

UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTONOMA DE MEXICO

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
ARAGON

COMPORTAMIENTO Y DISEÑO DE CONEXIONES
CON TORNILLOS DE ALTA RESISTENCIA

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO CIVIL

P R E S E N T A:
RODOLFO LEON BAUTISTA



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

Co 71

SLS + 29540

A MI ESPOSA SRA. SUSANA BOJORGES,
E HIJOS IRLANDA, ENRIQUE Y RODOL-
FO, POR SU GRAN CARIÑO.

A MIS PADRES SR. ENRIQUE LEON -
MONTES Y SRA. JOSEFINA BAUTISTA,
POR LA OPORTUNIDAD QUE ME DIERON
EN LA VIDA.

A MIS HERMANOS CON CARIÑO

A MI AMIGO ING. ROMULO CARRAN
POR LA AMISTAD QUE NOS UNE.



ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
ARAGON
DIRECCION

UNIVERSIDAD NACIONAL
AVENIDA DE
MEXICO

RODOLFO LEON BAUTISTA
P R E S E N T E .

En contestación a su solicitud de fecha 11 de abril del año en curso, relativa a la autorización que se le debe conceder para que el señor profesor, Ing. ALEJANDRO GARCIA ALONSO pueda dirigirle el trabajo de Tesis denominado " COMPORTAMIENTO Y DISEÑO DE CONEXIONES CON TORNILLOS DE ALTA RESISTENCIA ", con fundamento en el punto 6 y siguientes, del Reglamento para Exámenes Profesionales en esta Escuela, y toda vez que la documentación presentada por usted reúne los requisitos que establece el precitado Reglamento; me permito comunicarle que ha sido aprobada su solicitud.

Sin otro particular, aprovecho la ocasión para reiterar a usted las bondades de mi distinguida consideración.

ATENTAMENTE
"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"
San Juan de Aragón, Edo. de Méx., junio 14 de 1984.
EL DIRECTOR


LIC. SERGIO ROSAS ROMERO

c.c.p. Coordinación de Ingeniería (21).
Unidad Académica.
Departamento de Servicios Escolares.
Asesor de Tesis.

I N D I C E

T E M A	P A G I N A
1.- Introducción	1
2.- Propiedades Físicas y Mecánicas de los Tornillos	3
3.- Clasificación de los tipos de conexiones	21
3.1.- Tipos de esfuerzos	21
3.1.1.- Cortante	21
3.1.1.1.- Cortante por fricción	21
3.1.1.2.- Cortante por aplastamiento	22
3.1.1.3.- Efecto del área neta y agujeros	28
3.1.2.1.- Tensión pura	32
3.1.2.2.- Tensión y corte combinados	38
3.2.- Clasificación de acuerdo a su rigidéz	41
3.3.- Acciones en las conexiones.	45
4.- Criterio de análisis y diseño	49
4.1.- Conexiones simples	50
4.1.1.- Dos ángulos al alma	50
4.1.2.- Dos ángulos de apoyo	53
4.1.3.- Angulos de apoyo atiesados	57
4.1.4.- Placas de extremo	58
4.2.- Conexiones semirígidas	58

T E M A

P A G I N A

4.3.-	Conexiones rígidas	68
4.3.1.-	Conexiones viga-columna	68
4.4.-	Conexiones a torsión y carga excéntrica	72
4.5.-	Conexiones con tornillos a tensión y tensión y corte	81
4.6.-	Conexiones a flexotensión o flexocompresión y corte combinados.	86
5.-	Técnicas para la instalación de tornillos de alta resistencia	91
5.1.-	Procedimiento de instalación y apriete	95
5.1.1.-	Método del giro de la tuerca	95
5.1.2.-	Método del par de apriete controlado	98
5.1.3.-	Indicadores directos de tensión	98
5.2.-	Instalación de rondanas	103
5.3.-	Uso de equipo mecánico	103
5.4.-	Procedimiento de inspección	105
5.5.-	Comentarios.	106
6.0.-	Conclusiones.	109

COMPORTAMIENTO Y DISEÑO DE CONEXIONES CON
TORNILLOS DE ALTA RESISTENCIA.

T E M A R I O

- 1.- INTRODUCCION
- 2.- PROPIEDADES FISICAS Y MECANICAS DE LOS TORNILLOS
- 3.- CLASIFICACION DE LOS TIPOS DE CONEXIONES
- 4.- CRITERIOS DE ANALISIS Y DISEÑO
- 5.- TECNICAS PARA LA INSTALACION DE TORNILLOS DE ALTA RESISTENCIA
- 6.- CONCLUSIONES

1.- INTRODUCCION

En la construcción de Estructuras Metálicas las conexiones juegan un papel de gran importancia debido a que de ellas depende, que el comportamiento físico de la estructura sea el mismo o el más aproximado al idealizado al realizar el análisis estructural, ya que una conexión que no satisfaga los requerimientos de rigidez a la rotación, ya sea por error en el diseño o en la ejecución de la misma, redundará negativamente en el comportamiento de la estructura, pudiendo ocasionar daños de gran importancia y consecuencias a ésta.

Existen varios métodos o formas para realizar una conexión, siendo las más comunes, las remachadas, atornilladas, soldadas y con pasadores. Las primeras han caído en un gran deshuso, debido principalmente, a su alto costo con relación a las atornilladas y soldadas y las últimas generalmente son usadas para apoyos de puentes o articulaciones.

Las conexiones atornilladas se pueden realizar con varios tipos de tornillos según sea el caso, con tornillos standard A-307 ó con tornillos de alta resistencia A-325 y A-490, siendo el motivo de este trabajo el estudio de estos últimos.

Actualmente se ha incrementado el uso de los tornillos de alta resistencia, principalmente por la rapidéz de montaje y facilidad en su ejecución, ya que no requiere mano de obra especializada como en el caso de la soldadura. Algunas ventajas mecánicas que se obtienen al instalar tornillos de alta resistencia son las siguientes:

- a).- Se logra una junta lo suficientemente rígida, como para evitar deslizamientos entre las placas bajo cargas de trabajo.
- b).- Debido a su forma de instalación, se logra una tensión inicial de apriete desarrollando así una alta resistencia estática.
- c).- Como no existe deslizamiento entre las placas de unión existe menor carga de tensión transmitida en la sección neta de las placas.

- d).- Si al diseñar una conexión se hace uso de la tensión inicial, las placas y tornillos no estarán sujetas a aplastamiento y corte.
- e).- Poseen una alta resistencia a la fatiga.
- f).- Con este tipo de tornillos se evita el aflojamiento de las tuercas debido a que quedan sueltas a tensión.

El presente trabajo comprende 5 capítulos básicos, en el capítulo 2 se tratan las propiedades físicas, mecánicas y someramente las químicas de los tornillos de alta resistencia ASIM-A-325 y A-490.

En el capítulo 3 se hace una clasificación general de los tipos de conexiones atornilladas, esta clasificación se hace, primero; de acuerdo a la forma en que trabaja el tornillo o sea a los esfuerzos a que está sujeto y segundo; de acuerdo a su rigidez a la rotación de la conexión. -- Posteriormente en el capítulo 4, se dan criterios de análisis y diseño, así como algunos ejemplos numéricos de cada uno de los casos mencionados en el capítulo 3.

En el capítulo 5 se estudian las técnicas de instalación más comunes y usuales, de los tornillos de alta resistencia, tanto por métodos manuales como directos, usando equipo manual o mecánico.

Y por último en el capítulo 6 se mencionan algunas razones que justifican el uso de estos tornillos en la construcción de estructuras metálicas, así como una breve comparación de costos con relación a otros tipos de sujetadores y soldadura.

2.- PROPIEDADES FISICAS Y MECANICAS DE LOS TORNILLOS

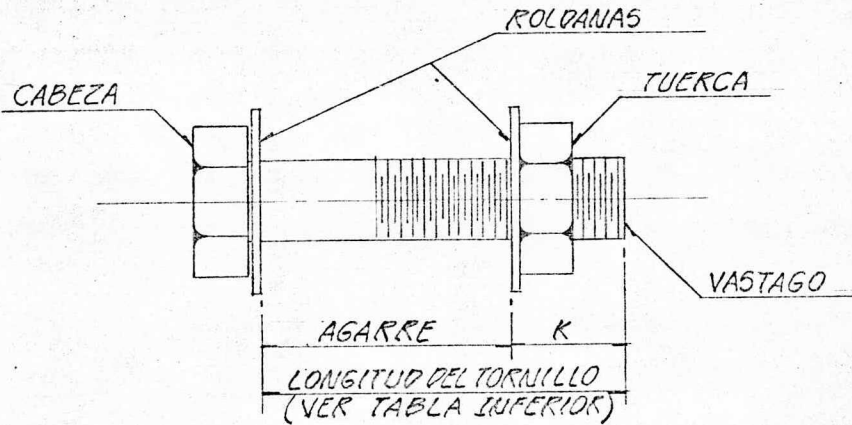
Un tornillos es un pasador de metal con una cabeza formada en un extremo y el vástago roscado en el otro para recibir una tuerca . Figura 2.1

Los tornillos se usan para unir entre sí piezas de metal, insertándolos a través de agujeros hecho de dichas piezas y apretando la tuerca en el extremo roscado. Los tornillos estructurales pueden clasificarse de acuerdo con las siguientes características:

- a).- Tipo de vástago
 - a.1).- Maquinado
 - a.2).- Sin terminar
 - a.3).- Con interferencias o costillas interrumpidas
- b).- Material y resistencia:
 - b.1).- Acero estructural ASTM-A-307
 - b.2).- Acero estructural de alta resistencia ASTM-A-325 y A-490
- c).- Forma de la cabeza y de la tuerca:
 - c.1).- Cuadrada pesada o liviana
 - c.2).- Hexagonal
 - c.3).- Redonda
- d).- Tipo de rosca:
 - d.1).- Gruesa
 - d.2).- Estandar
 - d.3).- Fina

Para fines de este trabajo, trataremos principalmente con los tornillos estructurales de alta resistencia b.2 de las siguientes características.-

a.2, c.2, d.2, que son los más usuales en las construcciones atornilladas



DIAMETRO		K	
CM.	PULG.	CM.	PULG.
0.63	1/4	1.11	7/16
0.79	3/16	1.27	1/2
0.93	3/8	1.43	9/16
1.11	7/16	1.58	5/8
1.27	1/2	1.75	11/16
1.59	5/8	2.06	13/16
1.90	3/4	2.54	1
2.22	7/8	2.86	1 1/8
2.54	1	3.17	1 1/8
2.85	1 1/8	3.65	1 7/16
3.17	1 1/4	3.97	1 9/16

NOTA: AGREGAR 3/16" POR CADA ROLDANA PLANA. AGREGAR 5/16" POR CADA ROLDANA BISELADA.

K= LONGITUD POR AGREGAR AL AGARRE PARA OBTENER LA LONGITUD TOTAL NECESARIA.

FIGURA 2.1

El uso de los tornillos ASTM A-307 se tratará muy superficialmente, ya que en esencia revisten características de resistencia y comportamiento semejante a las de los remaches ASTM A-141 ó A-502 insertar.

Las tablas 2.1., 2.2 y 2.3 muestran las propiedades mecánicas de los tornillos estructurales.

Se define la "carga de prueba" (proof load) para los tornillos de alta resistencia, como la carga máxima que el tornillo puede soportar sin dejar evidencia de una deformación permanente en el después de que ésta desaparezca.

Cuando se discute el comportamiento de los tornillos se utiliza el término "carga" más que el término "esfuerzo", ya que las cuerdas afectan considerablemente sus resultados, y su influencia no guarda proporcionalidad alguna ni con el diámetro del tornillo ni con el área del vástago. La mejor correlación entre la resistencia de cedencia y la resistencia última del material de un tornillo y el comportamiento estático de las partes -- roscadas del mismo en el que se obtiene multiplicando las propiedades del material por el área definida como "área de esfuerzo" (stress área) y da da por la fórmula:

$$A_s = \frac{\pi D^2}{4} \cdot \frac{0.9743}{n} \quad \text{--- --- --- --- --- (1)}$$

Donde:

D = diámetro mayor del tornillo (en centímetro o en pulgadas).

n = número de cuerdas por pulgada

Para el caso de las cuerdas de roscado grueso, en los diámetros usuales -- de 3/4 pulgadas a 1 1/2 pulgadas (19 mm. a 38 mm.), A_s es un 80 a 75 % -- del área total del vástago y como un 10% mayor que el área mínima del tornillo, en la raíz de la cuerda.

La fórmula 1 proporciona un área empírica dada por el diámetro promedio --

PROPIEDADES ESTRUCTURALES DE LOS TORNILLOS

DIAM. EN PUL.	AREA DE ESFUER- ZO CM ²	A-307 GRADO-A		A-325		A-354 GRADO BC			A-490		
		CARGA DE TENS. Kg ^a	CARGA DE TEN- SION ^b Kg ^b	CARGA DE PRUEBA Kg ^c		CARGA DE TEN- SION Kg ^e	CARGA DE PRUEBA Kg ^g		CARGA DE TEN- SION ^h Kg ^h	CARGA DE PRUEBA Kg ^j	
				MEDIDA DE LONG. c	LIMITE DE FUECENCIA d		MEDIDA DE LONG. f	LIMITE DE FUECENCIA g		MEDIDA DE LONG. i	LIMITE DE FUECENCIA j
5/8	0.45	5652	12303	8717	9035	12826	10783	11191	15391	12303	12826
3/4	0.95	8331	18205	12834	13348	18955	15913	16526	22745	18205	18955
7/8	1.79	11532	24130	16367	16980	26219	22019	22859	31462	25174	26219
1	3.07	15141	31644	21452	22292	34391	28897	29987	41269	33006	34391
1 1/8	4.89	19045	36365	25628	26672	43312	36365	37750	51960	41564	43312
1 1/4	7.67	24138	46172	32552	33868	55002	46195	47942	65989	52709	55002

a.- basado en 3870 Kg/cm²

b.- basado en 8444 Kg/cm² para 5/8" y 3/4"; 8092 Kg/cm² para 7/8" y 1"; 7389 Kg/cm² para 1 1/8" y 1 1/4"

c.- basado en 5981 Kg/cm² para 5/8" y 3/4"; 5489 para 7/8" y 1"; 5207 para 1 1/8" y 1 1/4"

d.- basado en 6193 Kg/cm² para 5/8" y 3/4"; 5700 para 7/8" y 1"; 5418 para 1 1/8" y 1 1/4"

e.- basado en 8796 Kg/cm²

f.- basado en 7389 Kg/cm²

g.- basado en 7670 Kg/cm²

h.- basado en 10555 Kg/cm²

i.- basado en 8444 Kg/cm²

j.- basado en 8796 Kg/cm²

ESFUERZOS PERMISIBLES* (K_g/cm^2) PARA TORNILLOS ESTRUCTURALES DE ALTA RESISTENCIA SEGUN EL (RCRBSJ)				
CONDICION	A-325		A-490	
	PUNTES	EDIFICIOS	PUNTES	EDIFICIOS
TENSION	2530	2810	3375 ⁺⁺	3800 ⁺⁺
CORTE, CONEXION TIPO FRICCION	950	1050	1265	1400
CORTE, CONEXION TIPO APLASTAMIENTO CON LA ROSCA EN EL PLANO DE CORTE	950	1050	1400	1580
PLANO DE CORTE FUERA DE LA ROSCA	1400	1550	2040	2250
APLASTAMIENTO *	$1.22 F_y$	$1.35 F_y$	$1.22 F_y$	$1.35 F_y$

* EN EL AREA DEL CUERPO DEL TORNILLO SIN ROSCA (AREA NOMINAL)

‡ CARGA ESTATICA UNICAMENTE

* F_y = ESFUERZO DE FLUENCIA O RESISTENCIA MAS BAJA DEL MATERIAL CONECTADO, EL ESFUERZO DE APLASTAMIENTO NO DEBE EXCEDER LA RESISTENCIA MINIMA A LA TENSION DEL MATERIAL CONECTADO

TABLA 2.2

ESFUERZOS PERMISIBLES* (K_g/cm^2) PARA TORNILLOS ESTRUCTURALES DE ALTA RESISTENCIA					
CONDICION	A-325			A-490	
	AISC†	AASHTO	AREA	AISC	AREA
TENSION	2810	2530	2530	3800	2630
CORTANTE, CONEXION TIPO ERICCIÓN	1050	950	...	1400	
CORTANTE, CONEXION TIPO APLASTAMIENTO CON LA SECCION DE CORTE EN LA ROSCA	1050	††	...	1580	
CON LA SECCION DE CORTE FUERA DE LA ROSCA	1550	1400	1400	2250	1900
APLASTAMIENTO*	1.35F _y **	2810	...	1.35F _y **	1900

* EN EL AREA DEL VASTAGO SIN ROSCA (AREA NOMINAL)

† APLICABLES A TORNILLOS A-449

‡ ESTE TIPO DE CONEXION NO SE PERMITE

* NO SE CONSIDERA EN CONEXIONES TIPO ERICCIÓN

** ESFUERZO DE FLUENCIA DEL MATERIAL CONECTADO DE MAS BAJA RESISTENCIA

TABLA 2.3

entre el diámetro menor del tornillo en la raíz de la cuerda, y el diámetro del "paso" de la cuerda, la cual dá resultado bastante aceptables tanto para la rosca estandar UNC como para la rosca gruesa NC.

Las prácticas de diseño actuales del AISC basan sus cálculos en el diámetro mayor del tornillo para simplificar procedimientos, para lo cual ajusta los valores de los esfuerzos permisibles de tal modo que tomen en cuenta los efectos de la cuerda de la parte roscada del tornillo.

Para los tornillos y partes roscadas de acero tipo ASTM A-307, las especificaciones establecen un esfuerzo admisible de tensión $f_a = 0.4 f_y$ en el área total del tornillo. Considerando que el área en la raíz de la cuerda es del orden de un 70 % del área total del vástago, este esfuerzo se transforma aproximadamente en la $f_a = 0.6 f_y$ aplicado al área en la raíz de la cuerda. Para balancear en cierta forma los posibles efectos desfavorables de las concentraciones de esfuerzos en las cuerdas contra la reserva de resistencia que se sabe existe en las partes roscadas se ha establecido una área A_s ficticia fórmula No. 1 que compensa todo lo anterior y dá resultados muy próximos a los reportados por las pruebas.

Para el caso de los tornillos ASTM A-325, las especificaciones establecen requisitos bastantes diferentes. Dada la naturaleza del proceso de manufactura, el esfuerzo mínimo de Fluencia a la tensión f_y varía con el tamaño del diámetro del tornillo de 6,190 a 5,415 Kg/cm² ver nota de la tabla 2.1, mientras que el esfuerzo último de tensión varía de 8,440 a 7,380 -- Kg/cm² ver nota b de la tabla 2.1, esfuerzos ambos referidos al área de esfuerzos A_s .

El esfuerzo permisible a la tensión que establece el AISC sobre el área total es de 2,810 Kg/cm², implicando con ello un esfuerzo permisible de tensión de aproximadamente 3,725 Kg/cm² sobre el área de esfuerzo y un factor de seguridad nominal del orden de 1.4 con respecto al esfuerzo mínimo de cedencia del material que es de 5,415 Kg/cm².

Lo anterior representa un factor de seguridad menor que, el que el AISC -

utiliza para la tensión y que es de 1.67 y mayor también que el que se implica al establecer el esfuerzo de trabajo de los tornillos ordinarios en $0.4 f_y$.

La justificación para este aparente bajo factor de seguridad se fundamenta en la manera en que los tornillos de alta resistencia utilizan en la práctica, con una precarga de tensión considerable, la cual origina una compleja interacción entre las fuerzas inducidas en el tornillo por virtud del aprieto inicial y las fuerzas exteriores a las que el tornillo se ve sometido cuando se aplica la carga de trabajo. Por lo tanto, se puede decir que el esfuerzo establecido es solamente un valor índice que se ha visto provee un adecuado margen de seguridad consistente con el que opera en otros miembros a tensión.

Todo lo anterior presupone que las tuercas son capaces de desarrollar la resistencia total del elemento roscado.

Discutiendo un poco más a fondo la llamada "carga de prueba" podemos ver cómo se mide físicamente la carga de prueba de un tornillo.

Se puede medir por dos maneras. Una consiste en utilizar un calibrador de tensión, y la otra es base en la curva carga-alargamiento del tornillo, figura 2.2, establecer el punto de la curva en el cual se tenga una deformación permanente del 0.2 %, de manera semejante a como se mide el f_y por el método del defasaje. Ver figura. La carga medida como lo indica esta última forma es solamente ligeramente superior a la verdadera carga de prueba y por lo tanto, es una excelente aproximación para definir el límite elástico del material del tornillo.

La tabla 2.1 muestra la carga mínima de los dos métodos. En la figura 2.2 aparece la gráfica carga-alargamiento de un tornillo de 22 mm. de diámetro, A-325, en donde se indica claramente la curva que dibuja el comportamiento bajo tensión directa y el del comportamiento bajo tensión producido por el aprieto de la tuerca.

CURVA DE CARGA VS. ALARGAMIENTO PARA TORNILLOS A-325

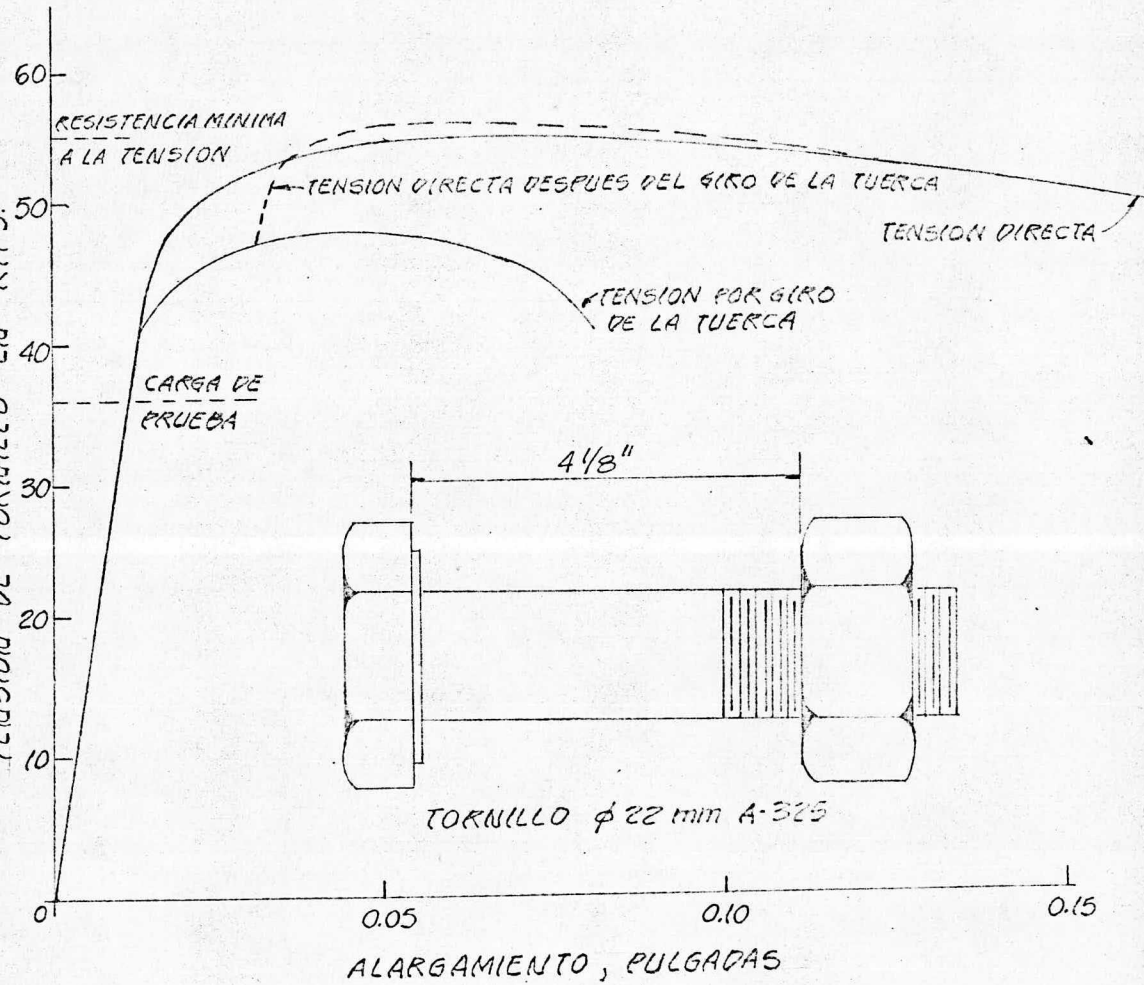


FIGURA 2.2

Las propiedades mecánicas se establecen por lo general con base en la curva de tensión directa, ya que la torsión que induce el apriete de la tuerca, reduce considerablemente la carga última del tornillo por motivo del estado combinado de esfuerzos de tensión y de torsión. (del orden de 5 al 30 % de reducción). Figura 2.2.

Después de instalado el tornillo mediante el apriete de la tuerca se le puede aplicar tensión directa y su comportamiento permite que se alcance una carga última semejante, sino que es ligeramente superior a la carga última bajo tensión directa línea punteada, lo cual parece ser válido para diferentes cantidades de la precarga de tensión.

Para terminar con este primer tema de los tornillos de alta resistencia, hablemos un poco de su apariencia física en sí, de su manufactura y de sus dimensiones principales.

Como sabemos, los dos tipos básicos de los tornillos de Alta Resistencia son los designados bajo las normas ASTM A-325 y A-490. Ambos tipos tienen cabezas hexagonales pesadas y se utilizan en tuercas hexagonales pesadas.

