

RANGO DE TORQUE SEGURO Y COMPORTAMIENTO MECANICO DE TORNILLOS DE EXPANSION EMPLEADOS PARA EL AJUSTE DE PORTAMANUBRIOS DE BICICLETAS DE USO PUBLICO

D. Martinez Krahmer^a, G. Maceira^a, G. Papzuck^a, H. Lorusso^a, D. Torres^a y P. Traverso^a.

^a Centro de Investigación y Desarrollo en Mecánica - Instituto Nacional de Tecnología Industrial – Avenida General Paz 5445 - Buenos Aires - Argentina. Email: mkrahmer@inti.gov.ar

RESUMEN

La puesta en vigencia de la Resolución 220/03 de la Secretaría de Industria de Argentina, referida a la certificación obligatoria de requisitos de seguridad para bicicletas de uso público, significó para los laboratorios encargados de efectuar los ensayos, el desarrollo e implementación de un conjunto de casi cincuenta ensayos, muchos de ellos aplicados a la bicicleta completa, y otros, a componentes de las mismas. Entre estos últimos, la evaluación de los sistemas de freno, de la resistencia de las horquillas, y el ajuste de algunos componentes de las bicicletas al sistema cuadro-horquilla, revisten una enorme importancia para la seguridad del usuario.

Dada la absoluta falta de antecedentes regionales y con el objeto de asistir al sector industrial de la bicicleta en Argentina para mejorar la seguridad de las bicicletas de uso público, ya fueron realizados trabajos referidos a los sistemas de freno y las horquillas. El primero, destinado a justificar que clase de sistemas de freno seguro deben emplearse y como resolver las deficiencias de frenado de aquellas bicicletas con cuadro dama [1]. En el segundo, se estudiaron en profundidad desde el punto de vista resistencial las diferentes variantes dimensionales de horquillas de acero empleadas en el mercado argentino, se caracterizaron las clases de falla que resultan en los ensayos de fatiga de horquillas y se propusieron dimensiones mínimas seguras para los tubos empleados en las vainas de horquilla, así como también cuidados a tener en cuenta en la expansión de tubos de vela [2].

Respecto de aquellos componentes que deben ser ajustados de forma segura, el portamanubrio, el caño de asiento y las ruedas, constituyen los principales componentes en lo que a seguridad del usuario se refiere, entre aquellos que deben ser ajustados sobre la bicicleta. El ajuste adecuado está dado por aquel valor de torque que asegura una unión "rígida" de los componentes a la bicicleta y que a su vez, no provoque la falla del mismo, ya sea, por deformación plástica o fractura.

Observada la necesidad de establecer condiciones de ajuste para los componentes indicados en aquellas bicicletas de uso público, que además estos ajustes sean compatibles con las partes habitualmente empleadas en el mercado argentino y dada la norma Iram 40020 de requisitos de seguridad en bicicletas [3], que establece la metodología de prueba y los requerimientos para los componentes citados, se efectuaron en primera instancia, ensayos sobre portamanubrios para establecer su rango de ajuste seguro, así como se estudió la relación existente entre el ajuste y las propiedades mecánicas de los tornillos de expansión, adoptando como rango seguro, aquellos valores de torque que cumplen con los requisitos de la norma Iram 40020 para el citado componente. Para ello, se realizaron experiencias de ajuste de diferentes tipos de portamanubrios empleados habitualmente en las bicicletas de uso público del mercado argentino.

El comportamiento de los tornillos de expansión de portamanubrios, se analizó midiendo el alargamiento provocado por el momento de ajuste seguro y para conocer el grado de compromiso que provoca el citado torque, se efectuaron análisis teóricos empleando la resistencia de materiales para establecer la magnitud de los esfuerzos y las deformaciones a que están sometidos estos tornillos. Mediante ensayos metalográficos y de tracción, se obtuvo información acerca de la calidad de los tornillos evaluados y su comportamiento mecánico.

Los resultados obtenidos respecto del ajuste indican que un rango de 12 a 14 Nm asegura un ajuste rígido en más del 80% de los casos estudiados. Los restantes se vieron afectados principalmente por el juego existente entre el tubo de vela de horquilla y el portamanubrio, y por el estado superficial de las partes que entran en contacto para producir el ajuste.

