las ecuaciones (18):

$$Y_0 - y_0 = \frac{(D - X_0) \operatorname{sen} \frac{\alpha + \gamma}{2}}{\cos \frac{\omega}{2} \cos \frac{\alpha + \omega + \gamma}{2}}$$

(1) Memoria presentada al Congreso Científico de Zaragoza.

y como ya hemos visto que  $X_0$  difiere muy poco de la longitud normal del cambio recto  $x_0$ , la diferencia  $Y_0 - y_0$  será insignificante, siempre que  $D_0$ , como sucederá casi siempre.

Tratándose, pues, de un tanteo, podremos prescindir de la ecuación (27) y quedarnos solamente con la (30) que en su forma general

$$Y = (D - L) \operatorname{tang} \frac{\omega}{2}$$

liga las dos variables  $Y, \omega$ , quedando así una sola independiente.

Si la variante elegida es  $\omega$ , deduciremos los radios  $r, \rho$  de las ecuaciones (21) ó de las aproximadas:

$$\gamma = \frac{D - b - c}{\operatorname{tang} \alpha - \operatorname{tang} \gamma + \operatorname{tang} \omega} \quad \rho = \frac{D - b - c}{\operatorname{tang} \omega}$$

Si la variable independiente es  $Y$ , deducimos exactamente de (30) y (31):

$$\rho = \frac{(D - b + c)(D - b - c) + Y^2}{2Y}$$

pudiendo suprimirse el término  $Y^2$  del numerador: para averiguar el valor aproximado de  $r$ , tenemos la relación

$$\frac{r}{\rho} = \frac{\operatorname{tang} \omega}{\operatorname{tang} \alpha - \operatorname{tang} \gamma + \operatorname{tang} \omega}$$

de donde, aproximadamente:

$$r = \frac{(D - b + c)(D - b - c)}{(D - b + c)(\operatorname{tang} \alpha - \operatorname{tang} \gamma) - 2Y}$$

dos curvas auxiliares  $AN, HJ$ . El valor  $\rho$  pasa en este caso á ser un dato del problema y las ecuaciones (16) y (21)

$$(X - h) \operatorname{tang} \frac{\omega}{2} = Y$$

$$\rho \operatorname{sen} \omega = X - b - c \cos \omega$$

deberán verificarse constantemente.

Habrá, pues, un solo punto normal, determinado por las dos ecuaciones anteriores y la (14).

De las ecuaciones (16) y (21) deducimos

$$X = b + \rho \operatorname{sen} \omega + c \cos \omega$$

$$Y = \rho + c \operatorname{sen} \omega - \rho \cos \omega$$

que por sustitución en la (14) nos dan

$$\operatorname{tang} \frac{\omega}{2} = \frac{l \cos \frac{\alpha + \gamma}{2} - 2b \cos \frac{\alpha}{2} \operatorname{sen} \frac{\gamma}{2} - 2c \operatorname{sen} \frac{\alpha}{2} \cos \frac{\gamma}{2}}{(2\rho + l) \operatorname{sen} \frac{c + \gamma}{2} - 2(b - c) \operatorname{sen} \frac{\alpha}{2} \operatorname{sen} \frac{\gamma}{2}}$$

ó bien

$$\operatorname{tang} \frac{\omega}{2} = \frac{l \cos \frac{\alpha + \gamma}{2} + (b - c) \operatorname{sen} \frac{\alpha - \gamma}{2} - (b + c) \operatorname{sen} \frac{\alpha + \gamma}{2}}{(2\rho + l) \operatorname{sen} \frac{\alpha + \gamma}{2} + (b - c)(\cos \frac{\alpha + \gamma}{2} - \cos \frac{\alpha - \gamma}{2})}$$

y teniendo en cuenta las relaciones (17) y (19)

$$2 \operatorname{tang} \frac{\omega}{2} = \frac{x_0 - (b + c)}{\rho - N}$$

El desarrollo del cambio tiene por valor

$$D = \rho \omega + b + c;$$

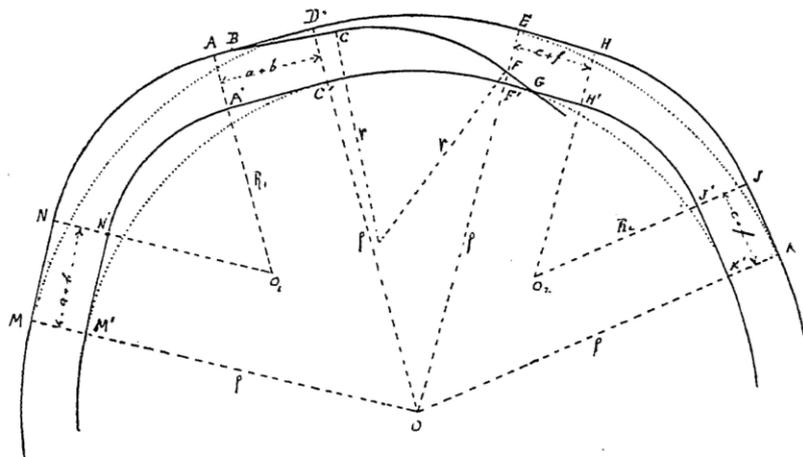


Fig. 8.º

**VI.—Cambios en alineación curva.**

La necesidad de intercalar un cambio en una alineación curva determinada, introduce también ecuaciones de condición, que fijan ó limitan los radios de las curvas de enlace.