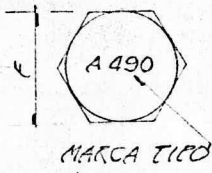
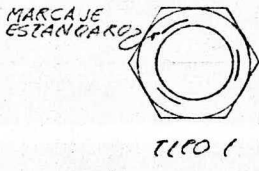
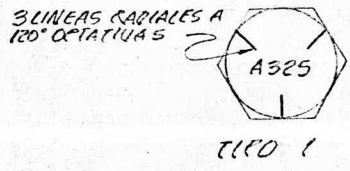
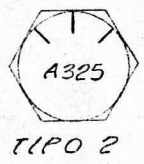
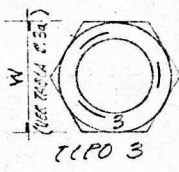
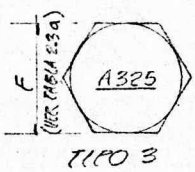
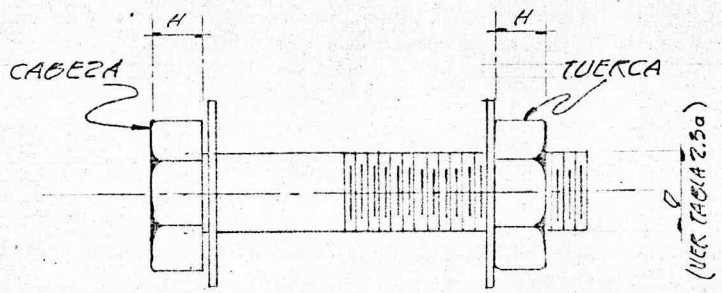
La longitud de sus cuerdas son menores que las de los tornillos estructurales normas y para otras aplicaciones.

Los tornillos A-325 se identifican como sigue: figura 2.3.

Tipo 1.- Marca en la cabeza del tornillo mostrando tres líneas diferentes radiales a 120° y la leyenda A-325.

Tipo 2.- Marca en la cabeza del tornillo mostrando tres líneas radiales a 60° con la leyenda A-325.

Tipo 3.- La marca en la cabeza del tornillo contiene solamente la leyenda A-325 subrayada y a opción del fabricante, el símbolo WR.



TORNILLO ASTM-A325

TORNILLO ASTM-A490

FIGURA 2.3

DIAMETRO NOMINAL	DIMENSIONES DE TORNILLO (mm)			DIMENSIONES DE TUERCA (mm)	
	CABEZA EXAGONAL PESADA			EXAGONAL PESADA	
	SECCION TRANSVERSAL F	ALTURA H	LONGITUD DE ROSCA	SECCION TRANSVERSAL W	ALTURA H
13	22	8	25	22	12
16	27	10	32	27	15
19	32	12	35	32	19
22	37	14	38	36	22
25	41	16	44	41	25
29	46	18	51	46	28
32	51	20	51	51	31
35	56	21	57	56	34
38	60	24	57	60	37

TABLA 2.3a

Las tuercas pesadas de los tornillos tipo 1 y 2 se marcan con tres líneas circunferenciales a 120° o bien con las marcas "D" o "DH", o también con el símbolo del fabricante seguido por la marca "2" o "2H".

Las tuercas pesadas para el tipo 3 se marcan con el número 3 en una de sus caras, con tres líneas circunferenciales a 120° o bien con el símbolo WR.

Todos los tornillos A-325 son tratados con calor y templados por inversión. El tipo 1 se produce de un acero con un mediano contenido de carbón. El tipo 2 se fabrica de un acero martensítico de bajo contenido de carbón y su diámetro máximo se limita a

El tornillo tipo 3 se produce con aceros con características intemperizables que les dá una capa protectora contra el intemperismo.

Para todos ellos se establecen dos niveles de resistencia dependiendo de su diámetro.

Los tornillos A-490 tienen la marca "A-490" en la cabeza, y sus tuercas se marcan ya sea con "2H" o "DH". Estos tornillos se producen de acero de aleación, requiriéndose mantener las propiedades de resistencia constantes para todos los diámetros hasta 1 1/2 pulgadas. Para diámetros mayores se requiere a los tornillos A-354 Grado BD, los cuales no se tratarán en estas notas por quedar fuera del alcance de este trabajo.

En las tablas 2.4 y 2.5 se indican los componentes de los tornillos A-325 y A-490 respectivamente.

Las figuras 2.4 y 2.5 ilustran el factor de seguridad actual para varios esfuerzos cortantes usando tornillos A 325 y A 490. Aún cuando el AISC-1969 tiene valores de 1540 Kg/cm² para tornillos A 325 y 2240 Kg/cm² para tornillos A 490 donde usa un factor de seguridad para conexiones cortas mayor de 3 y para conexiones largas hasta casi 2. El factor de seguridad ha dado funcionamiento satisfactorio para conexiones largas y es un valor compara-

tivo usado generalmente en el diseño de conexiones. Incrementando el valor básico de F_v a 2100 Kg/cm² y 2800 kg/cm² respectivamente ha sido reducido el factor de seguridad cerrándolo a 2 sobre casi 1270 mm. (50 pulgadas) - en la longitud de la junta. El AISC recomienda que el esfuerzo cortante -- sea reducido 20 % en conexiones tipo apoyo cuando ésta longitud sea excedi da.

COMP. QUIMICOS PARA TORNIL. TIPO 1 y 2, TUERCAS y BOND.						
ELEMENTO	COMPOSICION %					
	TORNILLOS TIPO 1	a		TUERCAS	BOLLANAS	
TORNILLOS TIPO 2					ENERGIADO Y TEMPLADO	CARBURIZADO
CARBONO:						
ANALISIS DE HORNADA	0.30 mín	0.15-0.23	—	—	b	
ANALISIS DE PRODUCTO	0.27 mín	0.13-0.25	—	—	—	
MANGANESO:						
ANALISIS DE HORNADA	0.50	0.70	—	—	1.00 máx	
ANALISIS DE PRODUCTO	0.47	0.67	—	—	1.00 máx	
FOSFORO:						
ANALISIS DE HORNADA	0.040	0.040	0.120	0.040	0.040	
ANALISIS DE PRODUCTO	0.048	0.048	0.128	0.050	0.050	
AZUFRE:						
ANALISIS DE HORNADA	0.050	0.050	0.23	0.050	0.050	
ANALISIS DE PRODUCTO	0.058	0.058	—	0.060	0.060	
BORO:						
ANALISIS DE HORNADA	—	0.0005	—	—	—	
ANALISIS DE PRODUCTO	—	0.0005	—	—	—	

a: Los tornillos tipo 2 serán completamente terminados con acero de grano fino.
b: El contenido de carburizado usado para fabricación de rondanas NO deberá exceder sobre 0.25% de carbono

TABLA 2.4

COMP. QUIMICOS PARA TORN. TIPO 3, TUERCAS Y RONDANAS

ELEMENTO	COMPOSICION %						
	TORNILLOS TIPO 3 ^a					^b TUERCAS	^b RONDANAS
	A	B	C	D	E	TIPO 3	TIPO 3
CARBONO:							
ANALISIS DE HORNADA	0.35-0.40	0.33-0.49	0.15-0.25	0.15-0.25	0.20-0.25	—	—
ANALISIS DE PRODUCTO	0.31-0.42	0.36-0.56	0.14-0.26	0.14-0.26	0.18-0.27	—	—
MANGANESO:							
ANALISIS DE HORNADA	0.90-1.20	0.70-0.90	0.80-1.55	0.40-1.20	0.60-1.0	—	—
ANALISIS DE PRODUCTO	0.86-1.24	0.67-0.93	0.76-1.39	0.86-1.24	0.56-1.04	—	—
FOSFORO:							
ANALISIS DE HORNADA	0.040 max	0.06-0.12	0.035 max	0.040 max	0.040 max	0.07-0.15	0.045 max
ANALISIS DE PRODUCTO	0.045 max	0.06-0.125	0.040 max	0.045 max	0.045 max	0.07-0.155	0.045 max
AZUFRE:							
ANALISIS DE HORNADA	0.050 max	0.050 max	0.040 max	0.050 max	0.040 max	0.050 max	0.050 max
ANALISIS DE PRODUCTO	0.055 max	0.055 max	0.045 max	0.055 max	0.045 max	0.055 max	0.055 max
SILICE:							
ANALISIS DE HORNADA	0.15-0.30	0.30-0.50	0.15-0.30	0.25-0.50	0.20-0.30	0.20-0.30	0.15-0.30
ANALISIS DE PRODUCTO	0.13-0.32	0.25-0.55	0.13-0.32	0.20-0.55	0.15-0.35	0.15-0.35	0.13-0.30
COBRE:							
ANALISIS DE HORNADA	0.25-0.45	0.20-0.40	0.20-0.50	0.30-0.50	0.25-0.55	0.25-0.55	0.25-0.55
ANALISIS DE PRODUCTO	0.22-0.48	0.17-0.43	0.17-0.53	0.27-0.53	0.22-0.58	0.22-0.58	0.22-0.55
NIQUEL:							
ANALISIS DE HORNADA	0.25-0.45	0.50-0.80	0.25-0.50	0.50-0.80	0.30-0.60	1.0 max	0.25-0.50
ANALISIS DE PRODUCTO	0.22-0.48	0.47-0.83	0.22-0.53	0.47-0.93	0.27-0.63	1.03 max	0.22-0.50
CIROMO							
ANALISIS DE HORNADA	0.35-0.45	0.50-0.75	0.30-0.50	0.50-1.0	0.60-0.90	0.30-1.25	0.45-0.75
ANALISIS DE PRODUCTO	0.42-0.68	0.47-0.83	0.27-0.53	0.45-1.05	0.55-0.95	0.25-1.30	0.42-0.75
VANADIO:							
ANALISIS DE HORNADA	—	—	0.20 min	—	—	—	—
ANALISIS DE PRODUCTO	—	—	0.01 min	—	—	—	—
MOLIBDENO:							
ANALISIS DE HORNADA	—	0.06 max	—	0.10 max	—	—	—
ANALISIS DE PRODUCTO	—	0.07 max	—	0.11 max	—	—	—
TITANIO:							
ANALISIS DE HORNADA	—	—	—	0.05 max	—	—	—
ANALISIS DE PRODUCTO	—	—	—	—	—	—	—

^a A, B, C, D, E Son las clases de material usado en familias tipo 3, la selección es opción del fabricante.

^b Las tuercas y rondanas se pueden fabricar de cualquier material de los enlistados.

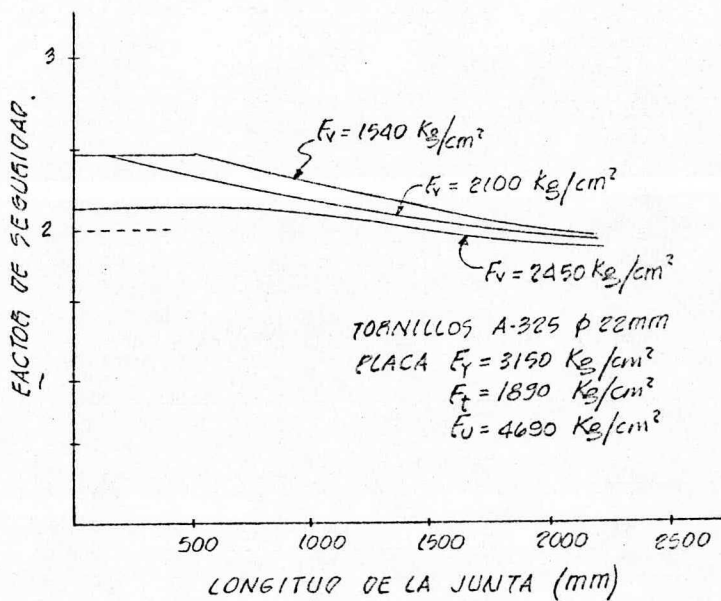
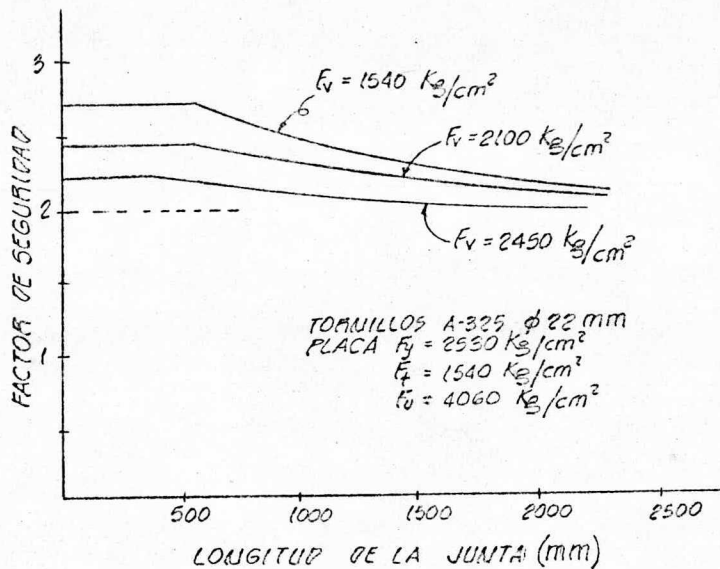


FIGURA 2.4

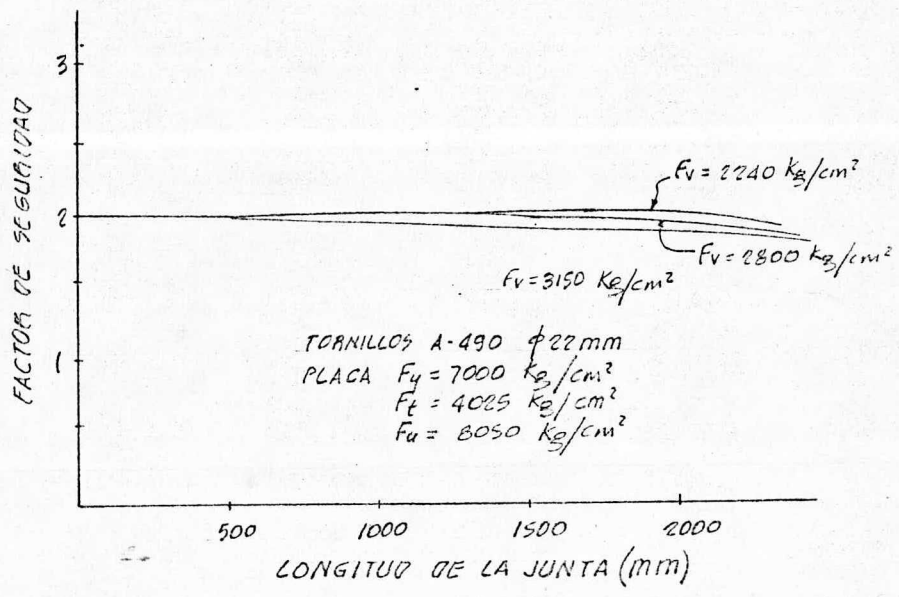
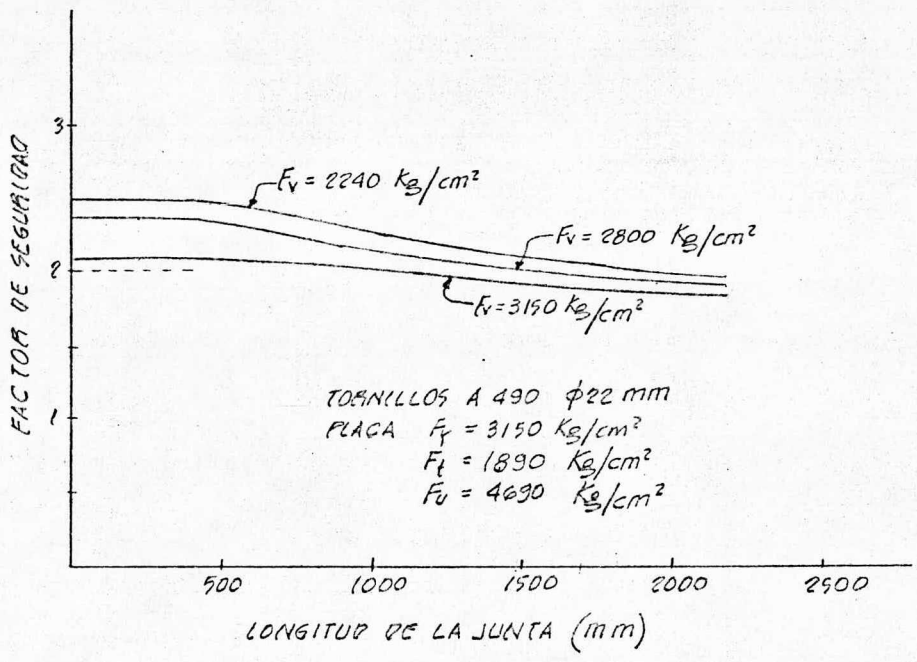


FIGURA 2.5

3.- CLASIFICACION DE LAS CONEXIONES.

3.1.- Las conexiones atornilladas se pueden clasificar bajo dos condiciones fundamentales, de acuerdo a la forma en la que trabaja el tornillo y de acuerdo al comportamiento idealizado de la conexión rigidez.

3.1.1.- Un tornillo trabaja fundamentalmente sometido a dos tipos de esfuerzos:

a) corte $\left\{ \begin{array}{l} \text{por fricción} \\ \text{aplastamiento} \end{array} \right.$

b) tensión

3.1.1.1.- CONEXIONES A CORTANTE POR FRICCIÓN.

En las conexiones a fricción, el esfuerzo cortante del tornillo es lo suficientemente pequeño para dar un margen de seguridad con respecto al deslizamiento de la junta. De esta manera la conexión transmite las cortantes producidos por las cargas de servicios mediante la fricción producida entre las superficies de contacto, la cual es producida por el apriete inicial de los tornillos. Para que ésta fricción sea producida, las superficies en contacto deben de estar libres de aceite, pintura, barniz o galvanizado. Las conexiones por fricción se recomiendan para juntas sujetas a inversión o en donde el deslizamiento de la junta no es deseable.

En las conexiones que se diseñan como conexiones de fricción, figura 3.1 se supone que su resistencia primaria se desarrolla como cortante en los tornillos en el plano potencial de deslizamiento entre las partes conectadas hasta que no se exceda sustancialmente la carga de diseño.

En realidad, la resistencia de las conexiones de fricción no se desarrollan como resistencia a cortante en los conectores, se desarrollará más bien, como el producto de la fuerza de sujeción producida al apretar los tornillos y el coeficiente de fricción entre las partes sujetas. Es deseable que esto se use en el diseño por factor de resistencia de carga, de una manera directa como parámetro de diseño, lo que producirá la siguiente ecuación:

$$P = \phi \mu \sum A_b F_y$$

Donde: ϕ = factor de rendimiento de 0.67 a 0.70.

μ = coeficiente de fricción multiplicado por el número de superficies de deslizamiento 0.35.

$\sum A_b F_y$ = fuerza total de agarre, expresada como la suma de todos los -- tornillos usados en la conexión.

En los tornillos de alta resistencia, se ha determinado mediante pruebas, que las superficies de contacto de metal con la costra de laminación sin oxidar, ofrecen la menor resistencia al deslizamiento entre cualquiera de las superficies sin pintar y que, en comparación con éstas, las superficies limpiadas y oxidadas posteriormente pueden suministrar hasta el doble de esa resistencia. El factor de seguridad contra el deslizamiento bajo cargas repetidas, indica el margen contra la condición en cual puede desarrollarse una resistencia reducida por fatiga. El factor de seguridad "n" contra el deslizamiento lo podemos calcular con la siguiente expresión:

$$n = \frac{0.35 \text{ (tensión mínima del tornillo)}}{\text{(esfuerzo permisible al cortante) (área nominal del tornillo)}}$$

En diseño de edificios se usa comunmente un factor $n = 1.65$ y en diseño de puentes, $n = 1.80$

De donde entonces, si el cortante de trabajo no excede a la fuerza P de fricción, no existirá deslizamiento y por lo tanto, el único esfuerzo en el tornillo será el producido por la tensión inicial T, figura 3.1.

3.1.1.2.- CORTANTE POR APLASTAMIENTO.

En las conexiones donde la resistencia de la junta se toma como una combinación de la resistencia a cortante del conector y el aplastamiento del material conectado contra el conector. Este tipo de comportamiento se desarrolla cuando ocurre suficiente deslizamiento para poner en contacto el

material conectado con el conector, figura 3.2. Cabe mencionar, que este tipo de esfuerzos se tomarán en cuenta para el diseño de la conexión sólo cuando el diseñador desee dicho comportamiento de ella, ya que no es recomendable su uso para puntos donde la estructura se considera continua.

Como para este tipo de conexiones, el cortante del conector es parte de la resistencia en el análisis de la conexión de aplastamiento, el área reducida para cortante de que se disponga cuando la rosca este en cualquiera de los planos de deslizamiento requiere una reducción de las cargas de diseño. En la práctica, la presencia de la rosca en el plano de corte dará por resultado un esfuerzo permisible de diseño más bajo, para el cortante en el sujetador.

Los esfuerzos de aplastamiento están determinados por:

$$f_p = \frac{P}{\sum t d} \leq 1.35 F_y$$

donde:

F_y = Esfuerzo de fluencia del material conectado.

d = diámetro del tornillo.

t = espesor de la placa conectada.

El esfuerzo cortante en los sujetadores estará dado por:

$$f_v = \frac{4 P}{\pi d^2} \leq F_v = 0.30 f_y$$

donde: F_y = esfuerzo de fluencia del material conectado.

d = diámetro nominal del tornillo.

Si los esfuerzos anteriores se expresan en función de los esfuerzos permisibles de tensión (F_t), para la misma calidad de acero de los elementos conectados se tiene:

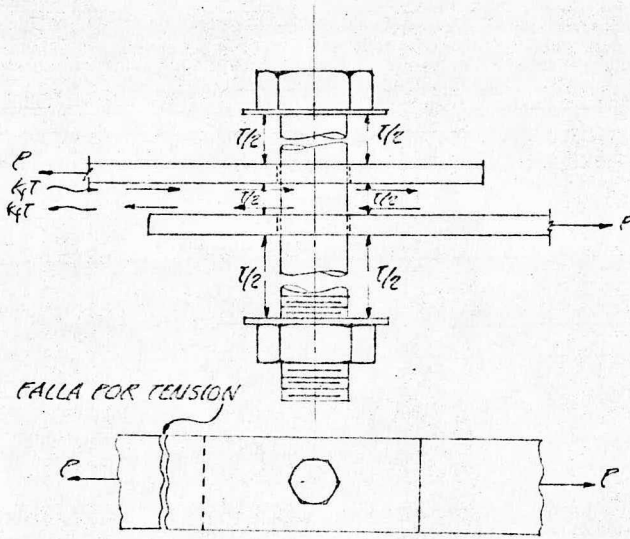


FIGURA 3.1

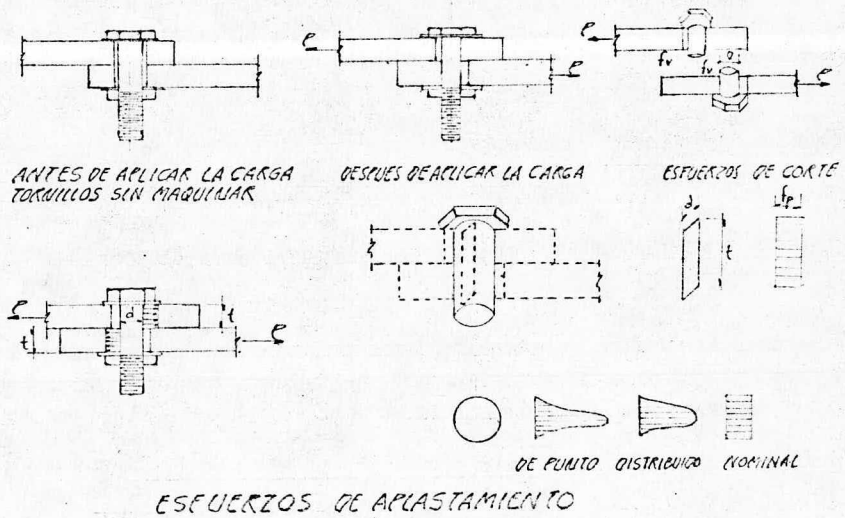


FIGURA 3.2

$$F_t = 0.6 F_y$$

$$F_p = 2.25 F_t$$

$$F_v = 0.5 F_t$$

Debido a que el esfuerzo de fluencia es menor que el del conector, los esfuerzos de aplastamiento son puestos en función del primero, esto es porque el vástago del perno está confiado en el agujero y si es inferior el del material conectado, éste comienza a fluir primero. Si el material conectado fluye, la conexión es dañada permanente como consecuencia de esfuerzos locales muy altos.

Tomando en cuenta que la falla pueda ocurrir tanto en el conector como en el material conectado, ésta puede ser:

En el perno, solamente en corte cuando $f_v < F_v$, y en la placa puede ser de tres tipos, figura 3.3.

a) por tensión.

b) por aplastamiento (si $f_p > F_p$).

c) por desgarramiento, que sucede cuando el agujero está muy cerca al extremo de la placa y en la dirección de la fuerza.

Cuando el vástago entra en contacto con la cara del agujero, se producen en éste altas contracciones de esfuerzos, que aumentan proporcionalmente con la diferencia entre el radio del agujero y el perno.