La carga axial teórica encontrada no difiere más de un 4% de la obtenida experimentalmente a través de la medición del alargamiento que provoca el torque seguro de mayor valor.

Respecto de la zona de trabajo de los tornillos, el rango de torque obtenido genera una tensión de trabajo máxima que representa el 55% de la tensión de fluencia para el tornillo de menor calidad evaluado, cuya estructura corresponde a la de un acero de bajo carbono.

Palabras clave: bicicletas, torque, portamanubrio, expandir.

1. INTRODUCCIÓN

El ajuste de algunos componentes de las bicicletas al sistema cuadro-horquilla reviste una enorme importancia para la seguridad del usuario.

El portamanubrio, el caño de asiento y las ruedas, son algunos de estos componentes que deben ser ajustados de manera segura.

El ajuste adecuado está dado por aquel valor de torque que asegura una unión “rígida” de los componentes a la bicicleta.

Observada la necesidad de establecer condiciones de ajuste para los componentes indicados en aquellas bicicletas de uso público, que además estos ajustes sean compatibles con las partes habitualmente empleadas en el mercado argentino y dada la norma Iram 40020 de requisitos de seguridad en bicicletas [3], que establece la metodología de prueba y los requerimientos para los componentes citados, se efectuaron ensayos sobre portamanubrios para establecer su rango de ajuste, adoptando como rango seguro, aquellos valores de torque que cumplen con los requisitos de la norma Iram 40020 para el citado componente.

Para conocer el comportamiento frente al torque de ajuste y la calidad de los tornillos de expansión evaluados, se realizaron análisis por métodos prácticos y teóricos (alargamiento, metalografía, tracción, carga axial, tensión de trabajo del núcleo del tornillo y torque de falla mínimo calculado a partir del tornillo de menor límite de fluencia evaluado).

2. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

Se ensayaron un total de siete portamanubrios, seleccionados al azar de un conjunto de cuarenta portamanubrios de distintas procedencias, resultando cuatro muestras del tipo estándar (Fig. 1) con tornillo de expansión con cabeza alen y tres muestras del tipo playero (Fig. 2) con tornillo de expansión con cabeza hexagonal, ambos tipos de tornillos con rosca M8 x 1,25mm. Dichos portamanubrios corresponden a tubos de vela de horquilla de 25,4mm de diámetro y 2mm de espesor.

Sobre los portamanubrios y/o sus correspondientes tornillos de ajuste se efectuaron: 1) ensayos de torque para establecer el rango de ajuste seguro, 2) ensayos para medir el alargamiento del tornillo al torque máximo del rango establecido, 3) ensayos de tracción para determinar los límites de fluencia, resistencia a la tracción y tipos de fractura resultantes y 4) ensayos metalográficos para conocer clase de estructura, tratamiento térmico, proceso de fabricación y dureza de las muestras evaluadas.



Fig. 1: Portamanubrio estándar.



Fig. 2: Portamanubrio playero.

2.1 Ensayo de torque

Para determinar el rango de torque que cumpla con los requisitos establecidos, se efectuaron pruebas a partir de ajustes de 8Nm e incrementando de a 2Nm por vez, hasta alcanzar la situación de rigidez deseada.

La metodología del ensayo de torque corresponde al punto 4.5.3 de Iram 40020 y los requisitos al punto 2.3.5.3.

El ensayo consiste en sujetar el portamanubrio en la horquilla a un torque determinado y mediante una barra de ensayo, aplicar una fuerza de 72N a 350mm del centro del portamanubrio (Fig. 3).



Fig. 3: Ensayo de ajuste portamanubrio – horquilla.

Durante el ensayo no deberán producirse movimientos relativos entre el portamanubrio y el caño de vela de horquilla, salvo aquellos acomodamientos entre ellos, que no serán mayores de 5° (O no mayores de 30mm de desplazamiento medidos a 350mm del centro del portamanubrio respecto de la posición inicial).

Para la realización de este ensayo se emplearon una escala fija graduada en mm, una regla graduada en mm, un torquímetro con retrapante marca CDI y una pesa de valor nominal 72N.

2.2 Alargamiento

Con el objeto de verificar el valor de la fuerza axial F_a determinada en forma teórica-experimental, se efectuaron mediciones del alargamiento que resulta sobre el tornillo al aplicar el máximo torque correspondiente al rango de ajuste seguro obtenido de los ensayos de torque. Estas mediciones se efectuaron empleando una porción de tubo de vela que deja a la vista el extremo del tornillo torqueado (Fig. 4).