Puede hacerse de modo que la curva de enlace de la vía directa coincida con la curva de la alineación primitiva (figura 8.º), salvándose entonces la desviación producida por los aparatos  $A'C', F'H'$ , que son rectilíneos, por medio de

si desarrollamos en serie el valor de  $2 \operatorname{tang} \frac{\omega}{2}$  prescindiendo de los términos en  $\omega^4$  tendremos,

$$2\rho \operatorname{tang} \frac{\omega}{2} = \rho \omega \left( 1 + \frac{\omega^2}{12} \right)$$

de donde se deduce que no se comete un error muy grande

escribiendo

$$2\rho \operatorname{tang} \frac{\omega}{2} = \rho\omega = D - (b + c)$$

y en virtud de la ecuación anterior

$$\frac{D - (b + c)}{X_0 - (b + c)} = \frac{\rho}{\rho - N}$$

ó bien

$$\frac{X_0 - D}{D - (b + c)} = \frac{-N}{\rho}$$

de donde se deduce que la variación relativa del desarrollo

del cambio es igual aproximadamente á  $\frac{l}{2\rho}$ .

Es más frecuente colocar los aparatos de cambio y cruzamiento de modo que sean tangentes en sus extremidades exteriores á la curva primitiva de radio  $R$  (fig. 9.<sup>a</sup>), tendiéndose en este caso las ecuaciones

$$\begin{aligned} X &= R \operatorname{sen} \omega - f \cos \omega - a \\ Y &= R - f \operatorname{sen} \omega - R \cos \omega \end{aligned} \quad (34)$$

Pero es evidente que la curva de radio  $\rho$ ,  $C'F'$ , no ocupará el espacio disponible, y no será, por consiguiente, aplicable la ecuación (16) mientras no se verifique la igualdad  $a + b$

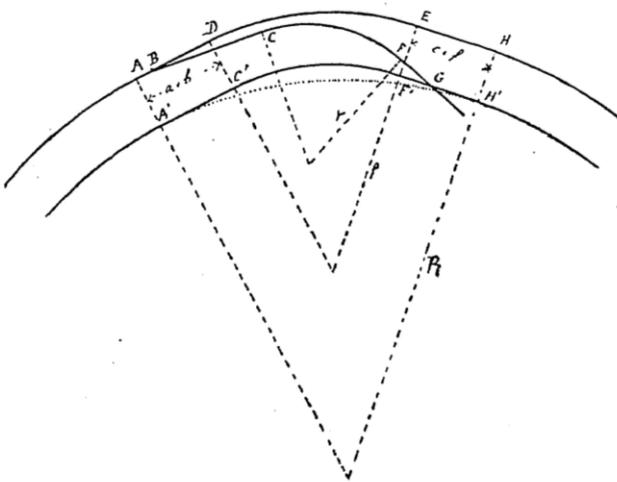


Fig. 9.<sup>a</sup>

$= c + f$ ; de no ser así quedará siempre un exceso de alineación recta del lado de la más corta de estas distancias (ordinariamente  $c + f$ ) é igual á la diferencia entre ambas.

Nada nos impide suponer incorporado este trozo de alineación recta á una de las dimensiones de los aparatos (ordinariamente á  $c$ ), haciéndose así:  $a + b = c + f$ , con lo cual podremos aplicar la ecuación (16).

Eliminando  $X, Y$  entre las ecuaciones (34) y la (14)

$$\operatorname{tang} \frac{\omega}{2} = \frac{\left\{ \begin{aligned} l \cos \frac{\alpha + \gamma}{2} + (a + f) \operatorname{sen} \frac{\alpha + \gamma}{2} \\ - (b - c) \cos \frac{\alpha - \gamma}{2} \end{aligned} \right.}{\left. \begin{aligned} (2R + l) \operatorname{sen} \frac{\alpha + \gamma}{2} + (f - a) \cos \frac{\alpha + \gamma}{2} \\ + (b - c) \operatorname{sen} \frac{\alpha - \gamma}{2} \end{aligned} \right\}}$$

ó bien en virtud de las relaciones (17) (19)

$$2 \operatorname{tang} \frac{\omega}{2} = \frac{\alpha_0 + (a + f)}{R - N}$$

y suponiendo que  $2 \operatorname{tang} \frac{\omega}{2} = D + a + f$

$$\frac{\alpha_0 - D}{D + (a + f)} = \frac{-N}{R}$$

la variación relativa es, pues, como en el caso anterior,

aproximadamente  $\frac{l}{2R}$

Al valor del desarrollo  $D$  (que como vemos difiere muy poco del de un cambio recto) corresponde, según la primera de las ecuaciones (21), el valor máximo de  $r$ ; el de  $\rho$  es un dato en el caso del enlace por el interior, y en el otro caso se obtendrá de la segunda de las ecuaciones citadas. Pero como tenemos real ó ficticiamente

$$a + b = c + f,$$

las ecuaciones (33) y (34) se verifican al mismo tiempo y tendremos:

$$R - \rho = (a + b) \frac{1}{\operatorname{tang} \frac{\omega}{2}}$$

ecuación que una vez conocido el desarrollo del cambio, y por consiguiente  $\omega$ , nos determina  $\rho$  en función de  $R$ .