Los esfuerzos de corte en la placa son proporcionales a la diferencia de los esfuerzos de tensión y generalmente tienen su valor máximo en ángulos de 30° a 40° que se forman con respecto al eje de la barra ocurriendo la fluencia plástica en estas direcciones. Si la resistencia al corte es mayor, entonces la placa fluye plásticamente y el agujero es alargado y posteriormente ocurre la falla por desgarramiento. Para evitar tanto la falla por aplastamiento como por desgarramiento, se debe cumplir que:

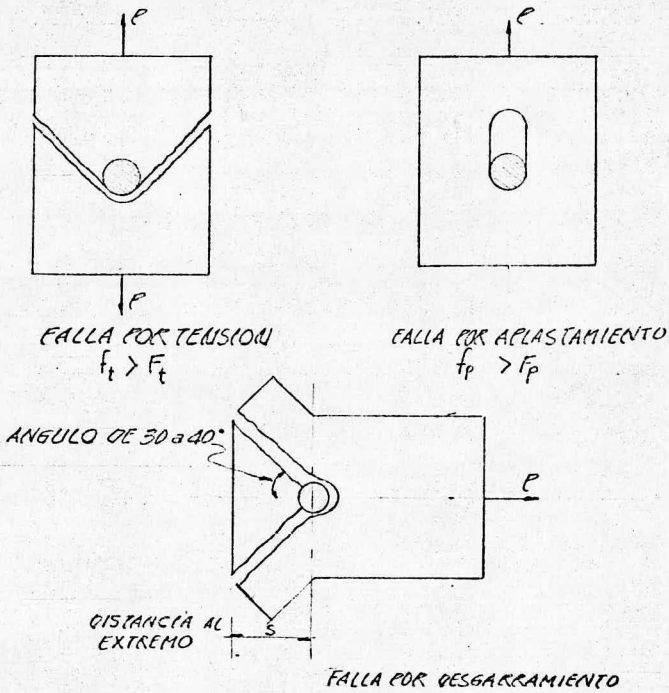


FIGURA 3.3

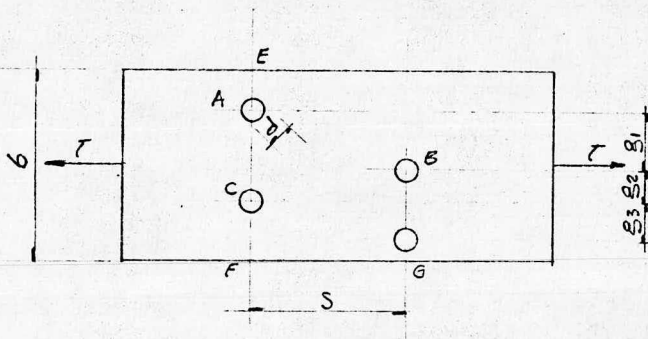


FIGURA 3.4

Diámetro del remache o tornillo (mm.)	Distancia mínima al canto para agujeros punzonados taladrados o rimados en mm.	
	A un canto recortado	Encantos laminados de placas, perfiles, barras o cantos cortados conoplete **
13	22	19
16	29	22
19	32	25
22	38*	29
25	44	32
29	51	38
32	57	41

* Pueden reducirse a 22 mm en los extremos de ángulos de conexión para vigas

** A todas las distancias en esta columna pueden reducirse a 22 mm cuando el agujero está localizado en un punto donde el esfuerzo no excede el 25% del esfuerzo permitido por el elemento

TABLA 3.1

$$F_p \times d \times t = 2 F_v \times S \times t$$

Donde:

F_p = esfuerzo permisible al aplastamiento del área proyectada del tornillo = $1.35 F_y$

d = diámetro del agujero.

t = espesor de la placa.

F_v = esfuerzo permisible al corte en la placa = $0.4 F_y$

S = Distancia del centro del agujero al borde de la placa en dirección de la fuerza.

de donde:

$$1.35 F_y dt = 2 st (0.4 F_y)$$

$$S = 1.7d \text{ o mayor}$$

o bien: $S = 0.375 Ab/t$

donde Ab = área de la sección transversal del vástago del tornillo. Para mayor facilidad y rapidez en el diseño de conexiones, estas distancias se dan en la tabla 3.1

Como se vió anteriormente en las conexiones de fricción o aplastamiento implica el uso de un esfuerzo cortante permisible. Este valor es mucho más baja para las de fricción, puesto que no es deseable ningún deslizamiento de la junta, además de diseñarse para cortante, para esfuerzos de tensión en la sección neta deberán revisarse para aplastamiento del material conectado contra el conector.

3.1.1.3.- EFECTOS DEL AREA NETA Y AGUJEROS.

El área neta es el área transversal de un elemento, sometida a esfuerzos y reducida por los agujeros para los conectores. El área para cualquier agujero,-

se considera rectangular siendo un lado el espesor del elemento conectado y el otro, el diámetro del agujero. Para fines de cálculo el diámetro del agujero se considera 1/16 pulgadas ó 1/8 pulgadas mayor que el del tornillo, dependiendo del tipo de estructura.

$$A_n = A_t - \sum dt$$

Si los agujeros están colocados en diagonal o en zig-zag, se deberán estudiar todas las trayectorias posibles para determinar cuál de ellas tiene la longitud menor, la cual se utilizará en el cálculo del área neta.

La longitud neta de cada trayectoria se obtiene restando del ancho total de la placa la suma de los diámetros de todos los agujeros que se encuentran sobre la trayectoria que se estudia, y sumando para cada espacio entre agujeros la cantidad $S^2/4g$. Donde S es la separación longitudinal de centro a centro de agujeros y "g" es la separación transversal de centro a centro entre los mismos, figura 3.4.

De acuerdo con las especificaciones del AISC de 1978, debe considerarse el área efectiva A_e , igual al área neta afectada por un coeficiente que varía de 0.75 a 0.90, dependiendo de la forma de la sección y el número de conectores que intervienen en la conexión según se indica a continuación.

1.- En perfiles IPR o IPS con anchos de patín no menores que 2/3 del peralte, y "Tees" estructurales obtenidas de esos perfiles, suponiendo que la conexión se realiza en los patines y tiene no menos de 3 tornillos por línea en dirección del esfuerzo ----- $C_t = 0.90$

2.- En perfiles IPR o IPS que no cumplan con las condiciones del párrafo anterior, "Tees" estructurales obtenidas de esos perfiles y todos los otros perfiles incluyendo secciones suponiendo que la conexión tiene no menos de 3 tornillos por línea en dirección del esfuerzo ----- $C_t = 0.85$

3.- Todos los miembros cuyas conexiones tengan solo 2 tornillos por línea en la dirección del esfuerzo ----- $C_t = 0.75$

EFECTO DE LOS AGUJEROS.

Mediante experimentos realizados que han servido para verificar estudios, se ha observado que en la superficie interior del agujero en el eje de una placa sometida a tensión axial, la longitud de los esfuerzos es casi tres veces mayor comparada con la que se presentaría si el agujero no existiese.

Considerando que el ancho de la placa no debe ser menor que cuatro veces el diámetro del agujero, la distribución teórica de esfuerzos en la sección está dada por:

$$\sigma = \sigma_1 \left[1 + \frac{1}{2} \left(\frac{r}{x} \right)^2 + \frac{3}{2} \left(\frac{r}{x} \right)^4 \right]$$

σ = esfuerzo en la placa, a una distancia "x"

σ_1 = esfuerzo que existiría si no hubiera agujero.

$$\sigma_1 = \frac{P}{A}$$

r = radio del agujero.

x = distancia del centro del agujero a cualquier punto de la sección transversal de la placa, Figura 3.5.

La ecuación anterior es válida solamente si los esfuerzos en la superficie interior del agujero no exceden el límite de fluencia del material y la distribución de esfuerzos depende de la curva esfuerzo-deformación.

3.1.2.- TENSION DE LOS TORNILLOS

La carga de tensión en una junta atornillada, figura 3.6 se transmite por medio de esfuerzos de tensión en el tornillo y la sección crítica es la raíz de la rosca. En esta sección no solamente el área es menor, si no que existe, también, una alta concentración de esfuerzos, lo cual significa que, si no se ha sobrepasado el límite elástico del material, el esfuerzo máximo real es mucho mayor que el esfuerzo promedio. Bajo cargas grandes, el material de la raíz fluye y la distribución de esfuerzos se hace más uniforme, de modo que la resistencia última del tornillo no es afectada materialmente por la

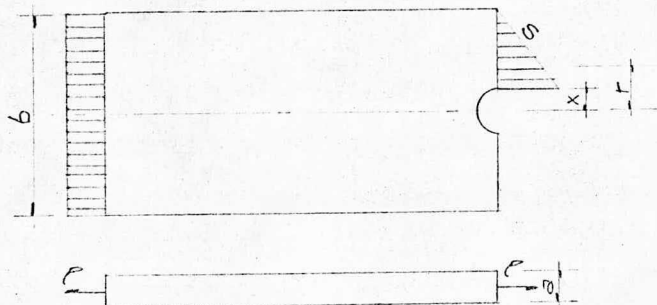


FIGURA 3.5

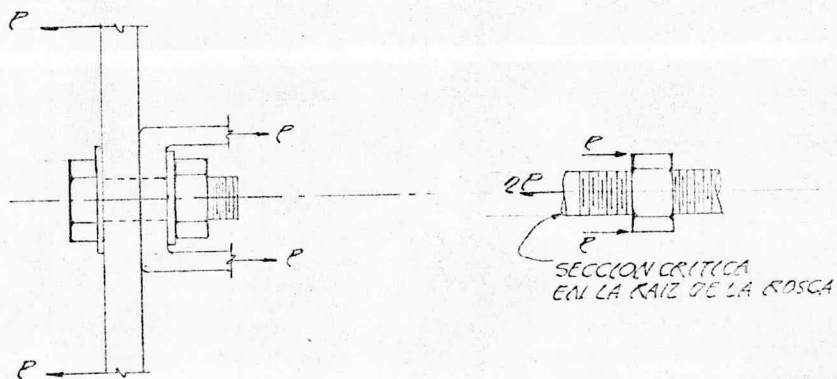


FIGURA 3.6

concentración de esfuerzos. Bajo una carga de tensión pura no existe distinción entre el comportamiento de un tornillo sin maquinar y el de uno maquinado.

Debe señalarse que la resistencia de un tornillo a tensión puede quedar determinada a veces por la resistencia a barrerse que presentan las cuerdas del mismo. Aunque existen muy pocas evidencias teóricas o experimentales -- que permitan una predicción racional de esta resistencia, el método comúnmente usado es el de suponer que el barrimiento tiene lugar en la superficie cilíndrica entre las raíces de las cuerdas, y que el esfuerzo cortante está distribuido uniformemente sobre la superficie de las cuerdas que quedan dentro de la tuerca. Los tornillos estructurales tienen usualmente una longitud roscada dentro de la tuerca, suficiente para asegurar el desarrollo completo de la resistencia a la tensión, antes de que puedan barrerse las cuerdas. Por esto, ocasionalmente se consideran estos esfuerzos cortantes.

3.1.2.1.- TENSION PURA

Tomando como ejemplo una junta traslapada en la que las placas están unidas con un tornillo, se analizarán los estados inicial y final en que se encuentra el sujetador, antes y después de aplicar una fuerza externa "P", figura 3.7.

El estado inicial de un sujetador está definido como el estado en que se encuentra al ser apretado o remachado sin que exista fuerza externa que produzca tensión en él. Se tratará de explicar este estado en una conexión con tornillos, pero en realidad también es válido para una conexión con remaches.

Cuando los tornillos son apretados las placas conectadas se comprimirán una cantidad igual a " ΔL_{ip} " (considerando un comportamiento elástico) y aplicando las Ley Hooke tenemos:

$$C_i = - K_p \Delta L_{ip}$$

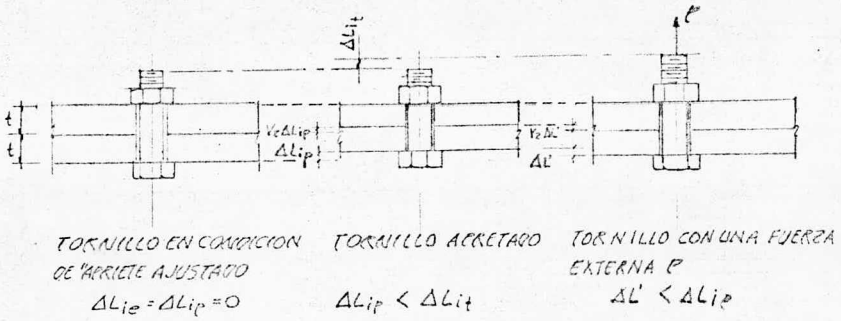


FIGURA 3.7

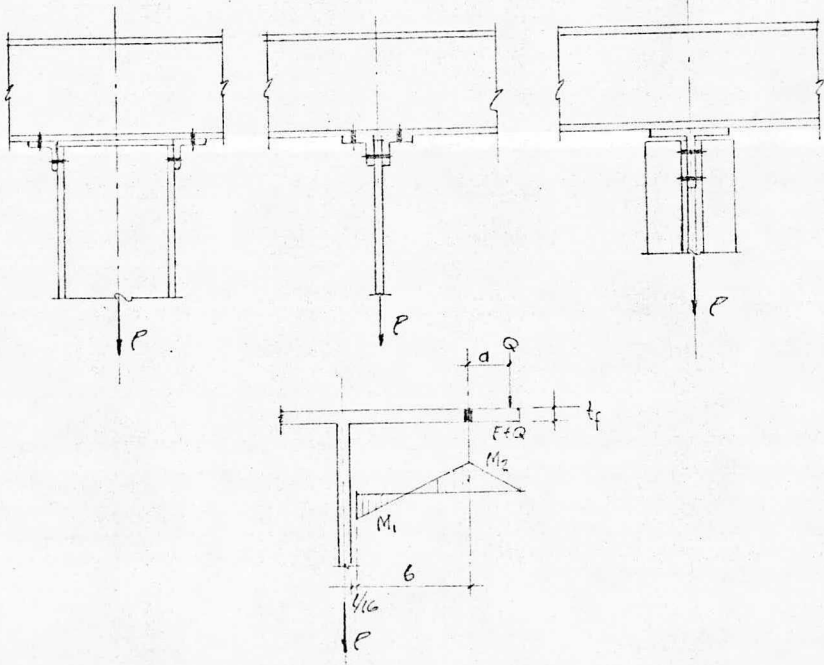


FIGURA 3.8

Donde:

C_i = fuerza que produce la deformación " ΔL_{ip} " en el espesor de las placas. El signo menos aparece debido que a la compresión se considera negativa.

K_p = constante de resortes (rigidéz) de las placas = AE/t .

ΔL_{ip} = deformación en las placas.

A = área efectiva de la placa que resiste la carga.

t = suma de espesores de las placas.

E = módulo de elasticidad del material.

La deformación " ΔL_{ip} ", realmente reduce el esfuerzo de torsión en la tuerca produciéndose un alargamiento en el tornillo, denominado " ΔL_{ip} ", que siempre es mayor que " ΔL_{ip} ". De la misma manera que para las placas, la fuerza de tensión en los tornillos queda definida como:

$$T_i = K_t \Delta L_{ip}$$

Donde:

K_t = constante de resorte (rigidéz) de los tornillos = AE/t .

En el estado inicial, cuando no son aplicadas otras fuerzas exteriores, por equilibrio se tiene:

$$C_i + T_i = 0 \text{ -----(a)}$$

La fuerza " C_i " actúa en un área efectiva de las placas mucho mayor (casi 3 veces el diámetro del tornillo) que el área del tornillo, en el que actúa la fuerza " T_i ", por lo tanto es lógico que para materiales con las mismas propiedades elásticas, las constantes de resorte sean proporcionales a las áreas de las secciones transversales.

$$K_p \gg K_t \text{ o bien } \left(\frac{AE}{t} \right)_p \gg \left(\frac{AE}{t} \right)_t$$

$$Y \quad \Delta L_{ip} \ll \Delta L_{ip}$$

En el estado final, se considera que una fuerza externa de tensión, P, es aplicada y por lo tanto las placas y el perno se dilatan, si esta dilatación se menor que la reducción de las placas, " ΔL_{ip} ", el alargamiento " ΔL " es igual tanto para las placas como para el perno, quedando las placas -- con una compresión igual a:

$$C \text{ final} = C_i + \Delta_c \text{ -----(b)}$$

Donde:

Δ_c = disminución de la deformación por compresión.

La nueva fuerza de tensión en el perno será:

$$T \text{ final} = T_i + \Delta_t \text{ -----(c)}$$

Siendo mayor que la fuerza de tensión inicial en el perno, T_i , para el incremento, " Δ_t ", no es igual a la fuerza externa "P" aplicada. Por lo tanto, planteando el equilibrio tenemos:

$$T \text{ final} + C \text{ final} = P$$

Despejando de las ecuaciones (b) y (c) los valores de C_i y T_i respectivamente y sustituyéndolas en la ecuación (a).

$$C_i = C \text{ final} - \Delta_c$$

$$T_i = T \text{ final} - \Delta_t$$

$$T \text{ final} - \Delta t + C \text{ final} - \Delta c = 0$$

$$P - (\Delta t + \Delta c) = 0$$

$$P = (\Delta t + \Delta c) \text{ -----(d)}$$

de la relación:

$$\Delta L = \frac{\Delta t}{K_t} = \frac{\Delta c}{K_p}$$

$$\Delta c = \frac{\Delta t K_p}{K_t}$$

Sustituyendo en la ecuación (d) el valor de " Δc ", se obtiene el incremento de la tensión en el tornillo.

$$\Delta t = \frac{P}{1 + \frac{K_p}{K_t}}$$

Para el mismo tipo de material, las constantes de resorte son proporcionales a las áreas de las secciones transversales (por elasticidad). Por lo tanto tenemos:

$$\Delta t = \frac{P}{1 + \frac{A_p}{A_t}}$$

De esta ecuación, A_p , puede ser tomada como el área de un círculo de diámetro 3 veces mayor que el diámetro del tornillo. En la práctica, a la relación de áreas es aceptable considerarla como 10, y por lo tanto:

$$\Delta t = \frac{P}{11} = 0.09 P$$

Aproximando se toma:

$$T = 0.10 P$$

Lo cual indica que el incremento de la tensión en el sujetador es aproximadamente un 10% de la carga externa aplicada.

Como se dijo en un principio, todo lo anterior es válido solamente mientras las placas están en contacto una con la otra, o mientras están en -- compresión.

Cuando la carga "P", es capaz de producir una dilatación en el tornillo - igual o mayor que la reducción " Δl_{ip} ", la cabeza del tornillo y las placas dejarán de estar en contacto y por lo tanto éstas últimas quedarán li bres de esfuerzos y el tornillo soportará toda la carga externa. Para remaches ésto sucede cuando la carga "P" es aproximadamente $1.1 T_i$, o cuando $P = T_i$. Como T_i produce esfuerzos cercanos al esfuerzo de fluencia en los remaches colocados en caliente, no debe permitirse que la carga "P" - exceda al punto de fluencia.

En los tornillos A-307, la fuerza de compresión en las placas es ligeramente menor a la tensión inicial, y cuando se usan tornillos de alta resistencia, la fuerza de tensión inicial es muy grande ya que son cargados en tensión directa y funcionan perfectamente.

Aunque todo lo anterior está basado en un caso idealizado, se ha visto -- que esta condición es más desfavorable que las condiciones reales.

En las conexiones tipo colgantes, figura 3.8, con tornillos de alta resistencia debe también considerarse un efecto por la excentricidad en la --- fuerza de tensión. Como la distribución real de esfuerzos es desconocido los efectos de esta acción, están basados en investigaciones y son expresados (Página 4-81-AISC) en forma de dos ecuaciones empíricas.

Para conexiones en que sean usados tornillos A-325:

$$Q = F \left[\frac{100 bd^2 - 18 wt_f^2}{70 ad^2 - 21 wt_f^2} \right]$$

Para conexiones con tornillos A-490:

$$Q = F \left[\frac{100 db^2 - 14 wt_f^2}{62 ad^2 - 21 wt_f^2} \right]$$

Donde:

Q = efecto por la acción de palanca, kg.

F = fuerza externa aplicada por tornillo = WP/2, kg.

W = longitud tributaria del patín correspondiente a cada uno de los tornillos, cm.

d = diámetro nominal del tornillo, cm.

a = distancia del eje del tornillo a la cara del patín, sin exceder $2t_f$, cm.

t_f = espesor del ángulo o patín de la sección "T", cm.

P = carga permisible en 2 ángulos o tres estructurales en kg/ml --- usando un esfuerzo máximo a tensión de 1900 kg/cm².

b = distancia desde el eje del tornillo a la cara más cercana del patín vertical del ángulo, o Tees estructurales menos 1/16 (b/2 es el brazo de palanca usado para determinar el momento).

3.1.2.2.- TENSION Y CORTE COMBINADOS.

Es común que en conexiones de vigas a columnas los tornillos o remaches queden expuestos a una combinación de esfuerzos de tensión y corte, pero generalmente para que esto suceda la carga externa deberá eliminar la re-

sistencia por fricción de la conexión. En conexiones como éstas, puede ser que además de existir la combinación de estos esfuerzos, se presenten también esfuerzos por aplastamiento, pero generalmente son despreciados.

Las pruebas han demostrado que la resistencia última de remaches y tornillos está definida por una curva de interacción elíptica como se muestra en la figura 3.9.

La fórmula general de interacción es la siguiente:

$$A \left(\frac{ftu}{Ftu} \right) + B \left(\frac{fvu}{Fvu} \right) \leq 1.0$$

Donde:

"Fvu" y "Ftu" son los esfuerzos de corte y tensión últimos y "fvu" y "ftu" son los esfuerzos últimos de cortante y tensión en la condición de falla. De acuerdo con las pruebas, es aceptable considerar $A = B = 1$ y $X = Y = 2$, por lo tanto si estos valores son sustituidos en la ecuación anterior y los esfuerzos últimos son considerados como esfuerzos permisibles, se tiene la siguiente ecuación:

$$\left(\frac{ft}{Ft} \right)^2 + \left(\frac{fv}{Fv} \right)^2 = 1.0$$

Donde:

"Ft" y "Fv" son los esfuerzos permisibles de tensión y cortante respectivamente y "fv" y "ft" son las componentes de tensión y corte respectivamente.

Las especificaciones AISC-1969 aproximan la relación de interacción por medio de 3 funciones lineales.

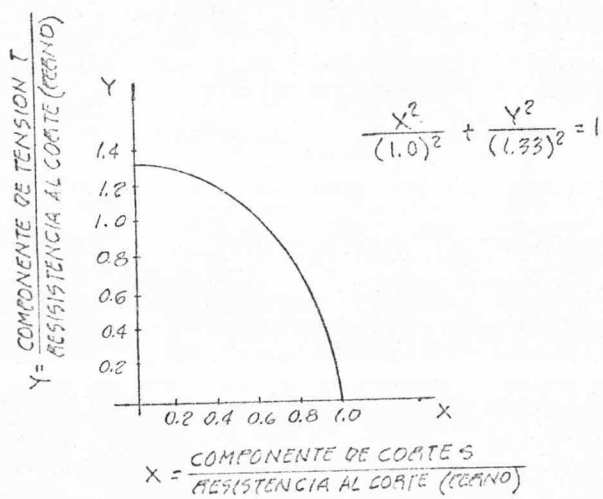


FIGURA 3.9

$$f_t = A - Bf_v, \quad f_t \leq F_t, \quad f_v \leq F_v$$

En la tabla 3.2 se dan los valores para A y B para diferentes tipos de tornillos.

3.2.- CLASIFICACION DE LAS CONEXIONES DE ACUERDO A SU REGIDEZ

De acuerdo a la regidez que una conexión pueda tener, o la capacidad de transmitir los momentos de empotramiento de un elemento a otro el AISC -- las divide en tres tipos:

TIPO 1.- CONEXION RIGIDA.- Esta conexión se emplea para transmitir las fuerzas y momentos de tal manera que los ángulos originales formados por los elementos conectados no sufran cambio alguno, formándose así una estructura continua. figuras 3.10 y 3.11.

TIPO 2.- CONEXION SIMPLE.- Es también llamada conexión a cortante, en ella no existe restricción alguna y aunque presentan cierta resistencia al momento, ésta es despreciable, considerándose capaces de transmitir fuerza cortante solamente, ya que los elementos conectados se encuentran en condiciones de girar bajo cualquier carga externa. Figuras 3.10 y 3.11.

TIPO 3.- CONEXION SEMIRIGIDA.- Usada cuando se trata de transmitir parcialmente el momento de un elemento a otro mediante una conexión semirígida, o parcialmente restringida, es decir, que debe tener una capacidad confiable para transmitir momento. Figuras 3.10 y 3.11.