Fig. 4: Portamanubrio ensamblado para determinar el alargamiento del tornillo de expansión.

Para la realización de este ensayo se emplearon un torquímetro con retrapante marca CDI y un calibre digital NSK.

2.3 Propiedades mecánicas, tipo de fractura y análisis microestructural

Los tornillos evaluados fueron sometidos a ensayos de tracción para conocer sus límites de fluencia, resistencia a la tracción y tipo de fractura.

Seguidamente se realizaron estudios metalográficos para establecer su estructura, dureza, tratamiento térmico y proceso de fabricación.

Los ensayos de tracción se efectuaron en una máquina de tracción Shimadzu UH-1000 KNA.

Las observaciones metalográficas se realizaron con un microscopio Zeiss Axiotech, mientras que las microdurezas se determinaron mediante un microdurómetro Shimadzu HMV 2000, con una carga de 10N.

3. PROCEDIMIENTO TEÓRICO

3.1 Carga axial, tensión de trabajo, alargamiento y torque de falla mínimo

Se persigue como finalidad conocer la carga axial F_a que genera el máximo torque de ajuste recomendado, así como la tensión de trabajo σ_0 sobre el núcleo del tornillo, su alargamiento teórico δt y el torque de falla mínimo para el tornillo evaluado de peor calidad.

El torque T aplicado al tornillo y la carga axial F_a generada por dicho torque, están relacionados mediante la siguiente expresión [4]:

$$T = F_a \left[\frac{d_m}{2} \tan \alpha + \frac{f}{\cos n} \right] + f_c \frac{d_c}{2}$$

En donde:

T = torque aplicado al tornillo en Nm.

F_a = carga axial generada por el torque de ajuste paralela al eje del tornillo en N.

d_m = diámetro medio de la rosca del tornillo en mm.

d_c = diámetro efectivo de la superficie de rozamiento (collar) contra la cual se apoya la carga en mm.

f = coeficiente de rozamiento entre la rosca del tornillo y la tuerca.

f_c = coeficiente de rozamiento en el collar.

α = ángulo de la hélice de la rosca en el radio medio en grados.

θ_n = ángulo entre la tangente al perfil del diente y una línea radial, medido en un plano normal a la hélice de la rosca en el radio medio en grados.

El ángulo de la hélice α está relacionado con el paso p del tornillo y su diámetro medio d_m mediante la ecuación [4]:

$$\tan \alpha = \frac{p}{d_m} \quad (2)$$

Respecto del ángulo θ_n , está relacionado con el semiángulo del filete de rosca θ y el ángulo de la hélice α como sigue [4]:

$$\tan \theta_n = \tan \theta \cos \alpha \quad (3)$$

La fuerza F_a genera una tensión de trabajo σ_0 sobre el tornillo, que se comparará con el límite de fluencia R_e correspondiente al material del tornillo. La tensión en el núcleo puede calcularse considerando que la carga es soportada por un cilindro desnudo cuyo diámetro d_i es el diámetro de fondo del tornillo. En consecuencia, la tensión de trabajo σ_0 del núcleo es [4]:

$$\sigma_0 = \frac{4 F_a}{d_i^2} \quad (4)$$

Además, la carga axial F_a produce un alargamiento teórico δ_t del tornillo de ajuste dado por:

$$\delta_t = \frac{F_a}{E} \left[\frac{l_s}{A_s} + \frac{l_r}{A_r} \right] \quad (5)$$

En donde:

δ_t = alargamiento teórico del tornillo en mm por acción de la fuerza axial F_a .

F_a = carga axial generada por el torque de ajuste paralela al eje del tornillo en N.

E = módulo de elasticidad longitudinal del material del tornillo en N/mm^2 .

l_s = longitud del sector liso del tornillo en mm sometida a tracción.

A_s = área de la sección lisa del tornillo en mm^2 .

l_r = longitud del sector roscado del tornillo en mm sometida a tracción.

A_r = área de la sección roscada del tornillo en mm^2 .