El valor máximo de  $r$  se puede obtener entonces de la relación aproximada

$$r = \rho \frac{\beta}{1 + \beta} = \rho \frac{\operatorname{tang} \omega}{\operatorname{tang} \omega + \operatorname{tang} \alpha - \operatorname{tang} \gamma}$$

que también puede escribirse

$$r = \rho \frac{\omega}{\omega + \alpha - \gamma}$$

lo que equivale á suponer iguales los desarrollos  $BCFG$  y  $B'C'F'G'$  (figuras 4.<sup>a</sup>, 5.<sup>a</sup>, 6.<sup>a</sup>), cuya diferencia sabemos que es muy pequeña.

A partir de este momento podría tantearse un valor cualquiera de  $r$  distinto del máximo, de un modo análogo á lo que se indicó en los cambios rectos; las ecuaciones (24) y (26) nos darían el mínimo de  $\omega$ , y las (25) y (26) el máximo, compatibles con  $r$ .

Pero llegaríamos así á ecuaciones nada sencillas de la forma

$$A \operatorname{sen} \omega + B \cos \omega + C = 0.$$

cuya solución es

$$\operatorname{tang} \frac{\omega}{2} = \frac{\sqrt{A^2 + B^2 - C^2} - A}{C - B}$$

resultando así cálculos demasiado largos y pesados para un tanteo. Por esta razón, es práctica general adoptar para estos cambios el desarrollo de los rectos; así, si el enlace de la curva primitiva se hace por el interior de los aparatos, tendremos:

$$\omega = \frac{D - (b + c)}{\rho}$$

y las ecuaciones (33) nos darán  $YX$ . Si, por el contrario, el enlace se hace por las juntas exteriores de los aparatos,

$$\omega = \frac{D + (a + b)}{R}$$

y las (34) determinarán  $X$  é  $Y$ .

También se puede, y la diferencia no es muy grande, identificar  $D$  con  $X$ , y entonces las ecuaciones (33) ó (34) nos determinarán, según el caso,  $Y$  y  $\omega$ .

Por último, para intercalar un cambio en una vía ya construída, se replanteará sobre el carril la posición de ambos aparatos y en función de  $X$ ,  $Y$ , medidos directamente, las ecuaciones (33) ó (34) nos determinarán  $\omega$  y  $\rho$  ó  $R$ .

En todo caso, el resultado final de esta parte del cálculo consiste en la fijación de los tres parámetros  $\omega$ ,  $X$ ,  $Y$ .

**VII.—Cálculo definitivo de los cambios curvos.**

Hemos visto que la primera parte del cálculo de un cambio curvo tiene por objeto fijar los valores de los parámetros  $\omega$ ,  $X$ ,  $Y$ , que determinan la posición del cruzamiento; comparando las ecuaciones (13), (15) con las (1), vemos que el problema se reduce después á calcular un cambio recto en el cual el ancho de vía es  $Y + l$ , y el ángulo de cruzamiento  $\alpha + \omega$  y después otro en el cual  $l = Y$ ,  $\alpha = \omega$ ,  $\gamma = 0$ .

Pero la aplicación de las fórmulas de los cambios rectos supone el conocimiento previo de  $\text{tang}(\alpha + \omega)$ .

De las ecuaciones (13) (15), deducimos fácilmente

$$m = \frac{X \text{sen}(\alpha + \omega) - (l + Y) \cos(\alpha + \omega)}{\text{sen}(\alpha + \omega - \gamma)}$$

$$n = \frac{(l + Y) \cos \gamma - X \text{sen} \gamma}{\text{sen}(\alpha + \omega - \gamma)}$$

$$m' = X - \frac{Y}{\text{tang} \omega}$$

$$n' = \frac{Y}{\text{sen} \omega}$$

ó bien en el caso de que  $\omega$  esté determinado por sus líneas trigonométricas

$$m \cos \gamma = \frac{\left\{ \begin{array}{l} X(\text{tang} \alpha + \text{tang} \omega) - (l + Y) \\ (l - \text{tang} \alpha \text{ tang} \omega) \end{array} \right\}}{\text{tang} \alpha + \text{tang} \omega - \text{tang} \gamma + \text{tang} \alpha \text{ tang} \gamma}$$

$$n \cos \alpha \cos \omega = \frac{Y + l - X \text{tang} \gamma}{\text{tang} \alpha + \text{tang} \omega - \text{tang} \gamma + \text{tang} \alpha \text{ tang} \omega \text{ tang} \gamma}$$

Si, por el contrario,  $\omega$  viene dado en partes del radio, deduciremos fácilmente

$$m \cos \gamma = \frac{[X \text{tang} \alpha - (l + Y)] \cos \omega + [X + (l + Y) \text{tang} \alpha] \text{sen} \omega}{(\text{tang} \alpha - \text{tang} \gamma) \cos \omega + (1 + \text{tang} \alpha \text{ tang} \gamma) \text{sen} \omega}$$

$$n \cos \alpha = \frac{(l + Y) - X \text{tang} \gamma}{(\text{tang} \alpha - \text{tang} \gamma) \cos \omega + (1 + \text{tang} \alpha \text{ tang} \gamma) \text{sen} \omega}$$

y por otra parte, desarrollando en serie los valores de  $\text{sen} \omega$ ,  $\cos \omega$ , hasta los términos de tercer grado

$$\text{sen} \omega = \omega - \frac{\omega^3}{6}$$

$$\cos \omega = 1 - \frac{\omega^2}{2}$$

(35)