Aunque en la práctica es difícil que una conexión se comporte completamente rígida o completamente flexible, es aceptable establecer una diferencia de acuerdo al porcentaje del momento desarrollado para rigidez completa o momento resistencia completo. De esta manera podemos decir que las conexiones simples desarrollan de 0 a 20% del momento, las semirígidas de

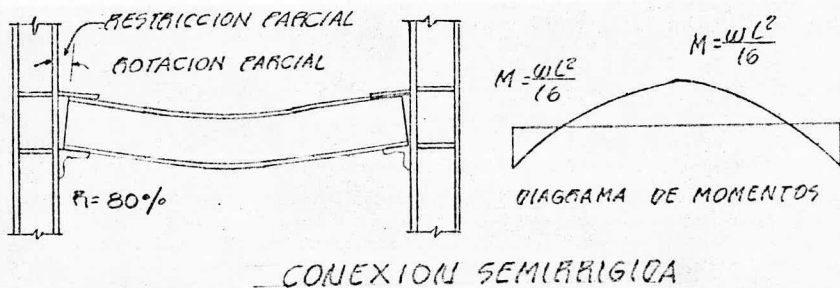
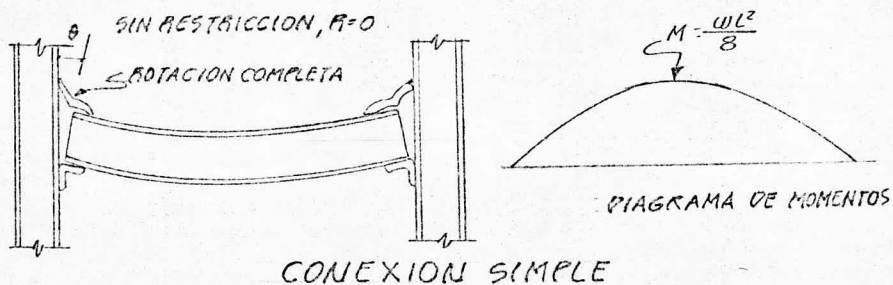
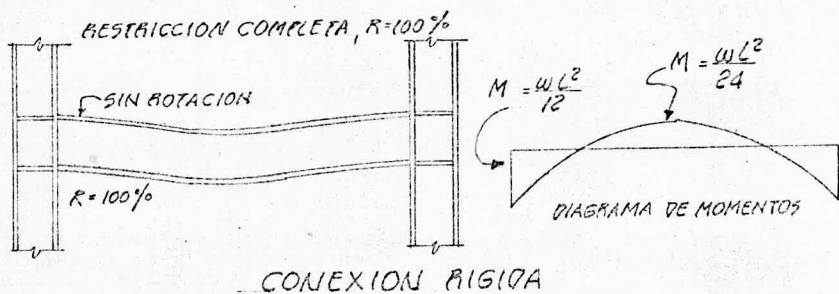
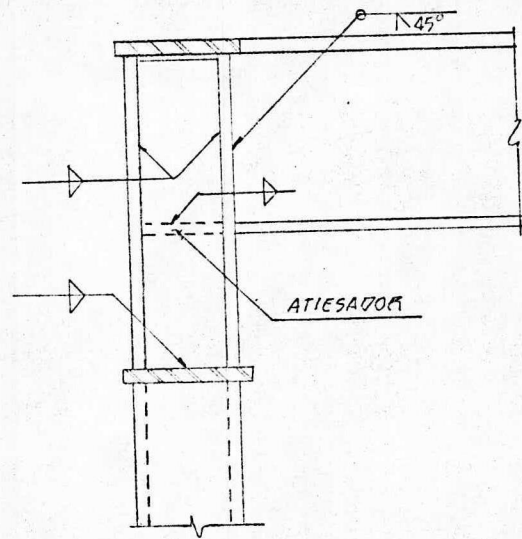
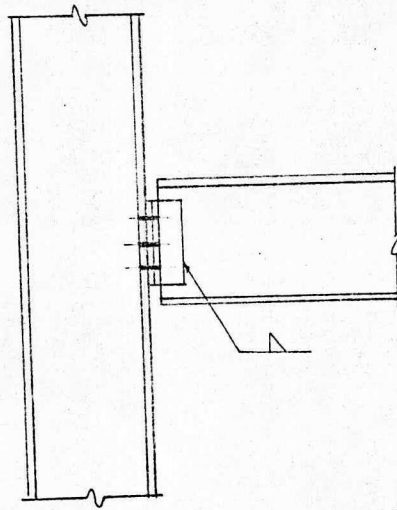


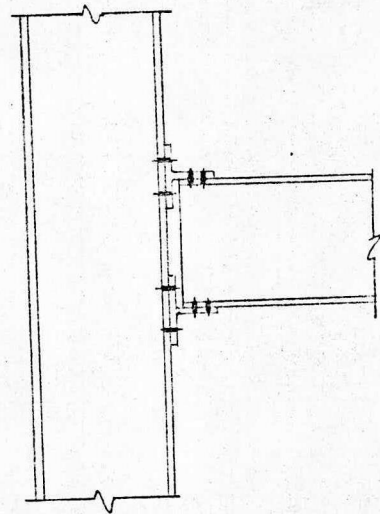
FIGURA 3.10



CONEXION RIGIDA



CONEXION SIMPLE



CONEXION SEMIRRIGIDA

FIGURA 3.11

20 a 80% y las rígidas del 80 a 100%.

En algunas estructuras puede ser recomendable utilizar tanto conexiones - simples como conexiones rígidas, y aunque también sean utilizadas las se mirígidas, éstas se analizan de una u otra forma y no como tales.

En los tipos 2 y 3 por las condiciones de giro las conexiones se pueden - hacer con remaches o tornillos, sin tener que emplear gran cantidad de és tos, ni placas de unión de grandes dimensiones.

En la figura 3.12 se muestran, en forma cualitativa las curvas momento-gi ro para diferentes tipos de conexiones atornilladas, variando desde la rí gida (D), hasta la menos rígida (A). La línea E relaciona el giro en el - extremo. En esa figura se puede ver que la conexión tipo A, prácticamente no puede transmitir momento flexionante, el cual resulta ser solo del orden de 25% del de empotramiento teórico.

En el primer tipo resulta más económico utilizar soldadura que remaches o tornillos ya que se requiere que trabaje la estructura como continua y -- por lo tanto sería necesario utilizar gran cantidad de éstos, además de - grandes placas de unión sin que por ello nos garanticen que esta estructu ra trabajará como continua.

3.3.- ACCIONES EN LAS CONEXIONES.

Los elementos mecánicos que deben existir y transmitir las conexiones son cuatro:

1).- FUERZA CORTANTE. En este caso los elementos conectados tienen - la fuerza aplicada axialmente. figura 3.13.

2).- MOMENTO TORSIONANTE Y FUERZA CORTANTE. Las conexiones que son - ejemplo de este caso con las ménsulas, conexiones de vigas en marcos y vi gas empalmadas. Figura 3.14.

3).- FUERZA DE TENSION. Esta se presenta en el vástago del remache o tornillo como se muestra en la figura 3.15.

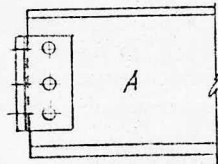
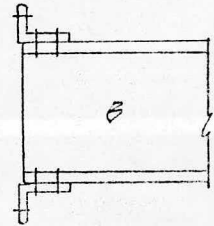
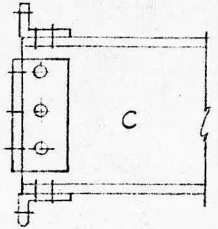
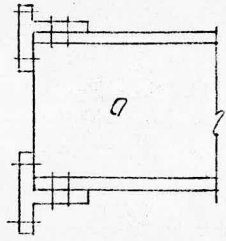
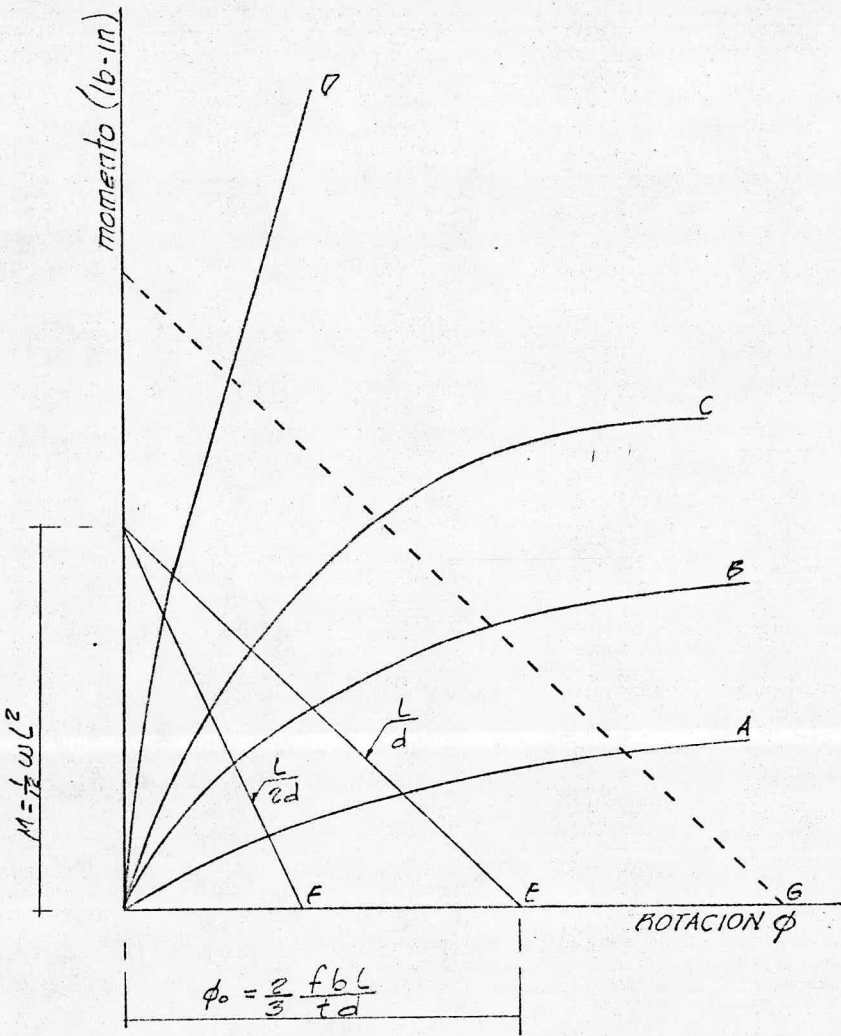


FIGURA 3.12

4).- COMBINACION DE FUERZA DE TENSION Y FUERZA CORTANTE. Estos efectos se presentan en conexiones de armaduras, de vigas a vigas, o de vigas de columnas, como la muestra la figura 3.16.

La fuerza que origina cualquiera de los efectos anteriores, puede ser estáticas o dinámicas.

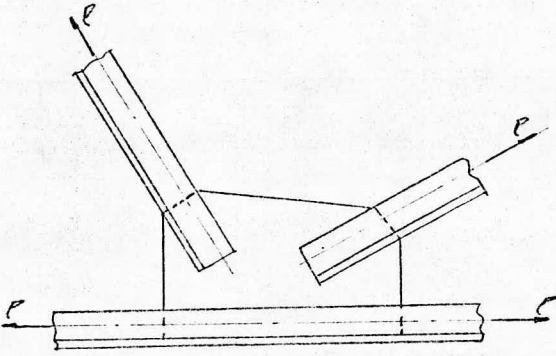


FIGURA 3.13

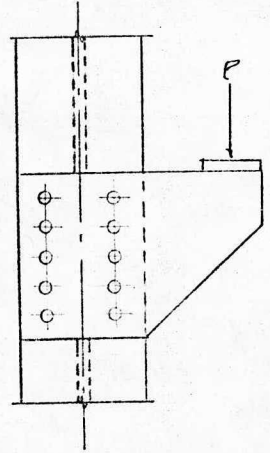


FIGURA 3.14

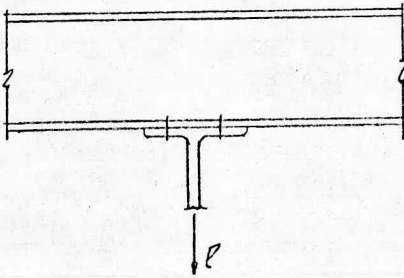


FIGURA 3.15

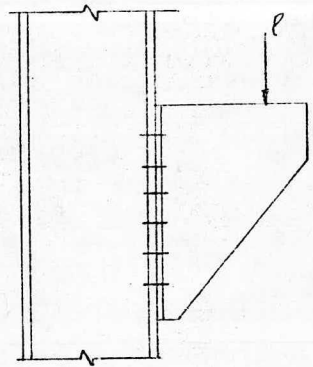


FIGURA 3.16

4.0.- CRITERIOS DE ANALISIS Y DISEÑO

El objetivo de este capítulo, es el estudiar los procedimientos que se emplean generalmente para el análisis y diseño de juntas atornilladas, que se pretenda tengan capacidad de transmisión de fuerzas axiales, -- fuerzas cortantes y momentos flexionantes simultaneamente; juntas que en un momento dado tienen una importancia radical dentro del comportamiento integral de la estructura, desde etapas comprendidas por debajo del límite elástico, hasta estados francamente fuera de el, en los que la ductilidad y la capacidad de absorción de energía del sistema estructural, y por consiguiente de todos los elementos que la constituyen, - incluyéndose dentro de estos a las conexiones.

En las juntas en las cuales exista momento flexionante, debemos aceptar la existencia de esfuerzos normales en los tornillos, los cuales generan una fuerza axial que junto con otra igual y de sentido contrario formen un par de fuerzas que equilibre al momento aplicado, si además del momento existe una fuerza axial aplicada en la junta se modificará el campo de esfuerzos en los tornillos, hasta lograr que se cumpla el equilibrio estático de la junta.

Desde un punto de vista riguroso, las conexiones atornilladas resultan - ser altamente hiperestáticas y su comportamiento demasiado complejo, ya que depende de las características de deformabilidad de los sujetores, - placas, clips, etc. que las formen, las que a su vez dependen de su geometría y de las propiedades elásticas de ellos, depende también de los elementos mecánicos a que éste es sometido y de otros parámetros de difícil cuantificación, como son esfuerzos residuales, distribuciones de esfuerzos por plastificaciones locales, etc. sin embargo, recurriendo a la teoría elástica lineal clásica y haciendo uso de hipótesis simplificatorias es posible desarrollar algoritmos que permitan analizar de una manera aproximada su comportamiento.

Para fines de este trabajo y para visualizar los métodos de análisis y - diseño de los diferentes tipos de conexiones, se partirá de un análisis estructural previo, por lo que se supondrán los elementos mecánicos actuales en ellas. Analizando conexiones según su comportamiento idealizado.

4.1.- CONEXIONES SIMPLES

Como se menciona en el capítulo 3 estas conexiones sólo pueden transmitir fuerzas cortantes, debido a que tienen libertad de girar tanto como se necesario.

Una conexión simple se puede realizar de diferentes formas, siendo - las más comunes las hechas con ángulos al alma (conexión a esfuerzo - cortante), con dos ángulos de apoyo (conexión de viga apoyada), con - dos ángulos asentados y atiesados, y con una placa de extremo.

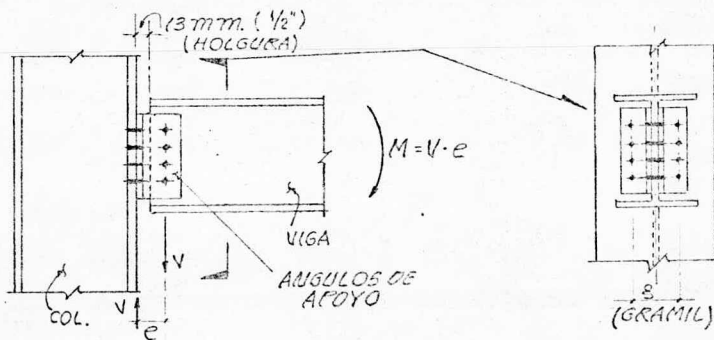
4.1.1 DOS ANGULOS AL ALMA

El uso de dos ángulos para conectar el alma de una viga tiene la ventaja de cubrir el faltante en la longitud de la viga, ya que es muy - común que exista una inexactitud en el corte de la misma.

Generalmente el espesor de los ángulos de conexión debe ser menor de 16 mm. (5/16) para asegurar su flexibilidad la longitud varía, ya que pueden cubrir toda la distancia que hay entre los extremos redondeados del alma o tener como mínimo la mitad de esta distancia.

El número de conectores debe ser determinado por los esfuerzos de - - corte (doble en el alma de la viga y simple en el patín de la columna) y por aplastamiento con respecto a los ángulos que enmarcan el alma - de la viga.

La fuerza costante que actua en la viga es transmitida por medio de los tornillos del alma a los ángulos, y de estos pasa a los tornillos de los patines de la columna, por lo tanto estos últimos quedarán sujetos a una excentricidad "e", dando como resultado un momento $M = V \cdot e$



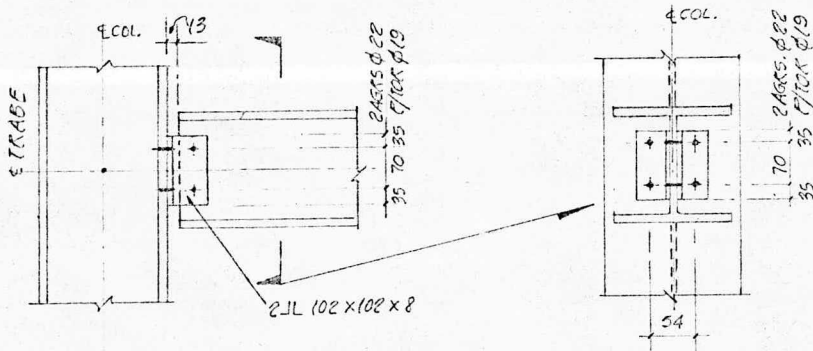
DONDE:

e = Es la distancia de la línea de los sujetadores a la carga del patín de la columna. Este momento generalmente se desprecia. El manual AISC (Pag. 4.17 A 4.21 y 4.22 a 4.26 tablas I y II) da valores para diferentes conexiones en las que los ángulos de enmarque son de acero A-36 y los sujetadores tanto del alma como de los patines son de material con F_y de 2531 a 7030 Kg/cm². y por 25.4 mm (1"), la capacidad exacta de aplastamiento se obtiene de multiplicar los valores tabuladores, por el espesor del alma.

V = FUERZA CORTANTE

EJEMPLO: 4.1.1.

Diséñese una conexión para una viga de piso IPR355 x 203 (79.0) que se apoyará en una columna IPR457 x 222 (95.4) usando acero A-36 y -- tornillos A-325 de alta resistencia.



Usando tornillos A-325 de 3/4" en una conexión a fricción

$$P_{\text{tornillos}} = 5.985 \text{ Ton.} \quad (\text{Corte Doble})$$

Para una IPR de 406 x 170 (53.6), $w = 0.94 \text{ cm}$

N = NUMERO DE TORNILLOS

$$N_{\text{corte}} = \frac{10.0 \text{ ton.}}{5.985 \text{ ton.}} = 1.67 \text{ USAR DOS TORNILLOS}$$

$$N_{\text{aplast.}} = \frac{V}{1.35 F_y D T} = \frac{10000}{1.35 \times 2530 \times 1.9 \times .094} = 1.63 \text{ DOS TORNILLOS}$$

En el alma de una IPR 457 x 222 (95.4), $t_w = 1.02 \text{ cm.}$

$$N_{\text{corte}} = \frac{10.0 \times 2}{5.985} = 3.34 \text{ Usar cuatro por simetría}$$

$$N_{\text{aplast}} = \frac{10000 \times 2}{1.35 \times 2530 \times 1.9 \times 1.02} = 3.02 \text{ usar cuatro tornillos}$$

Para que no exista desgarramiento en el angular se dejará una distancia libre al borde de 3.2 cm. y una separación entre tornillos del doble para permitir el paso de llaves. (Ver Figura).

El espesor del angular se determinará por aplastamiento y por cortante.

Aplastamiento:

$$2T \times D \times 1.35 F_y = 10000$$

$$T = \frac{10000}{2 \times 0 \times 1.35 F_y} = \frac{10000}{2 \times 1.9 \times 1.35 \times 2530} = 0.77 \text{ cm. } 5/16$$

Por cortante, $L = 14 \text{ cm.}$

$$2T (L - 2 \times 1.9) 0.4 F_y = 10000$$

$$T = \frac{10000}{2(L - 2 \times 1.9) 0.4 F_y} = \frac{10000}{2(14 - 3.8) 0.012} = 0.48 \text{ cm.}$$

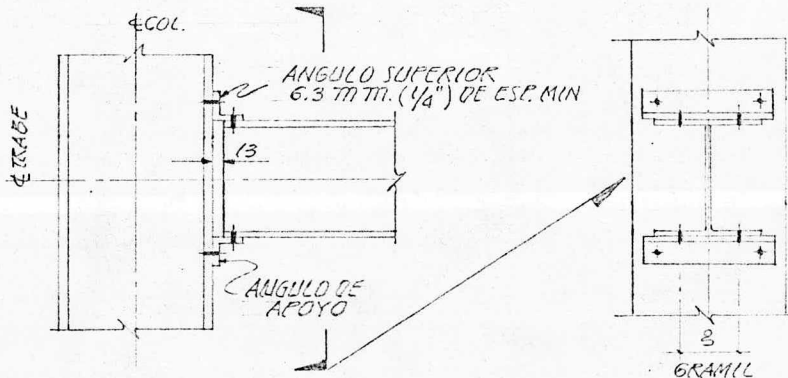
Usar un espesor de 5/16"

Usar un angular de: 4" x 4" x 5/16" x 14 cm. de longitud

4.1.2.- DOS ANGULOS DE APOYO

Las vigas en las cuales se puede utilizar este tipo de conexión simple, son aquellas que están sujetas a pequeños valores de corte. Para este caso la distribución y transmisión de fuerzas no es completamente clara porque los ángulos están sujetos a esfuerzos de flexión transversales y longitudinales resultando un efecto torsionante.

Debido a la flexión de la viga la reacción es transmitida completamente en el borde exterior del patín horizontal del ángulo (Ver Figura) lo que deberá ser considerado para el análisis del patín vertical. Para analizar el patín horizontal, consideraremos que en él existe una carga uniforme distribuida igual a V y la flexión del patín ocurre, resultando una distribución de esfuerzos $\frac{V}{2}$ a todo lo ancho del patín.



El momento flexionante en el patín vertical es:

$$M = \frac{V \cdot d_e}{2} \quad \text{-----} \quad 1$$

El área de la sección crítica en el patín será :

$$A = L t \quad \text{-----} \quad 2$$

Y el módulo de sección

$$S = \frac{L t^2}{6}$$

Por lo tanto los esfuerzos son:

$$f_b + f_a = \frac{M}{S} + \frac{V}{A} \leq F_{\text{admisible}} \quad \text{-----} \quad 3$$

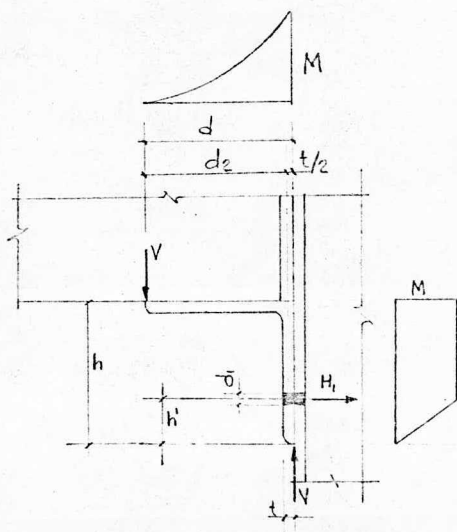
Los sujetadores deberán ser calculados considerando el caso más desfavorable, en el que la fuerza V , esta aplicada al borde exterior del patín horizontal. De la figura se ve que el momento $\frac{Vd_2}{2}$ es contrarrestado por el momento Hh' . La H que aparece en el borde interior del ángulo, es la reacción del patín horizontal, considerada como una fuerza concentrada; la otra H es la fuerza de tensión axial en los sujetadores y para distinguirla la llamaremos H_1 .

Para el caso de que los ángulos no esten atiesados:

$$H_1 = \frac{V \left(\frac{d}{2} \right)}{H'} \quad \text{-----} \quad 4$$

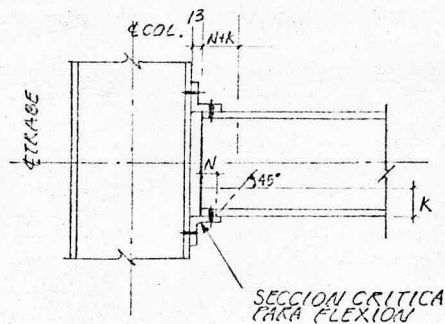
Esta fuerza de tensión, y la fuerza de corte, V , son repartidas igualmente para todos los sujetadores del patín vertical.

El manual A.I.S.C. (Pag. 4-42 tabla V da las cargas permisibles para remaches ó tornillos que sujetan ángulos de material A-36 y en función del espesor del alma de la viga.



EJEMPLO: 4.1.2

Diseñar una conexión con ángulos de asiento no atiesado, para soportar una viga IPR-406 x 177 (53.7). La reacción en el extremo es de 8170 Kg utilizar tornillos de 19 mm. alta resistencia.



Cálculo de la longitud de apoyo

$$V = 0.75 F_y t_w (L + K)$$

$$N = \frac{V}{F_a t_w} - k$$

Donde:

V = Fuerza cortante

F_a = Esfuerzo permisible a compresión en el alma en la raíz de la unión con el patín = $0.75 F_y$

t_w = Espesor del alma

K = Distancia desde la fibra extrema del patín hasta la raíz de la unión con el alma

N = Longitud de apoyo del alma que recibe la compresión

Para un perfil IPR - 406 x 177 (53.7) K = 2.2 cm. y T_w = 0.76 cm

$$N = \frac{8170}{0.75 \times 2530 \times 0.76} - 2.2 = 5.66 - 2.2 = 3.46 \text{ cm} > \frac{5.66}{2}$$

MOMENTO EN LA SECCION CRITICA

Se considerará una holgura de 3/4" por precisión (sólo para diseño) y considerando una pulg. de K para el ángulo.

$$M = V \left[\frac{N}{2} + 1.9 - 2.54 \right]$$

$$M = 8170 \left[\frac{3.46}{2} + 1.9 - 2.54 \right] = 8905.3 \text{ Kg} \cdot \text{cm.}$$

COMO:

$$F_b = \frac{M}{S} = \frac{6M}{bt^2} ; \quad b = \text{Longitud del ángulo} = 17.7 \text{ cm.}$$

$$t = \sqrt{\frac{6M}{bF_b}} = \sqrt{\frac{6 \times 8905.3}{17.7 \times 0.75 \times 2530}} = 1.26 \text{ cm.} \quad \text{usar } 5/8" \text{ por variación de holgadura}$$

Revisión de tornillos por aplastamiento del ángulo

$$F_p = 1.35 F_y = 1.35 \times 2530 = 3415.5 \text{ Kg/cm}^2$$

$$V = n \times 1.35 F_y D_t ; \quad n = \text{número de tornillos}$$

$$T = 1.3 \text{ cm.}$$

$$n = \frac{V}{1.35 F_y D_t} = \frac{8170}{3415.5 \times 1.9 \times 1.3} = 0.96$$

Revisión por cortante en los tornillos

$$n = \frac{V}{P_v} = \frac{8.170}{2.99} = 2.73 \quad \text{usar 4 tornillos por simetría en el ala vertical}$$

Tornillos en el ala horizontal

se usarán dos tornillos

De donde se usarán ángulos de 152 x 152 x 16 x 177 de longitud y el ángulo superior será sólo para montaje con dos tornillos en cada ala, ya que se generaría esfuerzos en ese punto si el ángulo inferior falla.