Finalmente, para calcular el torque de falla mínimo para el tornillo de peor calidad evaluado, empleado la ecuación (4), se considera que la tensión de trabajo σ_0 es igual al límite de fluencia del tornillo de peor calidad resultando entonces la fuerza axial de falla:

$$F_{a \text{ falla}} = 1 \frac{d R_{e \text{ mín}} d_i^2}{4} \quad (6)$$

Conocida la fuerza axial que provoca la falla, se calcula el torque de falla (T_{falla}) a partir de la ecuación (1).

4. RESULTADOS Y DISCUSION

4.1 Ensayo de torque

En la Tabla I se presenta el rango de torque que asegura en el 80% (experimental) de los casos una fijación que cumple con los requisitos de la norma Iram 40020.

Tabla I. Rango de torque para fijación de portamanubrios.

Fuente	Rango de torque (Nm)
Inti - Mecánica	12 a 14

El rango obtenido es similar a rangos publicados en Internet [5,6]. Sin embargo, no hay indicios allí de las características mecánicas de los tornillos empleados para generar tal ajuste.

4.2 Propiedades mecánicas, tipo de fractura y análisis microestructural

En las Figuras 5 a la 10 se observan sucesivamente las fotomicrografías de las muestras N°7 (ferrita), la N°5 (ferrita + perlita) y la N° 3 (martensita), correspondientes a los tres tipos de estructuras diferentes encontradas.

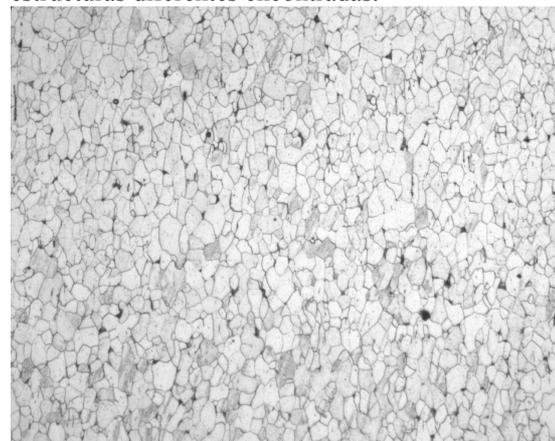


Fig. 5: Fotomicrografía (200X) correspondiente al núcleo de la muestra N°7

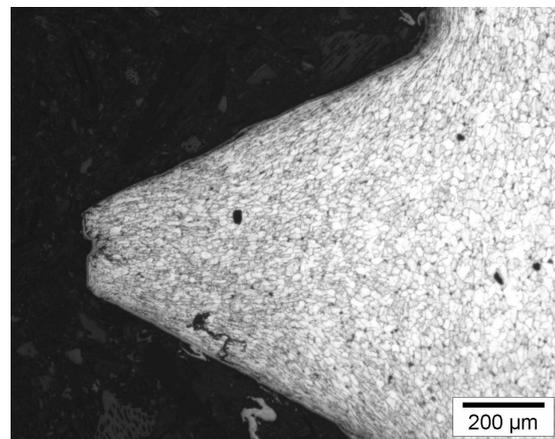


Fig.6: Fotomicrografía (200X) correspondiente al filete de rosca de la muestra N°7

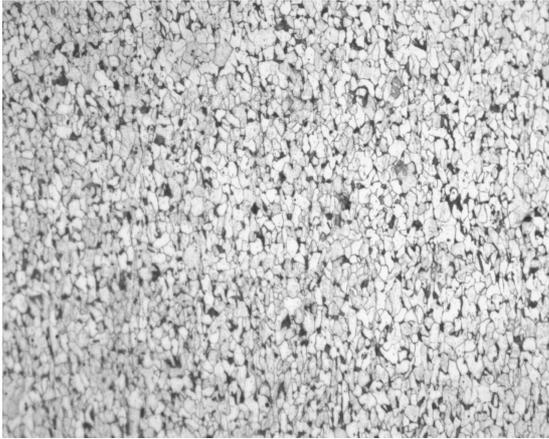


Fig. 7: Fotomicrografía (200X) correspondiente al núcleo de la muestra N°5

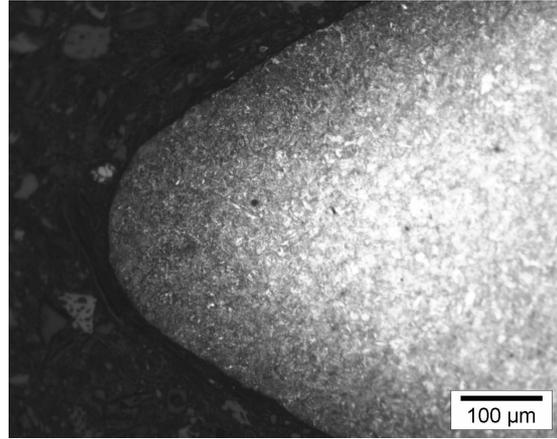


Fig.10: Fotomicrografía (200X) correspondiente al filete de rosca de la muestra N°3