Por último, si se trata de un cambio en alineación curva enlazado por el interior, podremos, aplicando las ecuaciones (33), escribir directamente

$$m \cos \gamma = \frac{\left\{ \begin{array}{l} (c \text{tang} \alpha + \rho) \cos \omega + (\rho \text{tang} \alpha - c) \text{sen} \omega \\ + (b \text{tang} \alpha - \rho - l) \end{array} \right\}}{(\text{tang} \alpha - \text{tang} \gamma) \cos \omega + (1 + \text{tang} \alpha \text{ tang} \gamma) \text{sen} \omega}$$

$$n \cos \alpha = \frac{\left\{ \begin{array}{l} -(\rho + c \text{tang} \gamma) \cos \omega + (c - \rho \text{tang} \gamma) \text{sen} \omega \\ + (\rho + l - b \text{tang} \gamma) \end{array} \right\}}{(\text{tang} \alpha - \text{tang} \gamma) \cos \omega + (1 + \text{tang} \alpha \text{ tang} \gamma) \text{sen} \omega}$$

$$m' = b + \rho \text{tang} \frac{\omega}{2}$$

$$n' = c + \rho \text{tang} \frac{\omega}{2}$$

ó bien, si el enlace es por el exterior, y en virtud de las (34)

$$m \cos \gamma = \frac{\left\{ \begin{array}{l} -(R + l + a \text{tang} \alpha) \cos \omega + [(R + l) \text{tang} \alpha - a] \\ \text{sen} \omega + (R - f \text{tang} \alpha) \end{array} \right\}}{(\text{tang} \alpha - \text{tang} \gamma) \cos \omega + (1 + \text{tang} \alpha \text{ tang} \gamma) \text{sen} \omega}$$

$$n \cos \alpha = \frac{\left\{ \begin{array}{l} (f \text{tang} \gamma - R) \cos \omega - (R \text{tang} \gamma + f) \text{sen} \omega \\ + (R + l + a \text{tang} \gamma) \end{array} \right\}}{(\text{tang} \alpha - \text{tang} \gamma) \cos \omega + (1 + \text{tang} \alpha \text{ tang} \gamma) \text{sen} \omega}$$

$$m' = R \text{tang} \frac{\omega}{2} - a$$

$$n' = R \text{tang} \frac{\omega}{2} - f$$

El resto del cálculo es idéntico al de los cambios rectos; el valor de  $\text{tang} \frac{\alpha + \omega - \gamma}{2}$  puede obtenerse aplicando la fórmula

$$\text{tang} \frac{a + b + c}{2} = \frac{\left\{ \begin{array}{l} \text{tang} a + \text{tang} b + \text{tang} c - \text{tang} a \\ \text{tang} b \text{ tang} c \end{array} \right\}}{2 + \text{tang}^2 a + \text{tang}^2 b + \text{tang}^2 c - \frac{1}{2}} \quad (36)$$

que es suficientemente aproximada y evita el empleo de tablas.

**VIII.—Representación esquemática.**

Si en el cambio recto (fig. 3.ª) trazamos los ejes de las vías  $MP$  y  $MS$  siendo  $M$  el punto común de los ejes situado en la línea de las puntas de las agujas;  $P$ ,  $S$  las proyecciones de la punta del cruzamiento sobre cada uno de ellos, y  $N$  el punto de concurso después de la desviación, encontraremos fácilmente:

$$NS = NP = \frac{l}{2 \text{tang} \frac{\alpha}{2}}$$

y teniendo en cuenta que  $MP$  es el desarrollo del cambio

$$MN = D - \frac{l}{2 \text{tang} \frac{\alpha}{2}}$$

ANTONIO PRIETO Y VIVES.

(Concluirá.)

Entre los diversos sistemas de afirmado, el de piedra partida es el que más interés tiene para nosotros, pues seguramente que de tal calidad son al menos el 95 por 100 de las vías ordinarias.

Este sistema de afirmado es el que mejor responde al adagio paradójico de «máximo de utilidad y de agrado y mínimo de sacrificios», por su poco coste de construcción y de conservación, por ser insonoro, por servir para toda clase de pendientes y porque debajo del mismo se puede colocar sin grandes gastos toda clase de tuberías, cables, etc., lo que influye sin duda en que más del 40 por 100 de las calles de poblaciones importantes sean de macadán. A pesar de esto, este afirmado debe considerarse como el menos apto para las villas por el polvo y barro que produce, por la destrucción rápida para una circulación activa y por el transporte del barro é inmundicias á las calles pavimentadas.

**Construcción de afirmados de piedra partida.**

*Cimiento.*—Grande importancia se daba antiguamente al cimiento de piedras gruesas, el que tenía considerable espesor en atención principalmente á que la conservación era discontinua y bastante descuidada. Trésaguet establecía también cimiento, pero limitándose á una fila de piedras puestas de canto; posteriormente y con los firmes macadán se suprimió casi en general el cimiento, en atención á que si se conservaba perfectamente el firme, el cimiento no era necesario y, por el contrario, si se conservaba mal, las ruedas llegarían al cimiento y lo desarreglarían. Más tarde, Telford recomendó nuevamente el cimiento y aconsejaba se estableciera con completa independencia del firme para cuyo efecto lo ripiaba y lo apisonaba.

La rigidez del firme es condición muy esencial para el tránsito de automóviles y no hay duda de que el cimiento se la proporciona á las carreteras, y en este sentido su establecimiento es conveniente en las carreteras generales. No deja de ser conveniente, sin embargo, en los casos en que no haya tránsito de automóviles, porque en toda carretera, aunque la conservación del afirmado se haga con bastante esmero, el agua de lluvia llega hasta la plataforma y la reblandece, siendo ésta en muchos casos causa de baches en la superficie, habiéndose observado, según algunos Ingenieros, que superficies de explanación que se establecieron convexas, se transformaron más tarde en cóncavas por falta de cimentación.