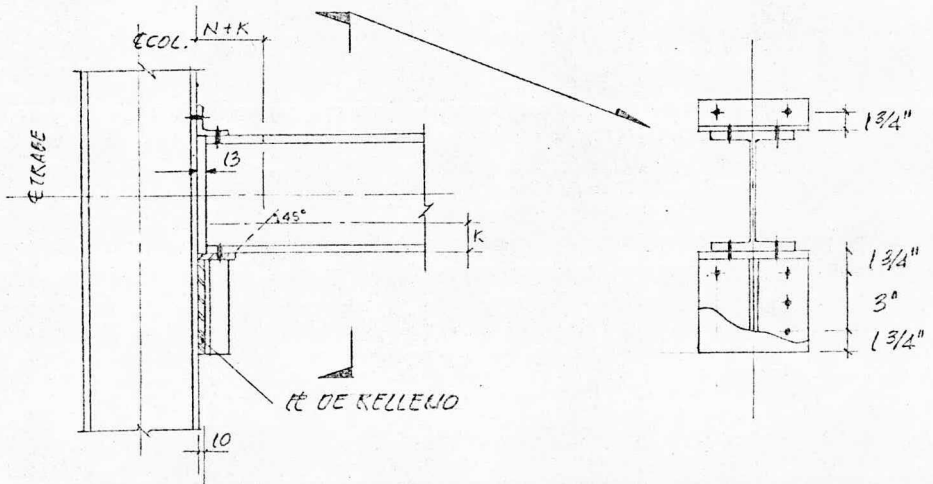
Cabe hacer notar el uso de ángulos grandes y poco espesor ya que al tener un granil grande opone menor resistencia al giro y que al tener poco espesor absorbe las deformaciones producidas por el giro

4.1.3. ANGULOS DE APOYO ATIESADOS

Al atiesar los ángulos de apoyo lo que se consigue es incrementar la capacidad del apoyo para transmitir grandes fuerzas de corte y hacer que el patín horizontal conserve su posición original y se usa cuando la viga se conecta al alma de una columna.

La longitud efectiva de un ángulo atiesado se considera 12 mm. menos que longitud del patín sobresaliente de los ángulos verticales y su capacidad permisible es la menor de las siguientes:

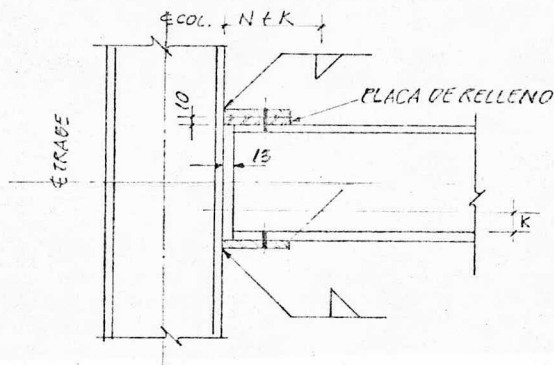
- Capacidad de flexión de el contacto entre el patín del ángulo horizontal y el patín (o patines) sobresaliente del ángulo vertical (o ángulos).
- Corte simple, aplastamiento, o capacidad de tensión de los pernos que conectan los ángulos verticales.
- La capacidad de pandeo del alma de la viga apoyada y de los ángulos de apoyo.



4.1.4.- PLACAS DE EXTREMO

Como su nombre lo indica esta conexión consiste en una placa soldada perpendicular al eje del alma de la viga, y atornillada al patín de la columna y su función y capacidad es semejante a la conexión del ángulo al alma de la viga.

La desventaja que se presenta al utilizar este tipo de conexión es que deberán utilizarse placas de relleno o algún material que compensen las holguras dejadas por la fabricación en el taller. Para conservar la rotación del extremo que es prevista en el diseño, el espesor de la placa debe ser entre 6.4 a 9.5 mm.



4.2.- CONEXIONES SEMIRIGIDAS

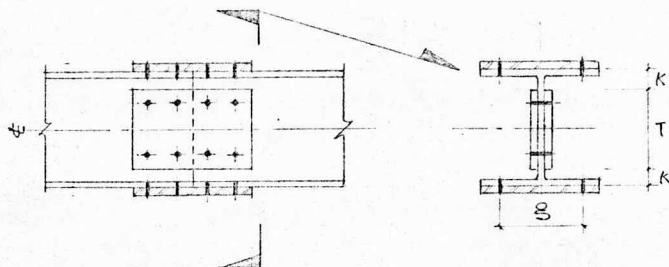
En el diseño de estas conexiones, es aceptable considerar de un 25 a 30% del momento total y con este realizar el diseño.

En la práctica es difícil que en los marcos que forman un edificio los extremos sean conectados de manera semirígida, sin embargo, es común que una conexión se comporte como semirígida cuando se unen dos traveses teniendo sus almas en el mismo plano. En este caso la conexión se puede realizar con patines de apoyo, cubreplacas o placas que empalman las almas; en el diseño los patines tomarán el momento flexionante y el cortante será tomado por las placas de empalme junto con una parte del momento como se describe a continuación.

En secciones roladas se limitan las placas de empalme por la longitud que existe entre las partes redondeadas, y por lo tanto los empalmes deben ser previstos para ser hechos en el taller o en el campo.

Los empalmes en las vigas roladas se hacen en los patines de estas, en

el exterior de las secciones, y el alma es empalmada simétricamente a toda su altura. La placa de empalme de los patines deberá ser del mismo ancho del patín de la viga y el número de pernos se obtiene - como para cualquier grupo de pernos sujetos a cortante.

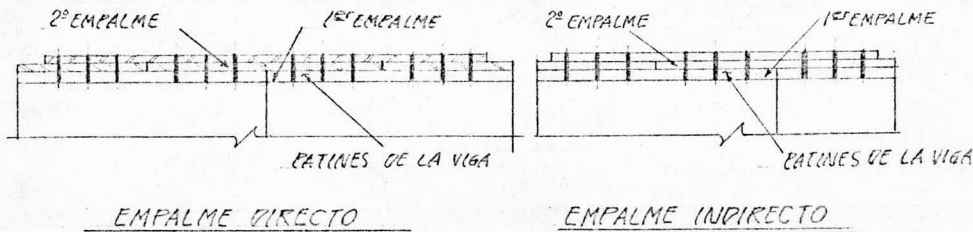


El empalme de la vigas las almas transmite parte del momento, M , y el cortante, V , en su totalidad, exactamente como en conexiones con carga excéntrica. La parte del momento tomado por el alma, es el momento M , multiplicados por la relación de los momentos de inercia (alma-sección), esto es:

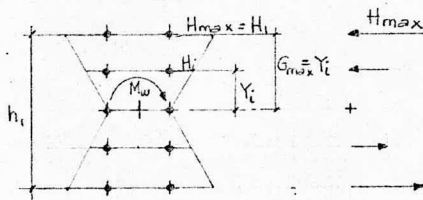
$$M_w = \left[\frac{I_w}{I_{\text{sección}}} \right] M \quad \text{-----} \quad 1$$

Y el cortante completo, V , es tomado por el alma, y su diseño se realizará como conexión con carga excéntrica .

Cuando las traveses son compuestas de tres placas, el empalme de los patines es igual a lo antes descrito; si los patines están compuestos -- de dos ó más placas, la conexión se va empalmado de tal manera que ca da sección sólo sea empalmada una sola vez. El empalme se puede reali zar de dos formas, directa o indirecta.



La segunda de las dos formas es mejor sólo que se requiere de placas muy largas y en la primera el número de pernos debe ser aumentado, para compensar la flexión de los pernos sometidos a cortante en más de dos planos. Para diseñar la conexión del alma se puede hacer como si se tratará de una conexión sujeta a torsión y corte excéntrico de donde el momento polar X_i^2 se desprecia ya que es muy pequeño en comparación de Y_i^2 consecuentemente las fuerzas, T_i que son proporcionales a los valores X , son también despreciadas.



En la figura anterior solamente las fuerzas horizontales debidas a un momento M_w , están representadas, y son expresadas con un valor, H_i , y en términos de la relación de sus distancias verticales

$$H_i = \frac{Y_i}{Y_{\max}} H_{\max} \quad \text{--- 2}$$

De Donde:

$$M_w = \sum_{i=1}^n H_i Y_i \quad \text{--- 3}$$

Substituyendo H_i , de la ecuación 3 en la ecuación 2 la fuerza máxima horizontal en el sujetados con mayor esfuerzo es:

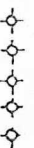
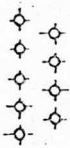
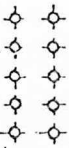
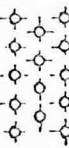
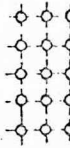
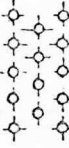
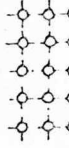
$$H_{\max} = \frac{M_w Y_{\max}}{\sum_{i=1}^n Y_i^2} \quad \text{--- 4}$$


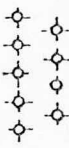
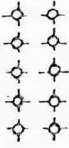
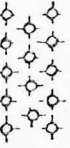
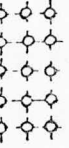
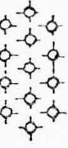
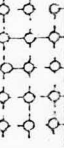
$$6 \quad H_{\max} = \frac{M_w}{Y_{\max}} \frac{1}{\sum_{i=1}^n \left[\frac{Y_i}{Y_{\max}} \right]^2} = \frac{M_w}{h_i} \cdot f \quad 5$$

Donde h_i , es igual a $2Y_{\max}$ y f es un coeficiente que depende de la geometría que tenga la distribución de los sujetadores Y es igual a:

$$F = \frac{1}{2 \sum_{i=1}^n \left[\frac{Y_i}{h_i} \right]^2} \quad 6$$

En las siguientes tablas se presentan valores para F para diferentes formas de distribución de los sujetadores.

Número de Pernos o Remaches en la fila	Una Fila	Dos Filas		Tres Filas		Cuatro Filas	
							
	f_1	f_{2a}	f_{2p}	f_{3a}	f_{3p}	f_{4a}	f_{4p}
2	1.0000	1.0000	0.5000	0.5000	0.3333	0.5000	0.2500
3	1.0000	0.8000	0.5000	0.4444	0.3333	0.4000	0.2500
4	0.9000	0.6429	0.4500	0.3750	0.3000	0.3214	0.2250
5	0.8000	0.5333	0.4000	0.3200	0.2667	0.2667	0.2000
6	0.7143	0.4542	0.3571	0.2784	0.2381	0.2271	0.1786
7	0.6429	0.3956	0.3214	0.2449	0.2143	0.1978	0.1607
8	0.5833	0.3500	0.2917	0.2188	0.1944	0.1750	0.1458
9	0.5333	0.3137	0.2667	0.1975	0.1778	0.1569	0.1333
10	0.4909	0.2842	0.2455	0.1800	0.1636	0.1421	0.1227
11	0.4545	0.2597	0.2273	0.1653	0.1515	0.1299	0.1136
12	0.4231	0.2391	0.2115	0.1528	0.1410	0.1196	0.1058
13	0.3956	0.2215	0.1978	0.1420	0.1319	0.1108	0.0989
14	0.3630	0.2064	0.1815	0.1327	0.1210	0.1032	0.09074
15	0.3500	0.1931	0.1750	0.1244	0.1167	0.09655	0.08750
16	0.3309	0.1815	0.1654	0.1172	0.1103	0.09072	0.08272
17	0.3137	0.1711	0.1569	0.1107	0.1046	0.08556	0.07843
18	0.2982	0.1619	0.1491	0.1049	0.09941	0.08095	0.07456
19	0.2841	0.1536	0.1421	0.09972	0.09474	0.07681	0.07105
20	0.2714	0.1462	0.1357	0.09500	0.09048	0.07307	0.06786
21	0.2597	0.1394	0.1299	0.09070	0.08658	0.06968	0.06494
22	0.2490	0.1332	0.1245	0.08678	0.08300	0.06659	0.06225
23	0.2391	0.1275	0.1196	0.08318	0.07971	0.06377	0.05978
24	0.2300	0.1223	0.1150	0.07986	0.07667	0.06117	0.05750
25	0.2262	0.1176	0.1131	0.07680	0.07539	0.05877	0.05654
26	0.2137	0.1131	0.1068	0.07397	0.07123	0.05656	0.05342

Número de Pernos o Remaches en la fila	Una Fila	Dos Filas		Tres Filas		Cuatro Filas	
							
	f_1	f_{2a}	f_{2p}	f_{3a}	f_{3p}	f_{4a}	f_{4p}
27	0.2064	0.1910	0.1032	0.07133	0.06878	0.05451	0.05159
28	0.1995	0.1052	0.09975	0.06888	0.06650	0.05260	0.04988
29	0.1931	0.1016	0.09655	0.06659	0.06437	0.05081	0.04828
30	0.1871	0.09831	0.09355	0.06444	0.06237	0.04915	0.04677
31	0.1815	0.09519	0.09072	0.06244	0.06048	0.04759	0.04536
32	0.1761	0.09226	0.08807	0.06055	0.05871	0.04613	0.04403
33	0.1711	0.08951	0.08556	0.05877	0.05704	0.04476	0.04278
34	0.1664	0.08692	0.08320	0.05709	0.05546	0.04346	0.04160
35	0.1619	0.08447	0.08096	0.05551	0.05397	0.04224	0.04048
36	0.1577	0.08216	0.07883	0.05401	0.05255	0.04108	0.03942
37	0.1536	0.07997	0.07682	0.05259	0.05121	0.03999	0.03841
38	0.1498	0.07790	0.07490	0.05125	0.04993	0.03895	0.03735
39	0.1462	0.07592	0.07308	0.04997	0.04872	0.03796	0.02654
40	0.1427	0.07405	0.07134	0.04875	0.04756	0.03703	0.03567
41	0.1394	0.07227	0.06968	0.04759	0.04646	0.03613	0.03484
42	0.1362	0.07057	0.06810	0.04649	0.04540	0.03528	0.03405
43	0.1332	0.06895	0.06660	0.04543	0.04440	0.03447	0.03330
44	0.1303	0.06740	0.06515	0.04442	0.04343	0.03370	0.03257
45	0.1275	0.06592	0.06377	0.04346	0.04251	0.03296	0.03188
46	0.1249	0.06450	0.06244	0.04253	0.04163	0.03225	0.03122
47	0.1223	0.06314	0.06117	0.04165	0.04078	0.03157	0.03058
48	0.1199	0.06184	0.05995	0.04080	0.03997	0.03092	0.02997
49	0.1176	0.06059	0.05878	0.03996	0.03918	0.03030	0.02939
50	0.1153	0.05939	0.05764	0.03920	0.03943	0.02970	0.02882

EJEMPLO 4.2.1.

Dado el empalme de la figura usando las especificaciones del AISC, determine el número de tornillos y cubre placas para la capacidad total de momento de la viga, asimismo diseñar tornillos y placas del alma para la capacidad total de cortante de la viga.

Se usarán tornillos A-325 de 7/8" Pulg. de diámetro, para todas las partes empalmadas y acero A-36.

Cálculo de la capacidad total de la viga. ($W 18 \times 60$)

Momento.

$$F_b = M/S$$

$$M = F_b S = 0.6 \times 2530 \times 1769.8 = 2'686,556 \text{ Kg-cm.}$$

Corte. $V = 0.4 F_y A_w$

$$A_w = 46.32 \times 1.054 = 48.82 \text{ cm}^2.$$

$$V = 0.4 \times 2530 \times 48.82 = 49407 \text{ Kg.}$$

a) CALCULO DE CUBREPLACAS

$$M = 2'686,556 \text{ Kg-cm.}$$

Momento que transmite el alma

$$M_w = \left[\frac{I_w}{I \text{ Sección}} \right] \cdot M = \frac{8729.01}{40957.17} \times 2'686,556 = 572,573 \text{ Kg-cm.}$$

Momento que deben transmitir las cubreplacas

$$M = 2'686,556 - 572,573 = 2'113,983 \text{ Kg - cm}$$

El peralte de la viga es $d = 46.32 \text{ cm.}$ de donde:

$$F = \frac{M}{d} = \frac{2'113,983}{46.32} = 45,639 \text{ Kg}$$

Un tornillo de 7/8" A-325 a cortante nos resiste 4074.0 Kg. (corte simple)

N = número de tornillos

$$N \text{ corte} = \frac{45,639}{4079} = 11.2 \quad \text{Usar 12 Tornillos}$$

$$N \text{ aplast.} = \frac{45.639}{1.35 \times 2530 \times 2.22 \times 1.765} = 3.4$$

DISEÑO DE LA CUBREPLACA

POR APLASTAMIENTO

$$F = \frac{V}{1.35 F_y D N} = \frac{45639}{1.35 \times 2530 \times 2.22 \times 12} = 0.5 \text{ cm. Usar } 3/4'' \text{ min.}$$

DISEÑO POR TENSION

$$A_n = A_t - \sum D t \quad A_n = \text{Area neta.}$$

SI USAMOS 4 TORNILLOS POR FILA

$$A_n = b t - 4 \times D \times t$$

$$A_n = T [b - 4D]$$

$$F_t = 0.6 \times F_y = 1518 \text{ Kg/cm}^2.$$

$$F_t = \frac{V}{A} = \frac{V}{F (b-4D)} = F_t$$

$$t = \frac{N}{F_t (1.4D)} = \frac{45639}{1518(19.18-2 \times 2.54)} = 2.13 \text{ cm. Usar } \phi 3/4''$$

b) DISEÑO DE PLACA DE EMPALME (ALMA)

$$\text{AREA REQUERIDA} = \frac{V}{0.4 f_y} = \frac{49,407}{0.4 \times 2530 \times 2} = 24.41 \text{ cm}^2.$$

En el alma de este perfil sólo cabe una placa de 38 cm de altura de donde su espesor será .

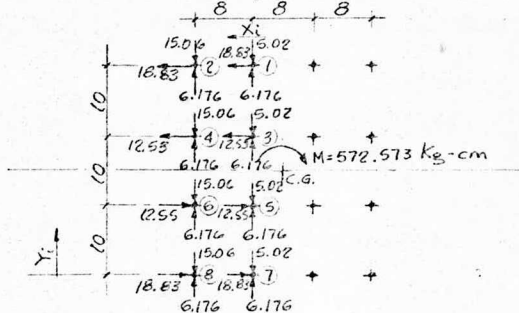
$$t = \frac{24.41}{38.0} = 0.64 \text{ cm. Usar de 10 mm. de esp.}$$

Cálculo del número de tornillos

El cortante actualmente en los tornillos será el directo más el incremento debido a momento

$$V_{\text{recto}} = \frac{4 \cdot 9.407}{4.09 \times 2} = 6.04 \quad \text{Se usarán 8 Tornillos por simetría}$$

Revisión de los tornillos por esfuerzos combinados con el siguiente arreglo



La fuerza que actúa en cada tornillo está dada por:

$$F_i = \frac{M_t \cdot x_i \cdot d_i}{\sum_{i=1}^n d_i^2}$$

Pero lo que nos interesa es el tornillo más desfavorable que es el que está más alejado y ésta fuerza será:

$$F_{\text{max}_i} = \frac{M_t \cdot d_{\text{max}}}{\sum_{i=1}^n d_i^2}$$

$$\sum X^2 = 2 \times 8 (4^2 + 12^2) = 2560 \text{ cm}^2.$$

$$\sum Y^2 = 2 \times 4 (5^2 + 15^2) = 2000 \text{ cm}^2$$

$$\sum (X^2 + Y^2) = 2560 + 2000 = 4560 \text{ cm}^2.$$

$$F_i = \frac{M_t \cdot d_i}{d_i^2}$$

$$F_{ih} = F_{iv} = \frac{5.72573 \cdot d_i}{4.560} = 1.25 \cdot d_i$$

TORNILLO	X(cm)	Y(cm)	Fi _v (TON)	Fi _h (TON)
1	4.0	15.0	5.02	18.83
2	12.0	15.0	15.06	18.83
3	4.0	10.0	5.02	12.55
4	12.0	10.0	15.06	12.55
5	4.0	10.0	5.02	12.55
6	12.0	10.0	15.06	12.55
7	4.0	15.0	5.02	18.83
8	12.0	15.0	15.06	18.83

De donde vemos que el tornillo 2 y 8 son los más careados

$$V_r = \sqrt{(15.06 + 6.176)^2 + 18.83^2} = 28.38/2 = 14.19 \text{ Ton.}$$

$$f_v = \frac{V_r}{\text{Atorn.}} = \frac{14.19 \text{ Ton}}{3.88 \text{ cm}^2} = 3.65 \text{ T/cm}^2. < F_v \text{ es correcto}$$

$$F_v = 10.50 \text{ Ton/cm}^2. \text{ (Del Tornillo)}$$

Revisión del aplastamiento de la placa

$$F_p = \frac{3.65}{2.22 \times 10} = 1.64 \text{ Ton/cm}^2$$

$$F_p = 1.35 \times 2530 = 3.41 \text{ Ton/cm}^2. > 1.64$$

Revisión del alma de la viga.

$$f_p = \frac{3.65 \times 2}{2.22 \times 1.054} = 3.11 \text{ Ton/cm}^2. < 3.41$$

Revisión de la placa por ruptura a lo largo de la línea frontal de los tornillos

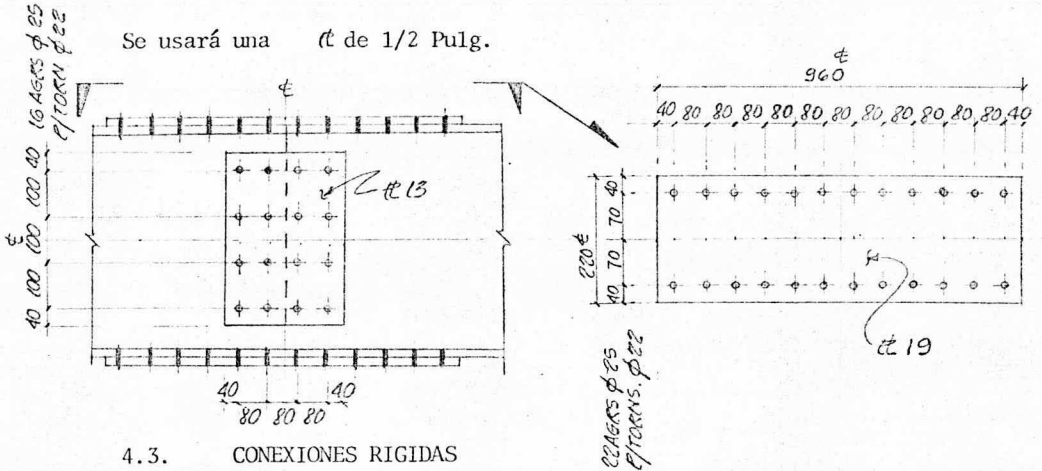
$$I = \frac{0.01 \times 0.38^3}{12} - 2(0.01 \times 0.022) (0.05)^2 - 2(0.01 \times 0.022) (0.15)^2$$

$$I = 347 \times 10^{-7} \text{ M}^4$$

$$S = \frac{347 \times 10^{-7} \times 2}{0.38} = 1828 \times 10^{-7} \text{ m}^3$$

$$f_b = \frac{M}{S} = \frac{5.72573}{1828 \times 10^{-7} \times 2} = 15663.67 \text{ m}^2 = 1566.36 \text{ Kg/cm}^2 \approx 0.6F_y$$

Se usará una ϕ de 1/2 Pulg.



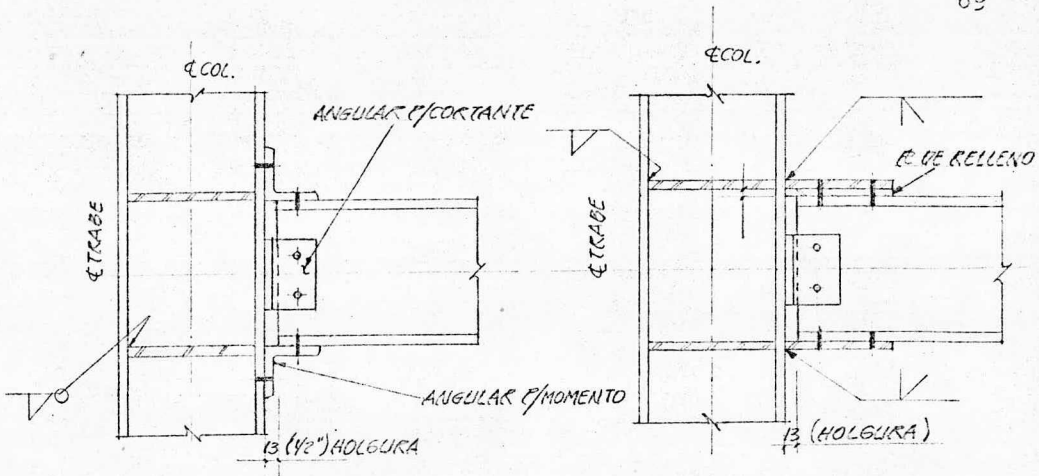
4.3. CONEXIONES RIGIDAS

Las propiedades de una conexión rígida ya fueron tratadas en el capítulo anterior, de donde en este capítulo veremos cada caso particular de ellas .