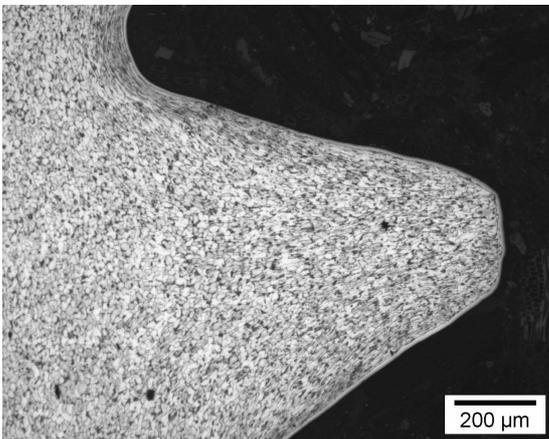


Fig.8: Fotomicrografía (200X) correspondiente al filete de rosca de la muestra N°5

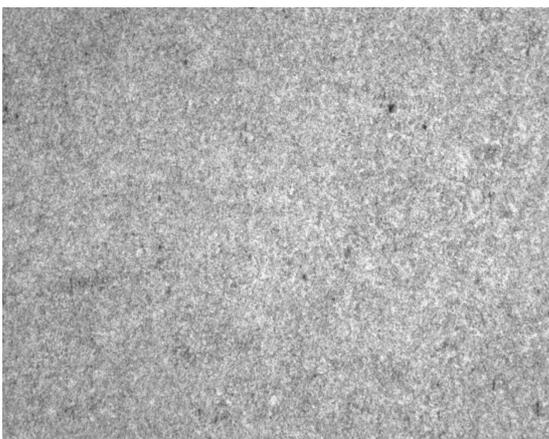


Fig. 9: Fotomicrografía (200X) correspondiente al núcleo de la muestra N°3

En las Tablas II, III y IV se presentan respectivamente, para los tornillos M8x1,25mm ensayados, las propiedades mecánicas (límite de fluencia Re, resistencia a la tracción Rm y tipo de fractura), las características microestructurales (estructura y dureza Vickers promedio) y su tratamiento térmico y proceso de fabricación (tratamiento térmico posterior al estado de entrega del material y proceso empleado para la obtención del filete roscado).

Tabla II. Propiedades mecánicas de los tornillos evaluados.

Muestra	Re (MPa)	Rm (MPa)	Fractura
1	639	750	Dúctil
2	449	569	Dúctil
3	---	1207	Frágil
4	---	442	Dúctil
5	685	769	Frágil
6	---	1116	Frágil
7	575	668	Dúctil

Tabla III. Propiedades microestructurales de los tornillos evaluados.

Muestra	Estructura	Dureza Vickers
1	Ferrita	240
2	Ferrita + perlita	215
3	Martensita	Núcleo 377
		Capa 417
4	Ferrita + perlita	210
5	Ferrita + perlita	239
6	Martensita	Núcleo 333
		Capa 387
7	Ferrita	206

Tabla IV. Tratamiento térmico y proceso de fabricación de los tornillos evaluados

Muestra	Tratamiento térmico	Proceso de roscado
1	No posee	Laminado
2	No posee	Laminado
3	Cementación + temple + revenido	Mecanizado
4	No posee	Laminado
5	No posee	Laminado
6	Cementación + temple + revenido	Laminado
7	No posee	Laminado

Tornillos de expansión para portamanubrios de baja calidad, sin tratamiento térmico y contruidos en forma seriada por laminación, de modo de minimizar los costos de fabricación, se revelan aptos para el destino indicado.