Pero cuando más servicios presta la cimentación, es durante los primeros años de conservación. Si se hacen catas en los terraplenes de una carretera recién construída, se observará que el espesor del firme es bastante mayor que en el resto, porque el contratista no puede evitar, á pesar de la consolidación ocasionada por el tránsito de los carros durante la construcción, que las piedras se claven y se mezclen con la tierra. Más tarde, cuando la carretera se abre al tránsito, en los terraplenes y en los desmontes en tierra, y en gradación decreciente con la mayor resistencia de los mismos hasta llegar á la roca, los baches y rodadas son muy abundantes, refluye el barro que proviene, no sólo de la caja, sino también de la plataforma, y al año de transitar por la nueva carretera se impone un recargo de bastante importancia, si se la quiere tener en condiciones aceptables. Es verdad que en esta primera época el tránsito es algo exagerado, pues los propietarios de montes, las entidades que tratan de construir ó reparar iglesias, escuelas, edificios,

etcétera, esperan á la apertura de la carretera para efectuar los transportes necesarios. Todo esto influye notablemente en la exigencia del recargo, pero no deja de conocerse, sin embargo, el mejor estado y las menores exigencias de la carretera en los sitios en que el fondo es de roca y cuyos efectos son análogos, si bien con mayor intensidad que los que proporcionaría el cimiento.

En este primer año, generalmente en España se encarga el contratista de la conservación de la carretera, á mi juicio con perjuicio para todos por lo que respecto al afirmado, por cuyo motivo en esta provincia se suprimió tal obligación, excepto para las obras de fábrica que realmente exigen el año de garantía por si alguna pudiera estar mal construída. El contratista, sin conocimientos para conservar carreteras, con tendencia á gastar lo menos posible en la conservación y sin elementos suficientes para efectuarla con perfección, cuidará poco y conservará mal el afirmado, por lo que es conveniente no exigir tal obligación, lo que le permitirá poderse dedicar inmediatamente á la construcción de nuevas obras, y, por tanto, hacer una mayor rebaja en la subasta.

Y volviendo al cimiento, no es extraordinario se verifique en carreteras de gran circulación, aun con espesores bastantes grandes de firme, que á causa del reblandecimiento de la tierra del fondo, el afirmado no haga clavo en algunos sitios, lo que obliga á levantar la piedra para retirar la tierra movediza con el fin de colocar cimiento y extender nuevamente el firme.

Por todo lo expuesto debe de recomendarse, en general, establecer cimiento en los terraplenes y desmontes en tierra, por la rigidez que proporciona á la carretera, por la economía que representa en piedra martillada durante la conservación y por evitar en gran parte que la tierra de la plataforma refluya en forma de barro á la superficie á través del firme.

Bilbao 9 de Enero de 1909.

VÍCTOR O. DE ALLENDE.

(Se continuará.)

**Cálculo de los cambios de vía**

(CONCLUSIÓN) (1)

Fórmulas en las que se puede hacer aproximadamente:

$$\frac{1}{2 \operatorname{tang} \frac{\alpha}{2}} = \frac{2 + \frac{1}{2} \operatorname{tang}^2 \alpha}{2 \operatorname{tang} \alpha} = \frac{1 + \frac{1}{4} \operatorname{tang}^2 \alpha}{\operatorname{tang} \alpha}$$

Del mismo modo, si en un cambio curvo (figuras 4.<sup>a</sup>, 5.<sup>a</sup> y 6.<sup>a</sup>) trazamos los ejes de las tres vías que á él concurren, encontraremos, proyectando las líneas *MPVG* y *MNTG*:

$$X = MP + PV \cos \omega - VG \operatorname{sen} \omega$$

$$\frac{l}{2} + \gamma = PV \operatorname{sen} \omega + VG \cos \omega$$

$$X = MN + MT \cos (\alpha + \omega) + TG \operatorname{sen} (\alpha + \omega)$$

$$\frac{l}{2} + \gamma = NT \operatorname{sen} (\alpha + \omega) - TG \cos (\alpha + \omega)$$

(1) Memoria presentada al Congreso Científico de Zaragoza.

de donde, teniendo en cuenta que  $VG = GT = \frac{l}{2}$

$$PV = \frac{\gamma + \frac{l}{2} (1 - \cos \omega)}{\text{sen } \omega}$$

$$NT = \frac{\gamma + \frac{l}{2} (1 + \cos (\alpha + \omega))}{\text{sen } (\alpha + \omega)} \quad (37)$$

$$MP = \frac{X \text{sen } \omega - \gamma \cos \omega + \frac{l}{2} (1 - \cos \omega)}{\text{sen } \omega}$$

$$MN = \frac{X \text{sen } (\alpha + \omega) - \gamma \cos (\alpha + \omega) - \frac{l}{2} (1 + \cos (\alpha + \omega))}{\text{sen } (\alpha + \omega)}$$

$$+ l \cdot \frac{1 + \frac{1}{4} (\text{tang } \alpha - \text{tang } \omega)^2}{\text{tang } \alpha + \text{tang } \omega}$$

$$MN = X - Y \frac{1 - \text{tang } \alpha \text{ tang } \omega}{\text{tang } \alpha + \text{tang } \omega}$$

$$- l \frac{1 + \frac{1}{4} (\text{tang } \alpha - \text{tang } \omega)^2}{\text{tang } \alpha + \text{tang } \omega}$$

con estas ecuaciones podemos trazar toda una distribución de vías sin necesidad de dibujar más que sus ejes.