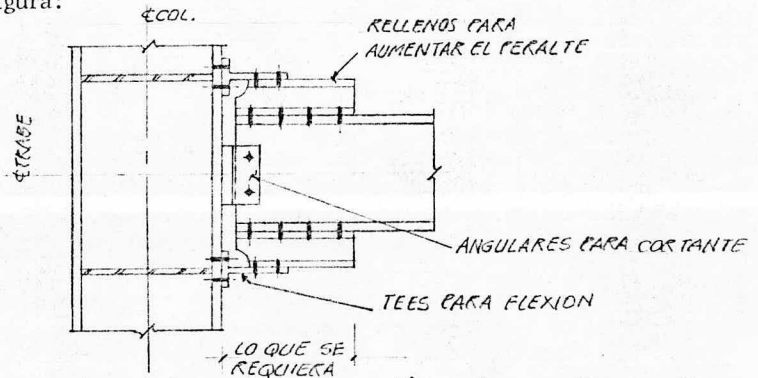
4.3.1 CONEXIONES DE VIGAS A COLUMNAS

Generalmente los marcos de los edificios de varios niveles son analizados bajo las condiciones de continuidad, lo que implica que las conexiones de los elementos sean rígidas.

Cuando el peralte de la viga que ha de ser conectada es adecuado para transmitir los elementos mecánicos, la viga puede ser conectada directamente a los patines de la columna, en estos casos el ángulo que conecta al alma es muy flexible para transmitir la rotación necesaria, pero será capaz de transmitir el cortante. Para la transmisión de momento se pueden utilizar angulares o sección T. O usando placas soldadas a los patines de las columnas y atornilladas en las trabes.



Cuando el peralte de la viga no es el adecuado para la transmisión de elementos mecánicos y por razones arquitectónicas no pueda ser aumentado en toda su longitud este puede ser aumentado como se muestra en la siguiente figura:



En ambas conexiones para determinar la tensión en los angulares o tees deberá dividirse el momento entre el peralte de la trabe. Y con esta fuerza de tensión se diseñarán los tornillos así como los ángulos de apoyo

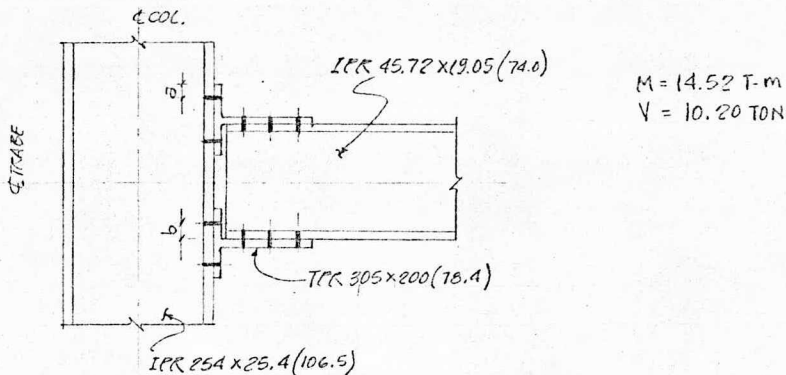
$$T = \frac{M}{d}$$

Para el diseño de angulares en el alma se realizará como si se tratara de una conexión simple.

Un procedimiento de diseño más detallado se mostrará con el siguiente ejemplo.

EJEMPLO 4.3.1

Diseñar la siguiente conexión rígida para transmitir un momento de 14.52 t-m.
- y una fuerza cortante de 10.2 ton. usando acero A-36 y tornillos A-325.



Si usamos tornillos A-325 de 3/4" y 1" estos tienen las siguientes capacidades respectivamente:

Tensión (ton), 10.9 , 14.28

Corte (ton) , 6.0 , 7.83 (rosca fuera del plano de corte)

Unión de T a la viga usando tornillos de 7/8"

$$T = \frac{14.52}{0.4572} = 31.75 \text{ Ton}$$

$$N_{\text{corte}} = \frac{31.75}{6.0} = 5.3 \text{ Usar 6 tornillos de } 7/8''$$

Unión de T a columna.

$$F = \frac{31.75}{4} = 7.93 \text{ Ton} \quad (\text{Se ponen 4 tornillos})$$

$$\text{Suponiendo } \frac{Q}{F} = 0.5$$

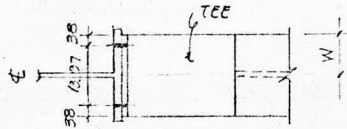
$$Q = 0.5 F = 0.5 \times 7.93 = 3.965 \text{ Ton}$$

$$T = P + Q = 3.965 + 7.93 = 11.89 \text{ Ton}$$

Revisar 4 tornillos de 1"

Usaremos una T muñon de 305 x 200 (78.4) ; $t_f = 2.8$ cm. $tw = 1.58$ cm.
gramil = 11.43 cm.

$$W = (13.97 + 2 \times 3.81) / 2 = 10.8 \text{ cm.}$$



$$a = \frac{20 - 11.43}{2} = 4.28 \text{ cm.} < 2.8 \times 2$$

$$b = \frac{g - tw}{2} - \frac{1}{16} = \frac{11.43 - 1.58}{2} - \frac{1}{16} = 4.925 - \frac{1}{16} = 4.86 \text{ cm.}$$

$$\frac{Q}{F} = \left[\frac{100bd^2 - 14wt^2}{62 ad^2 + 21 W t_f^2} \right] \quad \text{Efecto por la acción de palanca}$$

$$\frac{Q}{F} = \left[\frac{(100 \times 4.8 \times 2.54^2) - (14 \times 10.8 \times 2.8^2)}{(62 \times 4.28 \times 2.54^2) + (21 \times 10.8 \times 2.8^2)} \right] = \frac{3096.76 - 1185.9}{1712 + 1778.1} = 0.558$$

$$F = 7.93 \text{ Ton}$$

$$Q = 0.558 F = 0.547 \times 7.93 = 4.33 \text{ Ton.}$$

$$T = P + Q = 7.93 + 4.33 = 12.26 \text{ Ton.} < 14.28 \text{ Ton.} \text{ Se aceptan}$$

Usando tornillos de 7/8"

$$\frac{Q}{F} = \frac{2365.6 - 1185.4}{1307.8 + 1778.1} = 0.38$$

$$F = 7.93 \text{ Ton.}$$

$$Q = 7.93 \times 0.38 = 3.0 \text{ Ton.}$$

$$T = F + Q = 7.93 + 3.0 = 10.9 = 10.9 \text{ Se usan 4 de 7/8"}$$

Revisión por flexión del patín

$$M = Qa = 3.0 \times 4.2 = 12.6 \text{ Ton.-cm. Al eje de los tornillos}$$

$$M = Q(a+b) = 3.0 (4.2 + 4.8) = 27.0 \text{ Ton - cm.}$$

Módulo de sección

$$S = \frac{W t^2}{6} = \frac{10.8 \times 2.8^2}{6} = 14.11 \text{ cm}^3.$$

$$F_b = \frac{M}{S} = \frac{27 \times 10^3}{14.11} = 1913.0 \text{ Kg/cm}^2.$$

$$F_b = 0.75 F_y = 0.75 \times 2530 = 1897.5 \text{ Kg/cm}^2 \cong f_b$$

Se puede aceptar la tee

Revisión por cortante

$$V/\text{ tornillo} = \frac{10.2}{8} = 1.275 \text{ Ton/Tornillo} \quad f_v = \frac{1275}{3.88} = 328.6 \text{ Kg/cm}^2$$

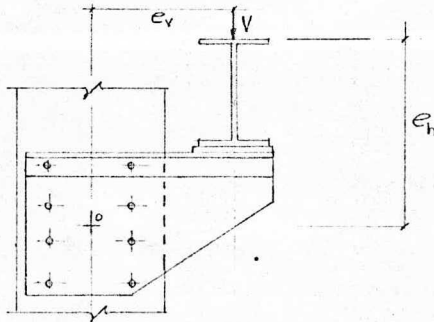
$F_t = 3500 - 1.6 F_v \leq$ esfuerzos combinados en el tornillo

$$F_t = 3500 - 1.6 (328.6) = 2974.2 \text{ Kg/cm}^2 > 2810 \text{ Kg/cm}^2.$$

No se requieren ángulos para cortante.

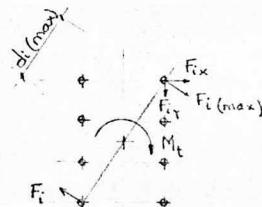
4.4.- Conexiones a torsión y carga excéntrica

Una de las conexiones donde se presentan estos efectos es en las ménsulas, por ejemplo en aquellas que soportan grúas viajeras en las cuales las vigas donde se apoyará la grúa están conectadas al patín de la columna. En este caso las componentes horizontal y vertical (H y V) de la reacción están actuando como fuerzas de corte excéntricas con respecto al centro de "o" del grupo de pernos.



Trasladando las componentes el centro de los pernos se observa que además de estar actuando estas dos fuerzas actúa un momento torsionante adicional que está dado por:

$$M_t = V e_v + H e_h$$



Considerando que todos los pernos toman la misma cantidad de carga, las componentes H y V deben ser repartidas en todos los tornillos, siendo la carga en cada perno H/N y V/N , que deberán ser sumadas vectorialmente al momento torsionante para conocer los esfuerzos totales que actúan en la conexión.

Para determinar el momento torsionante se tomará en cuenta el grupo de pernos, y se considerará a las placas casi rígidas y a los pernos elásticos. La rotación es alrededor de un eje que pasa por el centroide haciendo que la fuerza que actúa F_i , en cualquier perno (i) sea linealmente proporcional a su distancia d_i . Todas las torsiones deben ser distribuidas de manera que la suma de todas ellas igual a la torsión total.

$$M_t = \sum_{i=1}^n F_i d_i \quad \text{----- 1}$$

Por la proporción lineal que se conserva, F_i , puede ser expresada en términos de la fuerza máxima que ocurre en el tornillo más alejado, siendo:

$$\frac{F_i}{d_i} = \frac{F_{\max}}{d_{\max}} \quad \therefore \quad F_i = \frac{F_{\max}}{d_{\max}} d_i \quad \text{----- 2}$$

Substituyendo el valor de F_i en la ecuación 1 tenemos:

$$M_t = \frac{1}{d_{\max}} F_{\max} \sum_{i=1}^n d_i^2 \quad \text{----- 3}$$

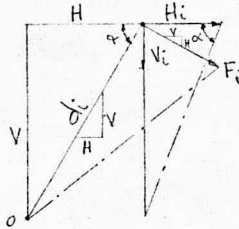
Y la fuerza máxima será :

$$F_{\max} = \frac{M_t d_{\max}}{\sum_{i=1}^n d_i^2} \quad \text{----- 4}$$

La fuerza que actúa en cada perno será :

$$F_i = \frac{M_t d_i}{\sum_{i=1}^n d_i^2} \quad \text{----- 5}$$

Esta fuerza determinada (ecuación 5) actúa perpendicularmente a la distancia d_i lo que hace que tenga que ser expresada por sus dos componentes (H_i y V_i) para que pueda ser sumada algebraicamente a las fuerzas H y V



De la figura anterior H y V representan las componentes de la distancia d_i y las componentes de F_i están representadas por H_i y V_i haciendo una relación entre ambas se tiene:

$$\frac{F_i}{d_i} = \frac{H_i}{V}$$

$$H_i = \frac{F_i}{d_i} \cdot V = \frac{M_i D_i}{\sum_{i=1}^n d_i^2} \cdot \frac{V}{d_i}$$

$$H_i = \frac{M_t V}{\sum_{i=1}^n d_i^2} \quad \text{-----} \quad 6$$

De la misma manera para V_i .

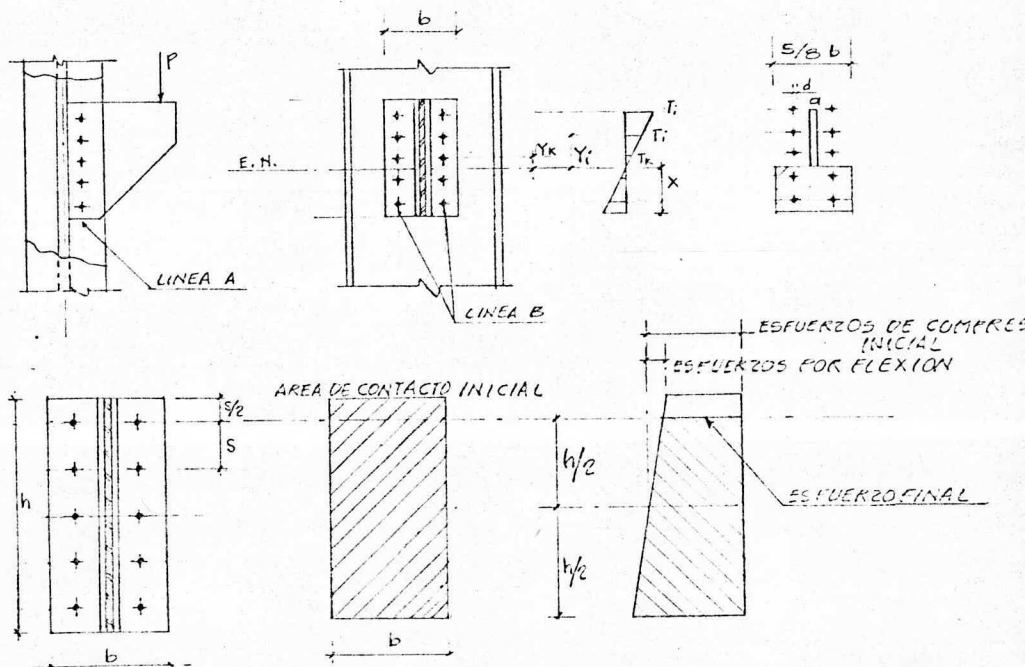
$$V_i = \frac{M_t H}{\sum_{i=1}^n d_i^2} \quad \text{-----} \quad 7$$

Estas componentes se sumarán a las fuerzas correspondientes H ó V

El manual A.I.S.C. (Pag. 4-60 a 4-65) establece fórmulas y tablas para el caso en que solamente una fuerza excéntrica vertical este actuando, Las fórmulas son perfeccionadas por la reducción del brazo de palanca desde el real hasta el efectivo. Las suposiciones de considerar las placas rígidas y los pernos elásticos son muy conservadoras y los esfuerzos determinados son mayores que los reales, la reducción es empírica y depende del número

de pernos en una fila vertical (n) y el número de filas verticales (m), las tablas (XA XIII) que aparecen en el manual A.I.S.C. deben usarse para el diseño de una conexión tal que las distancias reales horizontales y verticales sean del mismo orden de las que aparecen en el manual.

Es común también que una ménsula sea conectada al alma de una columna - por medio de dos ángulos con pernos como se muestra en las siguientes - figuras.



Para el diseño de estas conexiones además de diseñar los pernos de la línea a como se realizó para la conexión anterior, es necesario diseñar los pernos de las líneas B que conectan los ángulos con el alma de la columna.

Para cuando no se considerará pretensión inicial de los tornillos tenemos lo siguiente. La fuerza V empieza a actuar los pernos superiores estarán en tensión y la parte inferior de los ángulos en compresión.

Para determinar que pernos están en compresión, se debe determinar la posición del eje neutro que se puede hacer partiendo de una localización X supuesta, y haciendo la suma de momentos estáticos de las áreas efectivas (áreas aseguradas en la figura anterior) con respecto al eje neutro supuesto e igualando a cero. El área de los pernos puede reemplazarse por una equivalente a un rectángulo que tiene como ancho la siguiente relación:

$$A = \frac{A}{S} \cdot m \quad \text{-----} \quad 8$$

DONDE:

A = Es el área transversal del perno

S = Es la separación entre pernos

m = Número de hileras de pernos

Y la altura, la distancia a donde se supuso el eje neutro, para los patines de los ángulos el ancho efectivo del área a compresión es reducida de $(b) a (\frac{5}{8}b)$

Este ancho es variable y depende de las propiedades flexionantes de los ángulos y el alma de las columnas. En la práctica la relación $\frac{x}{(h-x)}$ varía entre 1/4 y 1/8 y comúnmente se toma como 1/16, por lo tanto el eje neutro se encuentra a una distancia $\frac{h}{7}$ del extremo a compresión de la conexión.

Una vez que se ha determinado la posición del eje neutro, se determina el momento de inercia de las áreas efectivas (de los pernos a tensión)

$$I_x = \frac{1}{3} \left[\frac{5}{8} b \right] X^3 + 2 A \sum_{i=1}^k Y_i^2 \quad \text{-----} \quad 9$$

Donde "A" son las áreas esforzadas. El módulo de sección para los pernos que están a una distancia Y_i del eje neutro será:

$$S_{\text{sup}} = \frac{I x}{Y_i} \quad \text{-----} \quad 10$$

Y para la zona de compresión de los patines.

$$S_{\text{inf}} = \frac{I x}{X} \quad \text{-----} \quad 11$$

Siendo $F = \frac{M}{S}$, los esfuerzos de tensión en los pernos superiores será:

$$f_t = \frac{M Y_i}{I x} = \frac{M}{S_{\text{sup}}} \quad \text{-----} \quad 12$$

Además de los esfuerzos de tensión los pernos están sujetos a esfuerzos de corte, que son:

$$f_v = \frac{V}{n A} = \frac{4V}{n \pi d^2} \quad \text{-----} \quad 13$$

DONDE:

n = Número de pernos

A = Areas sujetas a esfuerzos de corte

Para la combinación de esfuerzos las especificaciones del A.I.S.C. (Pag. 5-24 secc. I.6.3.) dan los esfuerzos permisibles de tensión en función de los esfuerzos al corte producidos por las fuerzas aplicadas a las partes conectadas.

Los esfuerzos de compresión $f = \frac{M}{S_{\text{inf}}}$ deben ser menores que los esfuerzos permisibles para el material en cuestión.

Cuando es considerada la tensión inicial T_i y esta no es superada por la carga externa los patines de los ángulos están en contacto con el alma de la columna, ocurriendo que el eje neutro deberá estar en el centro de la conexión como se muestra en la siguiente figura. Y la presión de contacto inicial f_{pi} será igual a:

$$f_{pi} = \frac{\sum T_i}{bh}$$

Donde ΣT_i es la carga total de pretensión inicial considerada sobre todos los pernos. Los esfuerzos de tensión debidos al momento en la parte superior son:

$$f_t = \frac{M}{I} \left[\frac{h}{2} \right] = \frac{6M}{bh^2} < f_{ti} \quad 14$$

Donde f_{ti} son los esfuerzos de tensión inicial en los tornillos la carga neta de tensión en el perno puede ya ser obtenida siendo igual al área tributaria $S b/2$ multiplicada por los esfuerzos de tensión.

$$T_{net} = \frac{S b}{2} f_t \quad 15$$

Substituyendo f_t de la EC. 14 en la EC. 15 de tiene :

$$f_t = \frac{sb}{2} \cdot \frac{6M}{bh^2} = \frac{3SM}{h^2} \quad 16$$

De la definición de esfuerzo

$$f_t = \frac{T_{net}}{A}$$

$$f_t = \frac{3SM}{A h^2} \quad 17$$

Si la distancia desde el borde superior al perno es $S/2$ se puede obtener un esfuerzo de tensión modificado

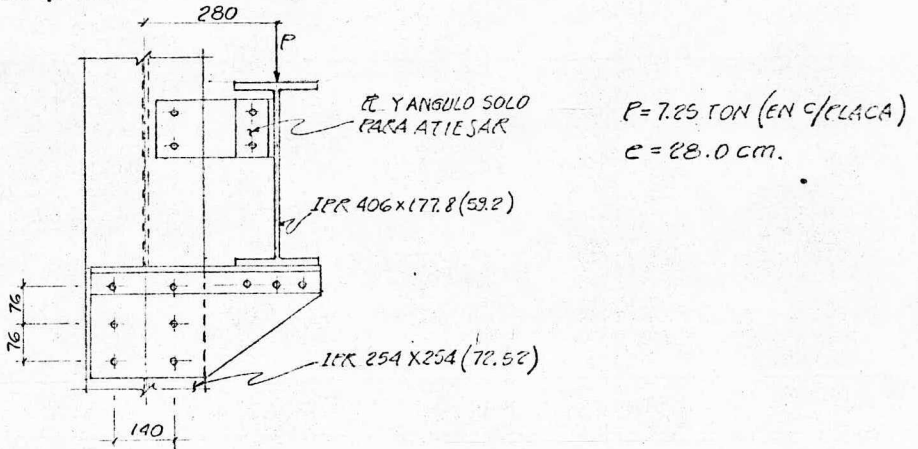
$$f_{tm} = \left[\frac{h - S}{h} \right] f_t \quad 18$$

Substituyendo f_{tm} por f_t en la ecuación 17

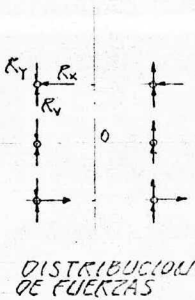
$$T_{max} = f_{tm} \cdot A = \frac{3Ms}{h^2} \leq \left[\frac{h - s}{h} \right] A \cdot f_t \quad 19$$

EJEMPLO 4.4.1

Diseñar la conexión de la figura, la cual soporta una riel para una grúa viajera que le da una descarga de 15.5 ton. usando tornillos A-32 y acero A-36



Si usamos tornillos de 3/4" de diámetro estos nos resisten a cortante simple 4.4. Ton.



$$M = 7.25 \times 28 = 203 \text{ TON-M}$$

$$\sum (X^2 + Y^2) = \sum d_i^2$$

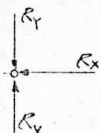
$$\sum d_i^2 = (6 \times 7^2 + 4 \times 7.6^2) = 525 \text{ cm}^2$$

Cortante bajo cortante directo

$$R_v = \frac{7.25}{6} = 1.2 \text{ Ton.}$$

$$R_x = \frac{M_t}{2} \frac{di_y}{di} = \frac{203 \times 7.6}{525} = 2.94 \text{ Ton. (el más cargado)}$$

$$R_y = \frac{M_t}{2} \frac{di_x}{di} = \frac{203 \times 7.0}{525} = 2.70 \text{ Ton. (el más cargado)}$$



$$R = \sqrt{[2.7 + 1.2]^2 + 2.94^2} = 4.8 \text{ Ton.}$$

Se acepta (ligeramente mayor que 4.4 ton. admisible)

Espesor de la placa por aplastamiento

$$F_p = 1.35 F_y = \frac{R}{t \times D}$$

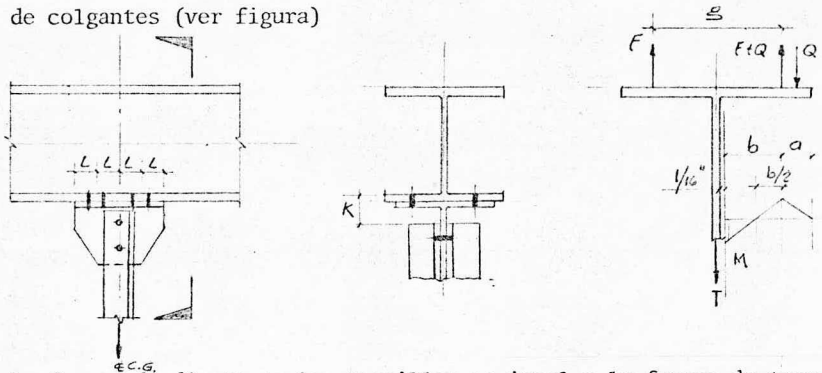
$$t = \frac{R}{1.35 F_y D} = \frac{4800}{1.35 \times 2530 \times 0.875} = 1.6 \text{ cm}$$

Usar una t de 5/8 " de pulg.

4.5.- CONEXIONES CON TORNILLOS A TENSION

Tensión y, tensión y corte combinados

Es común encontrar conexiones en las cuales los tornillos de encuentran sometidos a efectos de tensión y en algunas otras condiciones actúa además una fuerza cortante en el mismo, tal es el caso de las conexiones de colgantes (ver figura)



La fuerza de diseño en los tornillos es igual a la fuerza de tensión - T entre el número total de tornillos más una carga Q producida por el efecto de palanca (ver capítulo 3) dada por

$$Q = \left[\frac{100 b d^2 - 18 w t_f^2}{70 a d^2 + 21 w t_f^2} \right] \text{ Para tornillos A-325}$$

$$Q = \left[\frac{100 b d^2 - 14 w t_f^2}{62 a d^2 + 21 w t_f^2} \right] \text{ Para tornillos A-490}$$

DONDE:

F = Carga sobre un sujetador = T/N

a = Distancia de la línea de sujetadores al borde del patín ; $a \leq 2 t_f$

b = Ancho tributario del patín .

d = Diámetro nominal del tornillo

W = Longitud tributario del patín para cada sujetador.