4.3 Carga axial, tensión de trabajo, alargamiento y torque de falla mínimo

Dado que los tornillos de ajuste de portamanubrio son M8 x 1,25mm, se consideraron para los cálculos realizados: $d_m = 7,188\text{mm}$ [7]; $d_c = 11,9\text{mm}$; $d_i = 6,466\text{mm}$ [7]; $p = 1,25\text{mm}$; $f = f_c = 0,15$ [4]; $\theta = 30^\circ$, para el acero es $E=210.000\text{ N/mm}^2$. En la Tabla V se presentan la carga axial teórica F_a que genera el mayor torque de ajuste $T = 14\text{ Nm}$, la tensión de trabajo del núcleo σ_o para dicha carga, el alargamiento teórico-experimental δt calculado por la (5) y el torque de falla mínimo $T_{falla\ min.}$ calculado para el tornillo de peor calidad evaluado (Ver Tabla II).

Tabla V. Esfuerzos y deformaciones producidos por el torque de ajuste.

Tornillo	F_a (N)	σ_o (MPa)	δt (mm)	$T_{falla\ min.}$ (Nm)
M8 x 1,25mm	8140	248	0,171	25

La comparación de valores entre la tensión de trabajo del núcleo, y el límite de fluencia mínimo encontrado de 449 MPa (Ver Tabla II), demuestran que la utilización del rango de torque obtenido, aún empleando aquel tornillo de peor calidad, no provocará el fallo del mismo, ya sea por deformación plástica o fractura (el torque de falla mínimo es de 25 Nm).

Dado que la norma Iram 40020 exige que los tornillos de ajuste de portamanubrios posean un torque de falla 50% mayor al torque de ajuste empleado para su fijación en la bicicleta, el torque máximo recomendado de 14 Nm implicaría que esta falla no puede producirse, aún empleando los tornillos de peor calidad.

4.4 Alargamiento

El alargamiento teórico-experimental δt (Ver Tabla V), puede compararse con el promedio

obtenido en forma experimental δe , a los efectos de verificar si la carga F_a real que soporta el tornillo, es similar a la obtenida en forma teórica mediante la expresión (1). Los resultados de esta comparación pueden observarse en la Tabla VI.

Tabla VI. Alargamiento del tornillo de ajuste de portamanubrio.

Tornillo	δt (mm)	δe (mm)
M8 x 1,25 mm	0,171	0,165

Es evidente que existe correspondencia entre el alargamiento teórico-experimental δt y el alargamiento experimental δe promedio. En consecuencia, la carga axial real que genera el torque de apriete es similar a la carga teórica calculada por resistencia de materiales.

5. CONCLUSIONES

1. El rango de torque de ajuste seguro propuesto de 12 a 14 Nm garantiza un ajuste rígido en más del 80% de los casos.
2. El método teórico-experimental usado para calcular la carga axial que genera el torque sobre el tornillo arroja un resultado que no difiere mas de un 4% del valor obtenido en forma experimental.
3. Respecto de la zona de trabajo de los tornillos, el rango de torque obtenido genera una tensión de trabajo máxima que representa el 55% de la tensión de fluencia para el tornillo de menor calidad evaluado.
4. Los resultados correspondientes a las propiedades mecánicas y los análisis microestructurales, revelan que existen en el mercado argentino tornillos de muy diversa calidad para cumplimentar la función de ajuste del portamanubrio.

6. REFERENCIAS

1. Martinez Krahmer y Russo, Comparación teórico-experimental de los sistemas de freno Cantilever y V-Brake empleados en bicicletas, 5° Jornadas de Desarrollo e Innovación, Instituto Nacional de Tecnología Industrial, Octubre 2004 (*paper*)
2. Martinez Krahmer, Elvira y otros, Evaluación resistencial de horquillas de bicicletas de uso público mediante técnicas experimentales y de simulación computacional, Jornadas SAM / CONAMET 2005, Mar del Plata, Argentina (*paper*)
3. IRAM 40020, Bicicletas, Requisitos de seguridad, Diciembre 1997 (*norma*)
4. Hall, Holowenko y Laughlin, Diseño de máquinas, Mc Graw-Hill, 1987 (*libro*)
5. www.bsn.com/Cycling/ (*página web*)
6. www.hastingsmfg.com (*página web*)
7. Prizendt, Controlador de medidas, SENAI – SP, 1998 (*apunte*)