**IX.—Cambios dobles.**

Supongamos (fig. 10) dos cambios rectos en la misma vía, uno á la izquierda y otro á la derecha, dispuestos de modo que las agujas  $AA'$  del segundo estén comprendidas

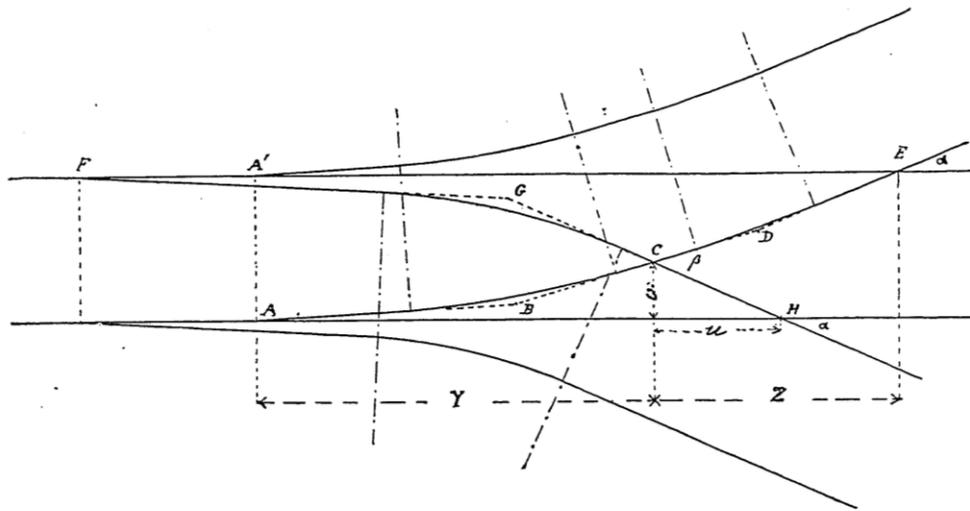


Fig. 10.

En el caso de venir expresado  $\omega$  en partes del radio, las dos últimas ecuaciones podrán tomar la forma aproximada:

$$NT = \frac{(\gamma + \frac{l}{2}) (1 + \frac{1}{2} \text{tang}^2 \alpha) + \frac{l}{2} \cos \omega - \frac{l}{2} \text{tang } \alpha \text{ sen } \omega}{\text{tang } \alpha \cos \omega + \text{sen } \omega}$$

$$MN = X - \frac{(\gamma + \frac{l}{2}) (\cos \omega - \text{tang } \alpha \text{ sen } \omega) + \frac{l}{2} (1 + \frac{1}{2} \text{tang}^2 \alpha)}{\text{tang } \alpha \cos \omega + \text{sen } \omega}$$

en las que sustituiríamos  $\text{sen } \omega$ ,  $\cos \omega$  por sus valores (35).

Si  $\omega$  viene dado por su tangente, las ecuaciones (37) pueden ponerse bajo la forma, también aproximada

$$PV = Y \cdot \frac{1 + \frac{1}{2} \text{tang}^2 \omega}{\text{tang } \omega} + l \cdot \frac{\text{tang } \omega}{4 + \text{tang}^2 \omega}$$

$$MP = X - \frac{Y}{\text{tang } \omega} + l \cdot \frac{\text{tang } \omega}{4 + \text{tang}^2 \omega}$$

$$NT = Y \cdot \frac{1 + \frac{1}{2} (\text{tang}^2 \alpha + \text{tang}^2 \omega)}{\text{tang } \alpha + \text{tang } \omega}$$

entre el cambio y el cruzamiento del primero. Llamemos  $p$  á la distancia  $AB$ ,  $m$  á la  $BG$ ,  $n$  á la  $CD$  y  $q$  á la  $DE$ ; llamemos también  $v$  á la distancia del cruzamiento  $C$  al carril derecho;  $u$  á la distancia de los cruzamientos  $C, H$ , paralelamente á la vía recta;  $Y$  á la distancia de  $C$  á las agujas  $AA'$ ;  $Z$  á la de  $C$  á  $E$ ;  $\alpha$  el ángulo de los cruzamientos  $E, H$ , y  $\beta$  el de  $C$ , tendremos:

$$\begin{aligned} Y &= p \cos \gamma + m \cos (\beta - \alpha) \\ v &= p \text{sen } \gamma + m \text{sen } (\beta - \alpha) \\ z &= n \cos (p - \alpha) + q \cos \alpha \\ l - v &= n \text{sen } (p - \alpha) + q \text{sen } \alpha \end{aligned} \quad (38)$$

Y si suponemos que las dos curvas de enlace ocupan todo el espacio disponible,

$$\begin{aligned} p - m &= b - c \\ n - q &= f - c \end{aligned}$$

de donde, eliminando  $p, m, n, q$  y llamando  $D_1, D_2$  á los valores normales de  $Y, Z$ :

$$D_1 \text{sen } \frac{\beta - \alpha + \gamma}{2} = v \cos \frac{\beta - \alpha + \gamma}{2} + (b - c) \text{sen } \frac{\beta - \alpha - \gamma}{2}$$

$$D_1 \operatorname{sen} \frac{\beta}{2} = (l - v) \cos \frac{\beta}{2} + (f - c) \operatorname{sen} \left( \alpha - \frac{\beta}{2} \right) \quad (39)$$