Para asegurar la inexistencia de deformación en el patín de la viga que soporta el colgante, sin uso de atiesadores se debe cumplir que:

$$E = \frac{F_y t_b^2 W}{2b (WF)} \quad \text{Longitud larga de empalme}$$

$$P = F_y t_b^2 (2r)^{1/2} \left[1 + \frac{a}{b} \right] \frac{1}{WF} \quad ; \text{ Longitud corta de empalme}$$

Para varillas de colgar el menor de los valores.

$$P = F_y t_b^2 (21)^{1/2} \left[1 + \frac{a}{b} \right] \frac{1}{FC}$$

$$P = F_y t_b^2 \left[r \left(1 + \frac{a}{b} \right) \right]^{1/2} \frac{1}{FC}$$

DONDE:

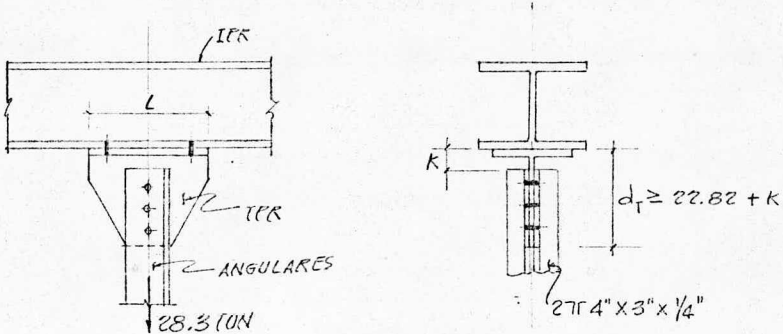
P = Fuerza total soportada por el patín en un lado del alma

r = Relación de esfuerzos definidos por $\left(\frac{F_y - F_b}{F_y} \right)$ y para acero A-36,
r = 0.3889

t_b = Espesor del patín de la viga que soporta la carga.

EJEMPLO: 4.5.1

Diseñar un colgante usando una sección TPR para una carga que ha de soportar un par de angulares. se usarán tornillos A-325 y acero A-36; la carga es de 28.3 ton. y cuelga de la parte inferior de un IPR 802 x 401 (100.2) como se muestra en la figura.



Diseño de angulares

Es este caso se supondrá que L/r no es crítico, y suponganse tornillos de $7/8''$ de diámetro

$$\text{Area total por tensión} = A_g = \frac{P}{0.6 F_y} = \frac{28.3 \times 10^3}{0.6 \times 2530} = 18.6 \text{ cm}^2$$

$$\text{Area neta} = A_n = \frac{P}{0.5 F_u} = \frac{28.3 \times 10^3}{0.5 \times 4078} = 13.8 \text{ cm}^2.$$

$$\frac{A_n}{0.85} \leq A_g \quad ; \quad \frac{13.8}{0.85} = 16.23 \quad \text{Correcto}$$

Proponiendo dos L_s $4'' \times 3'' \times 1/4''$ (con las alas de $4''$ espalda con espalda)

$$A \text{ agujeros} = 2 [1/4 \times (1/8 + 1/8)] = 3.22 \text{ cm}^2$$

$$A \text{ suministrado} = (28.3 - 3.22) \cdot 0.9 = 22.57 \quad 13.8 \text{ cm}^2.$$

Número de tornillos para los angulares

A tornillos = 3.88 cm².

Resistencia a corte del tornillo = 1546 kg/cm².

$$N = \frac{28.3 \times 10^3}{3.88 \times 1546 \times 2} = 2.35 \quad \text{usar 3 tornillos}$$

Revisión del aplastamiento en los ángulos

$$F_P = \frac{e}{3 D t} = \frac{28.3 \times 10^3}{3 \times 2 \times 2.54} = 1856 < 1.35 F_y$$

Lo que significa que la TPR tendrá como espesor dos veces el espesor del ángulo.

Diseño de la TPR

Peralte necesario en función de distancias y separación mínima.

$$d_t = 3.81 + 2 \times 7.6 + 3.81 + k = 22.82 + k$$

Probar una TPR 305 (21.32)

$$D = 30.9 \text{ cm.}$$

$$B_t = 23.0 \text{ cm}$$

$$F_t = 2.22 \text{ cm.}$$

$$T_w = 1.31 \text{ cm.}$$

$$K = 3.88 \text{ cm.}$$

$$\text{Distancia al borde} = \frac{23 - 1399}{2} = 4.5 \text{ cm.} > 1 \frac{1}{4}''$$

$$\text{Peralte Requerido} = 22.82 + 3.88 = 26.7 \text{ cm. se acepta}$$

Revisión del patín por flexión

$$b = \frac{13.97}{2} - \frac{1}{16} \times 2.54 = 6.82 \text{ cm.}$$

$$t' = \frac{28.3}{2} = 14.2 \text{ Ton.}$$

$$M = 14.2 \times \frac{6.82}{2} = 48.2 \text{ Ton - cm.}$$

$$F_b = 0.75 F_y = 0.75 \times 2.530 = 1.9 \text{ Ton. - cm.}$$

$$s = \frac{L t^2}{6} ; \quad s = \frac{M}{F_b} \quad \frac{M}{F_b} = \frac{L t^2}{6}$$

$$L = \frac{6 M}{F_b t^2} = \frac{6 \times 48.2}{1.9 \times 2.22^2} = 30.0 \text{ cm.}$$

Número de tornillos para el colgador usar 7/8"

$$N = \frac{28.3 \times 10^3}{3.88 \times 2810} = 2.6 \text{ usar } 3 \text{ tornillos por simetría}$$

Revisión por la acción de palanca

$$F = \frac{28.3}{4} = 7.01 \text{ Ton}$$

$$a = 4.4 \text{ cm.}$$

$$Q = 7.01 \left[\frac{100 \times 6.83 \times 2.22^2 - 14 \times 15.88 \times 2.22^2}{70 \times 4.45 \times 2.22^2 + 21 \times 15.88 \times 2.22^2} \right] = 5.03 \text{ Ton.}$$

El posible momento en el tornillo es

$$M = 5.03 \left(\frac{4.44}{2} \right) = 11.17 \text{ Ton-cm.} < 48.2 \text{ correcto}$$

$$F + Q = 7.01 + 5.03 = 12.04 \text{ Ton} > 3.88 \times 2810 = 10.9 \text{ Ton}$$

Se pueden aceptar los tornillos de 7/8"

Revisión del patín de la viga

$$t_b = 2.9 \text{ cm.}$$

$$t_w = 1.8 \text{ cm.}$$

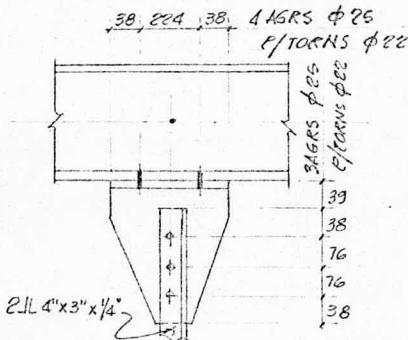
$$g = 13.97 \text{ cm.}$$

$$a = \frac{bt - g}{2} = \frac{40 - 13.97}{2} = 13.0 \text{ cm}$$

$$b = \frac{g - t_w - 1/8}{2} = \frac{13.97 - 1.8 - 0.3}{2} = 5.92 \text{ cm.}$$

$$P = 2530 (2.9)^2 \times (2 \times 0.3889)^{1/2} \times \left(1 + \frac{5.92}{13} \right) = 27.3 \text{ Ton.}$$

$$P' = \frac{P}{1.7} = \frac{27.3}{1.7} = 16.05 \text{ Ton.} > \frac{28.3}{2} \quad \text{No se requieren atiesadores}$$



Las conexiones en las cuales además de estar sujetas a tensión existe una fuerza de corte en los conectores deberán revisarse de acuerdo al artículo 31.2.2. del capítulo 3 y un ejemplo de diseño será el 4.3.1 de este capítulo.

4.6.- CONEXIONES A FLEXOTENSION O FLEXOCOMPRESION Y CORTE COMBINADOS

Este tipo de juntas es muy común encontrarlas sobre todo en marcos rígidos para edificios de tipo industrial o estructuras reticulares, donde además de existir un momento flexionante, existe además un esfuerzo normal N , en los tornillos, el cual genera una fuerza axial que junto con otra igual y de sentido contrario forman un par de fuerzas que equilibre al momento aplicado, si además del momento existe una fuerza axial aplicada en la junta se modifica el campo de esfuerzos en los tornillos hasta lograr que se cumpla el equilibrio estático en la junta, en lo que sigue se presenta un algoritmo para analizar y diseñar de una manera aproximada una conexión a flexocompresión o tensión.

- a).- En base a una o varias condiciones de carga seleccionar conjuntos de M y N que puedan regir en el diseño. Debe la junta poder transmitir además, un momento de valor $0.5 F_b S x$, ó sea de la mitad de la capacidad a flexión de los elementos que conecta.
- b).- En función del peralte de la sección, seleccionar el diámetro de los tornillos en forma proporcionada por ejemplo:

$$250 < d < 500 \text{ mm} \quad \phi = 5/8''$$

500 < d < 750	3/4 "
750 < d < 1200	7/8"
1200 < d < 1800	1"
1800 < d < 2200	1 1/4"
2200 < d	1 1/2"

- e).- Dividiendo el momento entre el brazo de palanca del orden del 80% del peralte y sumandole 1/2 de la tensión por carga axial obtener una fuerza que deba ser resistida por tornillos en el extremo de una junta.
- d).- Calcular el número de tornillos requeridos dividiendo esta carga entre la capacidad de un tornillo y distribuirlos adecuadamente.
- e).- Calcular los esfuerzos en los tornillos utilizando la fórmula de escuadra
- f).- Comparar estos esfuerzos con los permisibles en este las $F_t = 2810$ kg/cm². (A-325)
- g).- Calcular los esfuerzos de compresión inmediatamente por detrás de la placa de conexión, así como en los atiesadores.

$$F_c = 0.09 F_y \quad (\text{A.I.S.C.})$$

En caso de que exista una fuerza cortante a través de la conexión, se deberá revisar que la fuerza cortante que exista en los tornillos (fuerza cortante entre número total de tornillos) no exceda de los valores permisibles de acuerdo a un diagrama de interacción el cual se obtuvo mediante la discretización del diagrama real de interacción, el cual resulta ser una elipse, en base a resultados experimentales.

Hipotesis de análisis

- a).- Placa rígida
- b).- No se toma en cuenta la tensión inicial en tornillos
- c).- Se toma en cuenta N para valuar \bar{Y}

\bar{Y} se obtiene de valuar

$$C_1 \bar{Y}^3 + C_2 \bar{Y}^2 + C_3 \bar{Y} + C_4 = 0$$

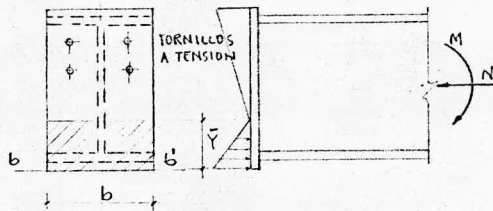
DONDE:

$$C_1 = \left[\frac{Nb}{3} \right]$$

$$C_2 = \left[-\frac{Mb}{2} + NA \right]$$

$$C_3 = \left[MA + 2NQ_b \right]$$

$$C_4 = \left[MQ_b + N I_b \right]$$

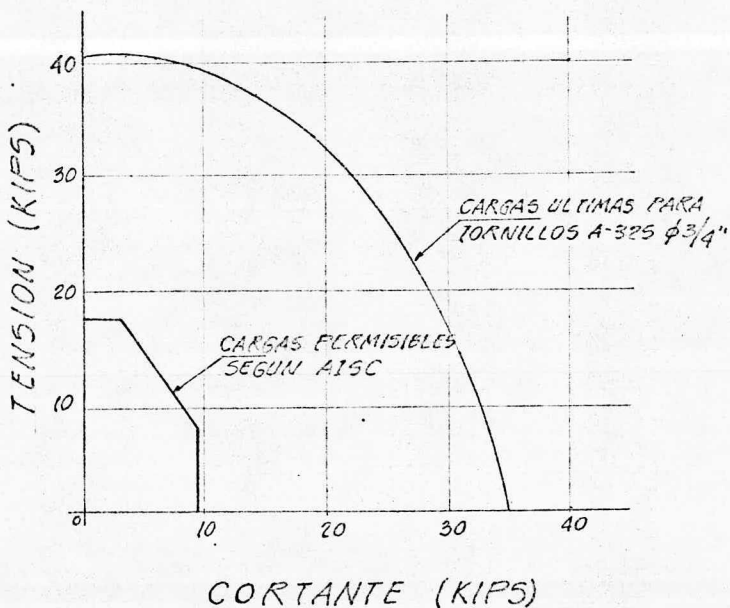


A = Area de los tornillos en tensión

Q_b = Momento estático de los tornillos en tensión respecto al Eje b - b'

b = Ancho de la placa

I_b = Momento de inercia de los tornillos en tensión respecto al Eje b - b'.



Gráficas como la anterior se puede obtener para otros tornillos y la forma práctica de emplearlas es como sigue:

1.- Valuar el esfuerzo cortante en cada tornillo y verificar que se cumpla.

$$f_v \geq F_v = 1050 \text{ kg/cm}^2 \quad (\text{en conexiones por aplastamiento y por fricción})$$

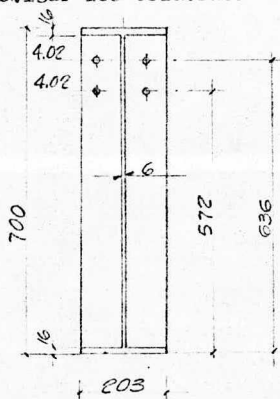
$$f_t \geq F_t = 3500 - 1.6 f_v \geq 2810 \text{ kg/cm}^2 \quad (\text{en conexiones por aplastamiento})$$

$$f_t \leq F_t = 2810 \text{ kg/cm}^2 \quad (\text{en conexiones por fricción})$$

$$F_v = 1050 \left(1 - \frac{f_t A_b}{T_b} \right); T_b = \text{carga mínima de pretensión}$$

EJEMPLO: 4.6.1

Revisar los esfuerzos en la conexión mostrada (conexión a fricción)



$$V = 2.95 \text{ Ton.}$$

$$N = 5.10 \text{ Ton. (compresión)}$$

$$M = 12.22 \text{ Ton.-M}$$

Revisar 4 tornillos $\varnothing 3/4''$

$$C_1 = \frac{Nb}{3} = \frac{5.1 \times 20.3}{3} = 34.5 \text{ l}$$

$$C_2 = -\frac{Mb}{2} + NA = \frac{1222 \times 20.3}{2} + 5.1 \times 8.04 = -12362$$

$$C_3 = [-Ma + 2NQ_b] = [-1222 \times 8.04 + 2 \times 5.1 \times 484] = -4888$$

$$Q_b = 4.02 \times 57.2 + 4.02 \times 63.2 = 484.0$$

$$I_b = 4.02 \times 57.2^2 + 4.02 \times 63.2^2 = 29210$$

$$C_4 [M Q_b + N I_b] = [1222 \times 484 + 5.1 \times 29210] = 740.417$$

DE DONDE :

$$34.51 \bar{Y}^3 - 12362 \bar{Y}^2 - 4888 \bar{Y} + 740.417 = 0$$

$$\bar{Y} = 7.5 \text{ cm.}$$

$$A = 7.5 \times 20.3 + 8.04 = 160.29 \text{ cm}^2.$$

$$I = \frac{20.3 \times 7.5^3}{3} + 4.02 \times 49.7^2 + 4.02 \times 56.1^2 = 25436 \text{ cm}^4.$$

$$S_t = \frac{25436}{56.1} = 453 \quad ; \quad S_c = \frac{25436}{7.5} = 3391$$

$$f_t = \frac{12.22 \times 10^5}{453} - \frac{5.1 \times 10^3}{147.1} = 2662 \text{ kg/cm}^2 \quad 2810$$

$$f_c = \frac{12.22 \times 10^5}{3391} + \frac{5.1 \times 10^3}{147.1} = 395 \text{ kg/cm}^2 \quad 2277$$

$$f_v = \frac{2.95 \times 10^3}{2 \times 4.02} = 367 \text{ kg/cm}^2$$

$$F_v = 1050 \left(1 - \frac{677 \times 2.85}{12700} \right) = 890 \text{ kg/cm}^2 > f_v$$

Se aceptan los tornillos propuestos

5.0.- TECNICAS PARA LA INSTALACION DE TORNILLOS DE ALTA RESISTENCIA.

Como se discutió en temas anteriores la principal ventaja de los tornillos de Alta Resistencia sobre los remaches se obtiene derivada de su alta precarga inicial, misma que se adquiere con el -- apriete del tornillo durante su instalaci' on. Dicha precarga hace que las partes conectadas queden en un contacto firme, el cual ayuda a que la junta tenga menor deslizamiento debido a la fric-- ción entre las partes conectadas; asimismo las juntas así atomi-- lladas resultan ser más resistentes a las cargas de fatiga y en - general a todo tipo de cargas que las juntas remachadas, para un mismo número de elementos sujetadores.

Para tener una idea de la magnitud de la precarga con que se ins-- talan los tornillos de Alta resistencia, comparémosla con la pre-- carga que adquiere un remache A-141 después de contraerse debido al enfriado; en su estado frío, un remache bien instalado adquiere - aproximadamente un 90% de su esfuerzo de fluencia como esfuerzo - residual de tensión .

La fuerza de apriete en las juntas será por lo tanto:

$$F = 0.9 F_Y A$$

$$\text{si } \phi = 2.2 \text{ cm } \quad F_Y = 1620 \text{ kg/cm}^2.$$

$$A = 3.87 \text{ cm}^2$$

$$F = 0.9 \times 1620 \times 3.87 = 6900 \text{ Kg}$$

Para el mismo diámetro, la carga de prueba de un tornillo A-325 - a la que debe pretensionarse es de 16,300 kg., casi 2.5 veces ma-- yor que la del remache.

Las especificaciones establecen que los tornillos de Alta resisten-- cia se instalen apretándolos hasta que desarrollen una precarga de tensión determinada, ver tabla No. 5.1 ,que depende del diámetro y calidad de tornillo utilizado.

Sin embargo, dejan al criterio del constructor escoger el método - de instalación con el cual obtengan la precarga especificada, pu--

TENSION EN LOS TORNILLOS

DIAMETRO DEL TORNILLO, PULGADAS	TENSION MINIMA DEL TORNILLO α EN TONELAJOS METRICOS	
	TORNILLOS A325	TORNILLOS A490
1/2	5.43	6.80
5/8	8.62	10.90
3/4	12.70	15.90
7/8	17.65	22.25
1	23.15	29.10
1 1/8	25.40	36.30
1 1/4	32.20	46.30
1 3/8	38.60	55.00
1 1/2	46.80	67.10

α IGUAL A LA CARGA DE PRUEBA (METODO DE LA MEDIDA DE LA LONGITUD) DADA EN LAS ESPECIFICACIONES ASTM A325 Y A 490.

TABLA No. 5.1

diendo éste seleccionar cualquiera de los tres siguientes métodos:

- a) Método del giro de la tuerca
- b) Método de apriete mediante herramientas calibradas de par controlado.
- c) Utilizando un indicador directo de tensión.

Más adelante se explicará cada uno de los métodos antes mencionados.

Esencialmente, la precarga de instalación debe desarrollar una fuerza del orden del 70% de la resistencia mínima de tensión del tornillo para que pueda obtener las máximas ventajas de los tornillos estructurales de Alta Resistencia.

Extensas pruebas hechas sobre la calibración de tornillos de Alta resistencia muestran que el método del giro de la tuerca desarrollada por la Cía. Bethlehem Steel ofrece bastante confianza para lograr la precarga inicial establecida, sin que el hecho de girar ligeramente más o menos la tuerca afecte el comportamiento posterior de los tornillos.

La figura 5.1 nos muestra la relación esfuerzo cortante vs. deformación de una junta traslapada en la cual las placas toman tensión axial a través del cortante en el conector.

Puede observarse que los conectores que desarrollan una mayor fuerza de apriete alcanzan esfuerzos cortantes más altos, como era de esperarse, aunque es evidente la pérdida de ductilidad.

Las pruebas han demostrado que las cargas últimas de corte no se ven mayor mente afectadas por las fuerzas de apriete del conector, sin embargo, resulta interesante saber como se vé afectado la resistencia por cortante de un tornillo de Alta resistencia, con diferentes grados de apriete.

En un gran número de pruebas efectuadas, tornillos A-325 y A-490 fueron apretados a distintos grados de tensión inicial y posteriormente probados hasta la falla por corte doble. La fig. 5.2 representa el resultado de las pruebas, la curva de la gráfica superior es la curva de calibración de los tornillos, obtenida mediante el giro de la tuerca contra las placas de la junta. La gráfica inferior muestra las resistencias individuales por cortante de los tornillos, instalados a diferente grado de apriete.

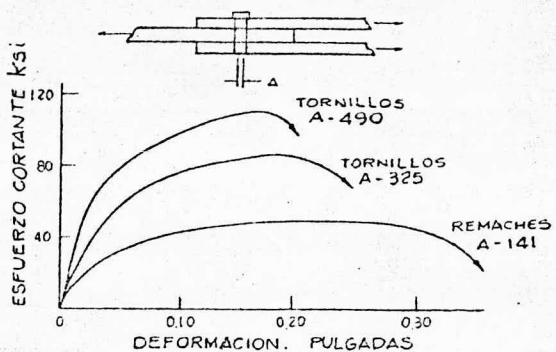


FIGURA 5.1

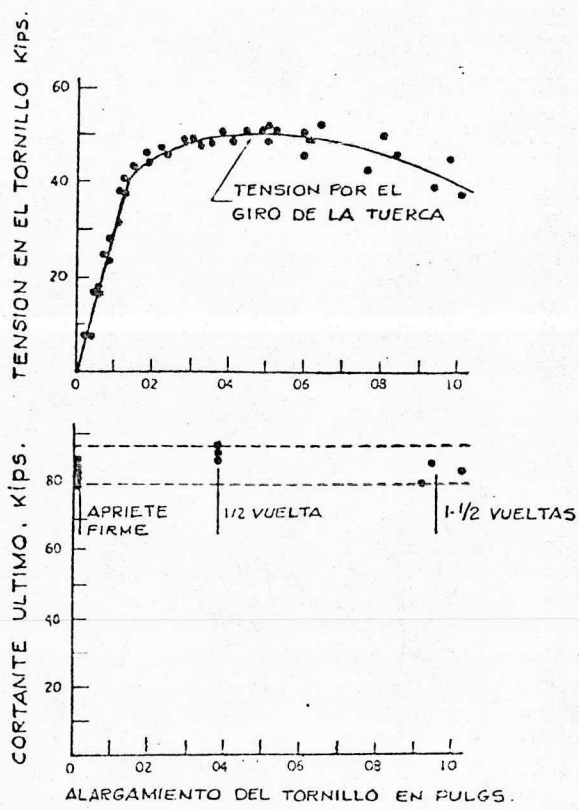


FIGURA 5.2

Resulta evidente que la influencia del apriete en la resistencia última por cortante es sumamente reducida, y que los tornillos apretados severamente - (1 1/2 vueltas a partir del apriete firme) tienen aproximadamente el mismo comportamiento por cortante que aquellos apretados sólo 1/2 vuelta.

Lo que significa que las cargas de instalación obtenidas mediante el giro de la tuerca no cambian mucho su magnitud y sí garantizan el desarrollo de una tensión mínima satisfactoria. (Ver figura 5.3)

Por último, después de apretar y aflojar varias veces un tornillo de Alta resistencia (usos y re-usos)

Hasta 1/2 giro de la tuerca, se concluye que se puede admitir uno o a lo más dos reusos de los tornillos A-325, pero que no se recomienda reutilizar los tornillos A-490 en virtud de que disminuye la fuerza de apriete en ellos.

Los tornillos A-325 que por cualquier causa deban aflojarse estando una vez apretados a su par requerido, podrán ser utilizados nuevamente siempre que no se vea que las cuerdas de sus roscas se hayan distorsionado en forma no toria.

5.1 PROCEDIMIENTO DE INSTALACION Y APRIETE

5.1.1 Método del giro de la tuerca

- 1) Alíniense los agujeros de las partes a conectar con el suficiente número de pasadores como para permitir la colocación manual de los tornillos de alta resistencia en el resto de los agujeros no ocupados por los pasadores de alineación. Estos tornillos se apretarán con la mano únicamente sin remover los pasadores. No se pretende que las partes en contacto de la junta cierren perfectamente en esta primera operación.
- 2) Utilizando la atornilladora neumática de impacto, aprietense uno a uno los tornillos antes colocados hasta su punto de "apriete firme". Este punto se reconocerá al oír que la atornilladora comienza a producir impactos sólidos sobre la tuerca. Al completar esta operación las superficies en contacto de la junta deberán estar prácticamente unidas en toda su longitud.
- 3) Remuévanse los pasadores de alineación y colóquense en su lugar los tornillos faltantes, apretándolos también hasta su punto de "apriete firme".

ROTACION DE LA TUERCA ^a A PARTIR DE LA CONDICION DE APRIETE AJUSTADO		
DISTRIBUCION DE LAS CARAS EXTERIORES DE LAS PARTES ATORNILLADAS		
AMBAS CARAS NORMALS AL EJE DEL TORNILLO, O UNA CARA NORMAL AL EJE Y LA OTRA INCLINADA 1:20 (SIN USAR RONDANAS ACHAFALZADAS).		AMBAS CARAS INCLINADAS 1:20 CON RESPECTO A LA NORMAL AL EJE DEL TORNILLO (SIN USAR RONDANAS ACHAFALZADAS).
LONGITUD DEL TORNILLO ^b NO MAYOR DE 8 DIAMETROS U 8 PULGADAS.	LONGITUD DEL TORNILLO ^b MAYOR DE 8 DIAMETROS U 8 PULGADAS.	PARA TODAS LAS LONGITUDES DE TORNILLOS 3/4 DE VUELTA.
1/2 VUELTA	2/3 DE VUELTA	

- ^a LA ROTACION DE LA TUERCA ES LA ROTACION RELATIVA CON RESPECTO AL TORNILLO, SIN QUE IMPORTE A CUAL DE LOS DOS (TUERCA O TORNILLO) SE LE APLICA EL GIRO. LA TOLERANCIA EN LA ROTACION ES DE 1/6 DE GIRO (60°) EN MAS, Y NADA EN MENOS PARA TORNILLOS PESADOS ESTRUCTURALES DE CABEZA HEXAGONAL Y ROSCA ESTANDAR DE TODOS LOS TAMAÑOS Y LONGITUDES, Y PARA TUERCAS HEXAGONALES PESADAS Y SEMI-TERMINADAS.
- ^b LA LONGITUD DEL TORNILLO SE HACE DESDE LA PARTE INFERIOR DE LA CABECA HASTA EL VASTAGO.