Los radios normales de las dos curvas serán:

$$r_1 = \frac{v - b \operatorname{sen} \gamma - c \operatorname{sen} (\beta - \alpha)}{\cos \gamma - \cos (\beta - \alpha)}$$

$$r_2 = \frac{l - v - f \operatorname{sen} (\beta - \alpha) - c \operatorname{sen} \alpha}{\cos (\beta - \alpha) - \cos \alpha}$$

Al variar  $v$ , los dos radios varían en sentido contrario; el valor mayor corresponderá al caso de ser iguales: adoptando, pues, los valores aproximados

$$r_1 = 2 \frac{v - b \operatorname{tang} \gamma - c (\operatorname{tang} \beta - \operatorname{tang} \alpha)}{(\operatorname{tang} \beta - \operatorname{tang} \alpha)^2 - \operatorname{tang}^2 \gamma} \quad (40)$$

$$r_2 = 2 \frac{l - v - f (\operatorname{tang} \beta - \operatorname{tang} \alpha) - c \operatorname{tang} \alpha}{\operatorname{tang} \beta (2 \operatorname{tang} \alpha - \operatorname{tang} \beta)}$$

encontraremos, para  $r_1 = r_2$

$$v = l - f \operatorname{tang} \beta + (f - c) \operatorname{tang} \alpha + \frac{\left( \begin{array}{l} [b \operatorname{tang} \gamma + (c + f) \operatorname{tang} \beta \\ - f \operatorname{tang} \alpha - l] \operatorname{tang} \beta \\ (2 \operatorname{tang} \alpha - \operatorname{tang} \beta) \end{array} \right)}{\operatorname{tang}^2 \alpha - \operatorname{tang}^2 \gamma} \quad (41)$$

Este valor de  $v$  representa la posición normal del cruceamiento  $C$ , de la cual convendrá apartarse lo menos posible; por otra parte, la distancia  $CH$  deberá ser mayor que  $c + f$ , y aunque pudiera disminuirse algo en caso de necesidad, tendrá siempre un mínimo que fijará el de  $v$ ; fijado que sea este valor, las ecuaciones anteriores nos determinarán  $D_1, D_2$ , de los cuales no deberán apartarse mucho  $Y, Z$ ; conocidos éstos, las ecuaciones primitivas (33) determinarán  $p, m, n, q$ , y, por consiguiente, todos los elementos del cambio.

En cuanto al otro cambio, sólo difiere del caso general en que al valor de  $c$  deberá añadirse el de  $CH$ ; la longitud del cambio vendrá fijada por la circunstancia de que la distancia entre las agujas deberá ser mayor que un límite prudencial.

Continuemos el cálculo con un ejemplo: hagamos  $\operatorname{tang} \alpha = 0,09$ ,  $\operatorname{tang} \beta = 0,13$ ,  $b = 6$  m.,  $c = f = 3$  m., la ecuación (41) nos dará  $v = 0,402$ , á lo que corresponde según (40) un radio máximo de 270 m.

Por otra parte,  $c + f = 6$ , de donde resultará para  $v$  un mínimo de  $6 \operatorname{tang} \alpha = 0,54$ .

Supondremos que se retoca algo el aparato, y adoptemos definitivamente  $v = 0,45$ , lo que suponen  $= 5$  m.

Las ecuaciones (39) puestas bajo la forma aproximada

$$D_1 = \frac{2v + (b - c) (\operatorname{tang} \beta - \operatorname{tang} \alpha - \operatorname{tang} \gamma)}{\operatorname{tang} \beta - \operatorname{tang} \alpha + \operatorname{tang} \gamma}$$

$$D_2 = \frac{2(l - v) + (f - c) (2 \operatorname{tang} \alpha - \operatorname{tang} \beta)}{\operatorname{tang} \beta}$$

nos darán  $D_1 = 16$ ;  $D_2 = 18,7$ . Hagamos, pues

$$Y = 16 \qquad Z = 19$$

con cuyos valores podremos empezar el cálculo definitivo.

Las ecuaciones (38) nos dan

$$p = \frac{Y \operatorname{sen} (p - \alpha) - v \cos (p - \alpha)}{\operatorname{sen} (p - \alpha - \gamma)}$$

$$m = \frac{v \cos \gamma - Y \operatorname{sen} \gamma}{\operatorname{sen} (p - \alpha - \gamma)}$$

$$n = \frac{Z \operatorname{sen} \alpha - (l - v) \cos \alpha}{\operatorname{sen} (2\alpha - \beta)}$$

$$q = \frac{(l - v) \cos (\beta - \alpha) - Z \operatorname{sen} (\beta - \alpha)}{\operatorname{sen} (2\alpha - \beta)}$$

de las que deducimos

$$p \cos \gamma = \frac{Y (\operatorname{tang} \beta - \operatorname{tang} \alpha) - v (1 + \operatorname{tang} \alpha \operatorname{tang} \beta)}{\operatorname{tang} \beta - \operatorname{tang} \alpha - \operatorname{tang} \gamma - \operatorname{tang} \alpha \operatorname{tang} \beta \operatorname{tang} \gamma}$$

$$m \cos \alpha \cos \beta = \frac{v - Y \operatorname{tang} \gamma}{\operatorname{tang} \beta - \operatorname{tang} \alpha - \operatorname{tang} \gamma - \operatorname{tang} \alpha \operatorname{tang} \beta \operatorname{tang} \gamma}$$

$$n \cos \alpha \cos \beta = \frac{Z \operatorname{tang} \alpha - (l - v)}{2 \operatorname{tang} \alpha - \operatorname{tang} \beta + \operatorname{tang}^2 \alpha \operatorname{tang} \beta}$$

$$q \cos \alpha = \frac{(l - v) (1 + \operatorname{tang} \alpha \operatorname{tang} \beta) - Z (\operatorname{tang} \beta - \operatorname{tang} \alpha)}{2 \operatorname{tang} \alpha - \operatorname{tang} \beta + \operatorname{tang}^2 \alpha \operatorname{tang} \beta}$$

y en nuestro ejemplo

$$p = 9.348 \qquad m = 6.658$$

$$q = 9.327 \qquad n = 9.717$$

El resto del cálculo no ofrece dificultad; para calcular los valores de  $\operatorname{tang} \frac{\beta - \alpha - \gamma}{2}$ ,  $\operatorname{tang} \frac{2\alpha - \beta}{2}$ , haremos uso de la fórmula (36).

Para que el trazado de la figura 10 sea posible, es preciso que los ángulos obedezcan á las desigualdades

$$\beta - \alpha > \gamma \qquad p - \alpha < \alpha$$

de donde

$$\alpha + \gamma < \beta < 2\alpha$$

Si  $\beta = \alpha + \gamma$ , los puntos  $A, B, C$  estarían en línea recta y el cambio  $AE$  se convertiría en un cambio recto en el que el valor de  $b$  sería enorme, dando lugar á un radio muy pequeño. Del mismo modo si  $\beta = 2\alpha$  estarían en línea recta  $C, D, E$ , siendo entonces muy grande el valor de  $c$ ; este es el caso de los cambios dobles en los que las puntas de las agujas coinciden, siendo entonces

todo el aparato simétrico y  $v = \frac{b}{2}$ .

Se comprende, pues, que para que el trazado resulte proporcionado, será conveniente que el valor de  $\beta$  no difiera mucho de  $\frac{3\alpha + \gamma}{2}$ .

En el ejemplo antes indicado, poniendo las tangentes en vez de los arcos, tendríamos

$$\frac{3 \operatorname{tang} \alpha + \operatorname{tang} \gamma}{2} = 0,145$$

poco diferente como vemos de  $\operatorname{tang} \beta = 0,13$ .

ANTONIO PAIETO Y VIVES.





## **8. BIBLIOGRAFÍA**

### **LIBROS**

1. OLIVEROS RIVES, F; LÓPEZ PITA, A; MEGÍA PUENTE, M. «Tratado de Ferrocarriles I». *Editorial Rueda*, 1977.
2. MORENO, J. «Prehistoria del Ferrocarril». *Revista Vía Libre*, 1983 - 1986.
3. GARCÍA DÍAZ DE VILLEGAS, J. M. «FERROCARRILES. Apuntes de clase». *E.T.S.I.C.C.P. de Santander*, 2000.
4. CALVO POYO, F.J; LORENTE GUTIÉRREZ, J; DE OÑA LÓPEZ, J. «Funcionamiento y explotación de la infraestructura ferroviaria». *Grupo Editorial Universitario*, 2004.
5. LÓPEZ PITA, A. «Infraestructuras ferroviarias». *Ediciones UPC*, 2006 Barcelona.
6. MONTES PONCE DE LEÓN, F. «Los sistemas de control de tráfico y señalización en el ferrocarril». *Editorial Comillas*, 2011.

### **ARTÍCULOS**

1. GARCÍA DÍAZ DE VILLEGAS, J. M. «Revista Dyna nº 6». *Asociación de ingenieros Industriales de España*, 1989.
2. SÁNCHEZ DOBLADO, M. «Informes de la construcción». 1992.
3. GALINDO ESCRIBANO, J. M. «Desvíos ferroviarios de Alta Velocidad». 2012.
4. BARRÓN, I. «Revista Líneas». *Número 37*, 1992.
5. «Revista Vía libre». *Número 278*, marzo 1987.
6. RODRÍGUEZ BUGARÍN, M. «Soluciones para líneas de débil tráfico ». *Fundación de la ingeniería civil en Galicia*.
7. GÓMEZ GUILLÉN, L. «Inventores - Inventos». *Revista Técnica Industrial Número 206*, julio 1992.

8. MELENDO UTRILLA, R. «Estudio de la superestructura y material rodante de las líneas de alta velocidad española (AVE)». *Proyecto Fin de Carrera*, 2006.
9. BONILLA GONZÁLEZ, J. «Características del montaje de vía y desvíos de Alta Velocidad». *Asignatura Ferrocarriles*, 2008.
10. PRIETO Y VIVES, A. «Cálculo de los cambios de vía». *Revista Obras Públicas*, 1909.

## INTERNET

1. GOOGLE. [www.google.es](http://www.google.es)
2. WIKIPEDIA. [es.wikipedia.org](http://es.wikipedia.org)
3. AMURRIO S.A. [www.amufer.es](http://www.amufer.es)
4. JEZ SISTEMAS FERROVIARIOS S.L. [www.jez.es](http://www.jez.es)
5. TALLERES ALEGRÍA S.A. [www.talegria.com](http://www.talegria.com)
6. EMCOR S.A. [www.emcorsa.com](http://www.emcorsa.com)
7. VOEST ALPINE BWG GMBH. [www.voestalpine.com/bwg/en/](http://www.voestalpine.com/bwg/en/)
8. REVISTA DE OBRAS PÚBLICAS. [ropdigital.ciccp.es/](http://ropdigital.ciccp.es/)