TABLEA No. 5.2

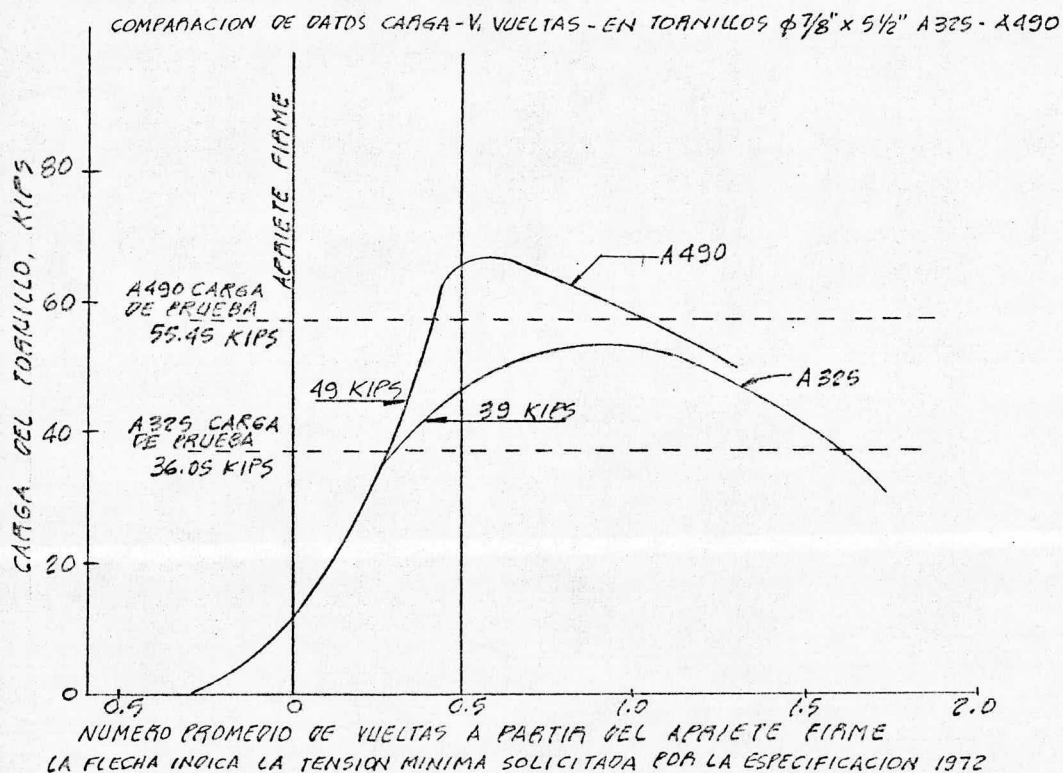


FIGURA 5.3

- 4) Iníciase el apriete definitivo de cada tornillo, observando que el "socket" de la atornilladora gira la tuerca 1/2 de vuelta ó sea, 180°. Esto se logra con las marcas hechas en el "socket". Para garantizar la buena ejecución de esta operación, se recomienda utilizar una llave de mano sobre la cabeza del tornillo, para evitar que ésta no gire durante el apriete final de la tuerca.
- 5) Procédase como en el punto 4 a través de todos y cada uno de los -- tornillos de la junta, procurando avanzar en un sentido ordenado a -- partir de los tornillos cercanos a la parte más rígida de la junta -- hacia los de afuera.

5.1.2 METODO DEL PAR DE APRIETE CONTROLADO

- 1) Procédase en forma idéntica al punto 1. anterior.
- 2) Una vez que se ha graduado el indicador del mecanismo de control de la atornilladora neumática de impacto y después de que ésta ha sido calibrada adecuadamente apriétese uno a uno cada tornillo de la junta hasta que la atornilladora cese automáticamente de operar. Conviene observar un avance ordenado del apriete como se recomienda en el punto B.1.5. anterior.
- 3) Remuévanse los pasadores de alineación e instalense en su lugar los tornillos faltantes en la junta, apretándolos posteriormente en la misma forma que se indica en el punto 2 anterior.
- 4) El par de apriete requerido para cada diámetro de tornillo se obtiene mediante un dispositivo calibrador que permita identificar la carga de tensión aplicada a un tornillo durante su apriete, contra el par de apriete aplicado. En esta forma, se establecerá el par de apriete mínimo que garantice por lo menos un 5 o 10% más de la tensión especificada en la tabla No. 5.1.

5.1.3.- INDICADORES DIRECTOS DE TENSION

El indicador directo de carga es una arandela especialmente endurecida con protuberancias en una cara. Ilustrada en la Figura No. 5.4 las protuberancias sujetan la parte inferior de la cabeza del tornillo proporcionando una abertura. En cuanto el tornillo es apretado-

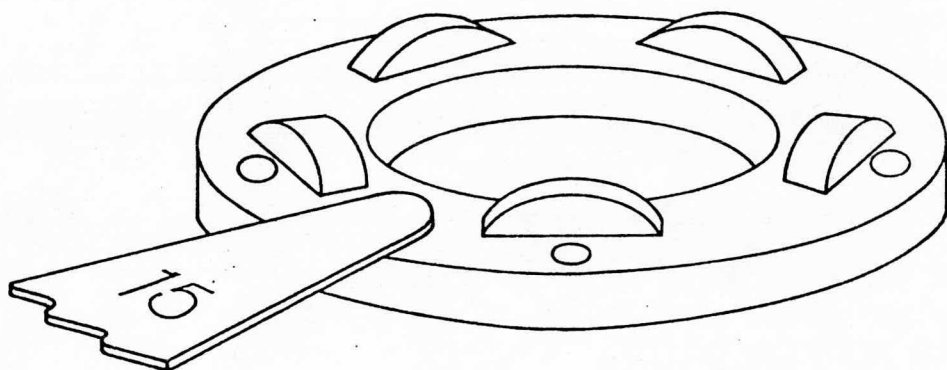


FIGURA 5.4

INDICADOR	A-325	A-400
BAJO LA CABEZA DEL TOR- NILLO (Tornillos maquinados)	0.381 mm.	0.381 mm.
TORNILLOS SALVANIZADOS	0.254 mm.	0.254 mm.
BAJO LA TUERCA CON ARRAN- QUELA EN LA CARA DE LA TUERCA	0.254 mm.	0.254 m. m.

TAFLA 5.4

son aplastadas las protuberancias y se reduce la abertura. A una abertura promedio especificada medida por escantillón, la tensión inducida en el tornillo no será menos que la mínima para los casos comunes. La figura No. 5.5 muestra un ensamble común en su sitio antes y después del apriete del tornillo. La máxima abertura entre el indicador de carga y la cabeza del tornillo después del apriete se muestran en la tabla 5.4 las tensiones inducidas en el tornillo serán las indicadas en la tabla No. 5.1 las cuales corresponden a estas aberturas.

La figura No. 5.6 muestra gráficamente como el indicador de carga "Coronet" es usado con cantos achaflanados.

La figura No. 5.7 muestra el resultado obtenido del comportamiento de cuatro tornillos apretados por el "método del giro de la tuerca", comparados con los resultados obtenidos en tornillos apretados por el "método del indicador directo de carga, observándose mejor uniformidad en el apriete.

- Ventajas de los indicadores directos de carga

- a) Facilidad de inspección una de la ventajas de los indicadores, directos es la facilidad de inspección, ya que basta con checar que los indicadores hayan sido cerrados a la abertura requerida.
- b) Exactitud.- En el tornillo apretado a una abertura especificada, la tensión correcta es automáticamente inducida.
- c) Consistencia.- A una abertura especificada la tensión en el vastago se repite de 0 a 15%.
- d) Facilidad de instalación.- Llaves y dados comunes se usan y no se requieren herramientas especiales.
- e) Rápidez de instalación.- Disminuye el tiempo de instalación e inspección hasta un 30% con respecto a otros métodos tradicionales.
- f) Versatilidad.- El indicador puede usarse en la cabeza o en la tuerca indistintamente.
- g) Estandarización.- El indicador de carga se puede usar indistintamente en tornillo A-325 o A-490.

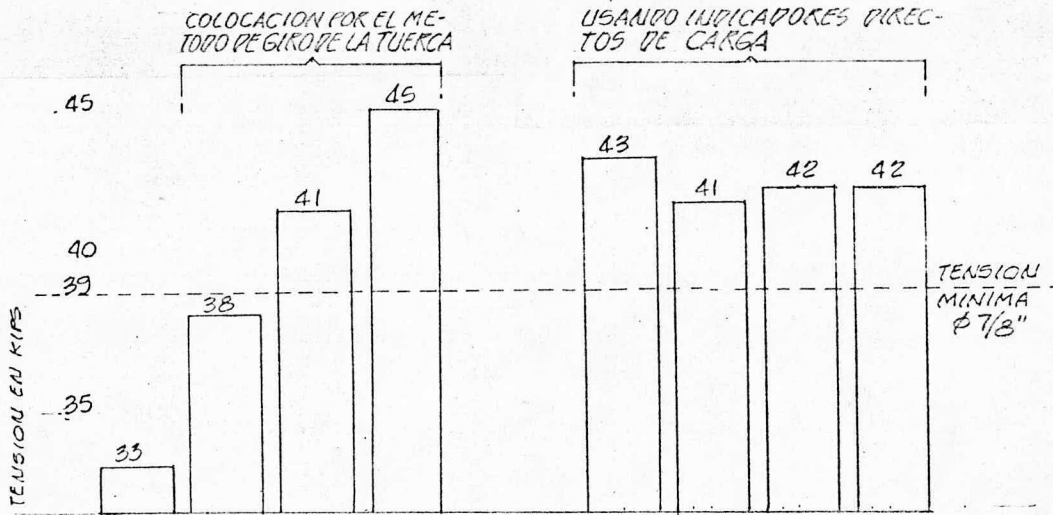


FIGURA 5.7

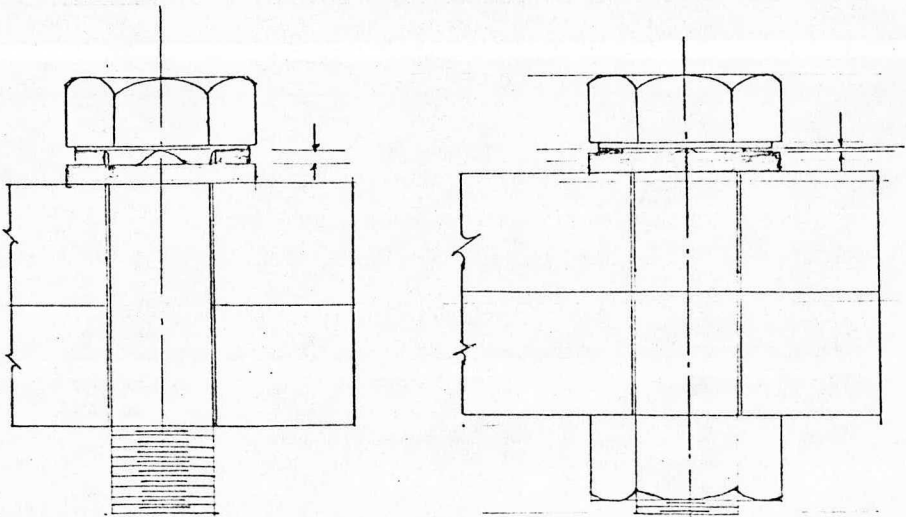


FIGURA 5.5

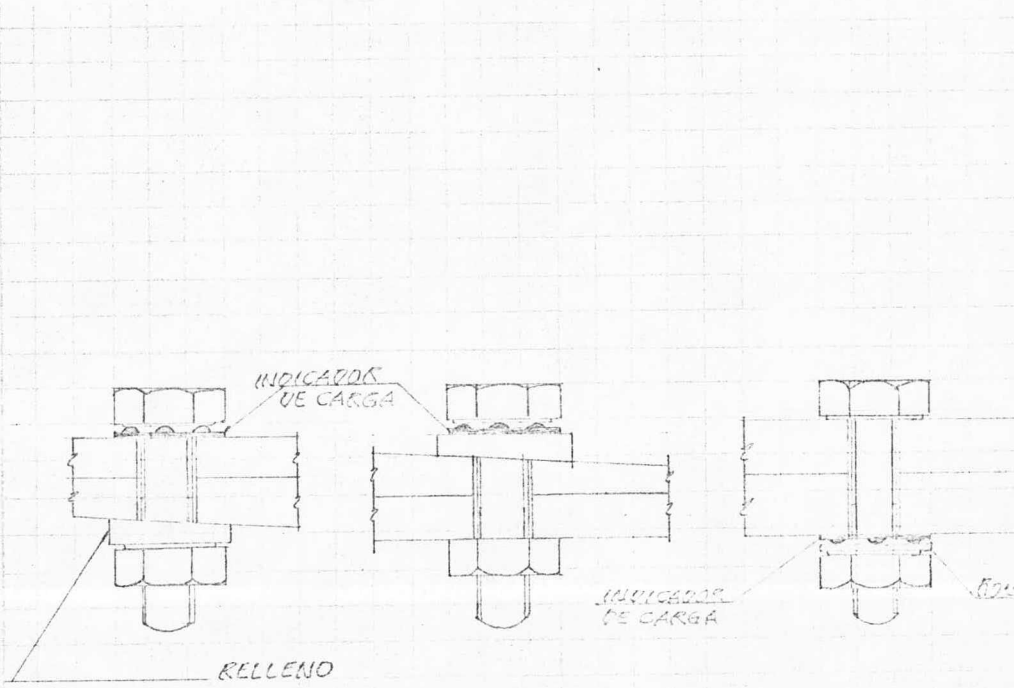


FIGURA 5.6

5.2 INSTALACION DE RONDANAS

Los métodos mencionados son actualmente los más efectivos para el apriete de tornillos, además tienen la ventaja de que si se utiliza el método del "giro de la tuerca" los tornillos A-325 no necesitan rondanas: cosa que - si se utiliza el método de las llaves manuales, se requiere de una rondana endurecida que deberá ir colocada bajo el elemento que gira ver tabla No. 5.3 . Se especifica también que para el tornillo A-490 deberá usarse una rondana endurecida en la parte del vástago.

Las rondanas habían sido recomendadas por creer que éstas reducirían el aflojamiento de los tornillos en las conexiones, pero las pruebas han demostrado que no es así y que los aflojamientos en las conexiones sin rondanas se reducen en un 5% aproximadamente.

También se ha comprobado que las rondanas no reducen la resistencia de las conexiones cuando son colocadas para evitar desgarre superficial en el material estando las conexiones sujetas a cargas estáticas y de fatiga.

5.3 USO DE EQUIPO MECANICO

No obstante que siempre es posible instalar los tornillos de alta resistencia con herramientas manuales (llaves de tuercas ordinarias y manerales -- de extensión) es obvio que con ellas se dificulta más garantizar un determinado par de apriete en los mismos, así como también los avances de montaje se tornan más lentos, costosos y generalmente poco satisfactorios. Se recomienda limitar la instalación manual de estos tornillos, a aquellas conexiones que puedan hacerse sobre el piso y con tornillos cuyo diámetro no exceda de 22 mm.

La energía eléctrica es conveniente para activar el equipo mecánico además se encuentra disponible en el lugar. Sin embargo debe tenerse en cuenta - que casi todos los tipos de atornilladores mecánicos impulsados por energía eléctrica disponibles en el mercado, no proporcionan los pares de apriete lo suficientemente grandes como para utilizarlos en la fijación de la tornillería estructural de alta resistencia, sino que casi por lo general se le emplea para afianzar las conexiones hasta que las atornilladoras se de tienen impotentes de lograr un mayor apriete; a partir de este momento se suelen completar el número de vueltas necesarias por medio de una llave - con extensión en su maneral.

DIMENSIONES DE ROLDANAS (PULG.)							
DIAMETRO DEL TORNILLO \varnothing	ROLDANAS CIRCULARES				ROLDANAS ACHEFLANDEADAS COA- GRADAS, O RECTANGULARES PARA VIGAS O CANALES NORTEAMERICANOS ESTANDAR		
	DIAMETRO EXTERIOR NOMINAL ^a	DIAMETRO NOMINAL DEL AGU- JERO	ESPESOR		DIMENSION LATERAL MINIMA	ESPESOR PROMEDIO	PENDIENTE DE LA INCLI- NACION EN EL ESPESOR
			MIN	MAX			
1/2	1 1/16	17/32	0.097	0.177	1 3/4	5/16	1:6
5/8	1 5/16	21/32	0.122	0.177	1 3/4	5/16	1:6
3/4	1 15/32	13/16	0.122	0.177	1 3/4	5/16	1:6
7/8	1 3/4	15/16	0.136	0.177	1 3/4	5/16	1:6
1	2	1 1/16	0.136	0.177	1 3/4	5/16	1:6
1 1/8	2 1/4	1 1/4	0.136	0.177	2 1/4	5/16	1:6
1 1/4	2 1/2	1 3/8	0.136	0.177	2 1/4	5/16	1:6
1 3/8	2 3/4	1 1/2	0.136	0.177	2 1/4	5/16	1:6
1 1/2	3	1 5/8	0.136	0.177	2 1/4	5/16	1:6
1 3/4	3 3/8	1 7/8	0.178 ^b	0.28 ^b			
2	3 3/4	2 1/8	0.178	0.28			
MAS DE 2 HASTA 4 INCL.	2 0 - 1/2	2 1/8	0.24 ^c	0.34 ^d			

a.- PUEDE EXCEDERSE EN 1/4"

b.- 3/16 DE PULGADA NOMINAL

c.- 1/4 DE PULGADA NOMINAL

TABLA 5.3

Resulta francamente difícil determinar el punto donde se detuvo la atornilladora y establecer el número de vueltas adicionales para que el tornillo alcance su tensión inicial mínima de trabajo, por lo que este método de instalación de tornillos de alta resistencia no es recomendable si se pretende lograr resultados confiables, ya que con facilidad se puede sobreapretar y aún romper los tornillos.

El mejor tipo de energía para utilizar en este trabajo es la del aire comprimido. Se requiere una fuente que suministre aire comprimido a una presión mínima de $90/\text{lb}/\text{pulg}^2$ ($6.33\text{kg}/\text{cm}^2$) para apretar tornillos hasta de 22 mm. de diámetro; para tornillos de diámetros mayores, se requieren aún presiones de aire más altas. Se recomienda que todo el trabajo de instalación de tornillos se realice con atornilladores mecánicos de impacto, operadas con aire comprimido, las cuales existen en el mercado con capacidad de torque suficiente como para apretar tornillos de alta resistencia A-325 hasta de 38 mm. de diámetro, los cuales pueden requerir tensiones iniciales hasta de 50 ton. (110 kips).

Los sockets que aprietan las tuercas deben llevar marcas en la periferia a cada 90 grados para permitir que el operador pueda con facilidad determinar la magnitud del giro de la tuerca.

Se pueden utilizar atornilladores neumáticos de impacto con control automático del par de apriete, en cuyo caso bastará el indicador del control hasta el par requerido y apretar el tornillo hasta que la atornilladora se detenga automáticamente. Lo anterior hace necesario que la atornilladora se esté calibrando y recalibrando continuamente después de apretar un determinado lote de tornillos de un diámetro particular.

Las mismas atornilladoras pueden ser utilizadas si el montador desea instalar los tornillos por el método del "giro de la tuerca", para lo cual bastará desconectar el sistema de control automático.

5.4 PROCEDIMIENTO DE INSPECCION

Los procedimientos para inspeccionar las conexiones atornilladas con tornillos de alta resistencia pueden variar considerablemente. Sin embargo, ciertas verificaciones esenciales deberán realizarse para garantizar resultados satisfactorios.

Los supervisores del montaje deberán trabajar muy cerca de los inspectores del montaje en la calibración de las atornilladoras y en el establecimien

to de las relaciones par apriete-tensión del tornillo. Asimismo, los primeros deberán explicar a los segundos el método elegido para la instalación de los tornillos de alta resistencia.

Un procedimiento de inspección consiste en observar las caras exagonales de las tuercas para determinar si éstas han recibido los impactos del socket de la atornilladora. Tales impactos suelen mellar y en ocasiones distorsionar los bordes de los lados planos de las tuercas. Por supuesto, la observación de estos signos no es una garantía de que los tornillos han sido apretados hasta adquirir su tensión requerida.

La inspección visual es solamente una parte importante del procedimiento de inspección, la utilización de las llaves de tuercas manuales, con indicador de par es necesariamente la herramienta fundamental del inspector, siempre que se haya utilizado una roldana endurecida debajo del elemento girado.

Por lo menos dos de cada conexión o bien el 10% de los tornillos en conexiones con un gran número de tornillos deberá inspeccionarse.

Las llaves de tuerca con indicador de par de apriete que se utilicen en el trabajo de inspección, deberán de estar calibradas.

La inspección en sí consistirá en confirmar que el tornillo probado está apretado a un par igual o mayor al requerido para desarrollar su tensión inicial especificada en la tabla 1. Si algún tornillo se encuentra que la tuerca gira a pares mayores que el especificado, no será motivo de rechazo, simplemente se sabrá que se tiene una tensión extra de lo requerido.

La posibilidad de falla de un tornillo debido a un apriete excesivo se ha reducido notablemente mediante la adopción de una tolerancia de más o menos 30 grados al giro correcto de la tuerca.

5.5 COMENTARIOS

La instalación de los tornillos de alta resistencia dista mucho de ser una ciencia; fundamentalmente las recomendaciones dadas anteriormente se basan en experiencias, estudios y pruebas de laboratorios publicados.

Por otra parte, se ha visto que el equipo de calibración y de instalación proporciona solamente resultados aproximados a los deseados.

Por lo anterior se recomienda que exista una amplia colaboración entre los montadores y los inspectores en todas las fases del trabajo.

Para lograr una instalación adecuada de los tornillos de alta resistencia, es indispensable contar con equipo mecánico de buena calidad, así como también con la energía adecuada y suficiente (aire comprimido).

El método del "giro de la tuerca" es el procedimiento más económico y eficiente para apretar adecuadamente los tornillos de alta resistencia.

Para inspeccionar el apriete de los tornillos en las conexiones, es indispensable contar con las llaves de tuerca con indicador del par torsor.

Asimismo, deberá contarse con un calibrador de las mismas que esté en buenas condiciones.

No obstante que se sabe que el calibrador hidráulico es el instrumento disponible más adecuado para emplear en la calibración de las herramientas y para obtener las relaciones par-tensión de los tornillos, conviene tomar en cuenta que dicho calibrador tiene menor rigidez que una junta estructural adecuadamente terminada, con superficies de contacto relativamente planas y lisas.

El calibrador sufre una ligera deformación debajo de las cabezas y tuercas de los tornillos de diámetro considerable. Como resultado de lo anterior, el giro de la tuerca correspondiente a una determinada tensión en el tornillo, puede ser un poco mayor que el giro que tendría que dar esa misma tuerca para producir la misma tensión en un tornillo instalada en una junta estructural sólida (dicho en otras palabras, la lectura del indicador de tensión en el calibrador tiende a subestimar la tensión real del tornillo que le produciría la misma rotación de la tuerca en la junta estructural). Esta tendencia a subestimar la tensión en el tornillo a el calibrador no representa realmente un problema en la revisión del apriete de los tornillos, puesto que la media vuelta que se dé a la tuerca a partir de la condición de "apriete firme", hace que el tornillo quede perfectamente dentro del rango de su tensión mínima.

Se pueden eliminar las roldanas endurecidas en una conexión hecha con tornillos A-325 siempre que se utilice el método del "giro de la tuerca". pero no es práctico inspeccionar las juntas así ejecutadas con las llaves con indicador de par torsor. La aceptación de tales juntas se hará entonces por inspección visual de las operaciones de instalación y apriete de los tornillos.

6.- CONCLUSIONES

Como resumen de este trabajo, cabe mencionar algunas ventajas y recomendaciones en el uso de tornillos de Alta Resistencia en la fabricación de estructuras metálicas, cuyas características físicas y mecánicas se estudiaron en los capítulos anteriores.

Como primer punto trataremos de establecer la utilización de los tornillos de alta resistencia. El uso de estos tornillos es casi limitado, ya que por su excelente comportamiento a la fatiga, deslizamiento y vibración se pueden emplear cualquier tipo de estructuras.

Su uso se ve parcialmente limitado sólo en casos particulares, como por ejemplo para conectar una trabe a un tanque (o cualquier sección hueca) en donde la colocación de los tornillos es casi imposible, o en aquellas conexiones en donde a una columna inciden varios miembros (más de cuatro) y por razones de espacio para llaves no es recomendable su uso. Puede suceder en ocasiones que la apariencia sea también un factor determinante para restringir el uso de tornillos. Un factor importante es la ejecución de trabajos de ingeniería en la rapidéz con que estos se realicen; es aquí donde los tornillos compiten ventajosamente con otros medios de conexión por ser rápida su colocación, eficiente su comportamiento y por la facilidad que ofrece en el montaje.

La economía es otro factor de gran importancia, en la que el uso de tornillos de alta resistencia, pueden llevar a ahorros sustanciales. Aun cuando para efectuar una conexión atornilla se incrementa el costo de ésta por las placas de conexión necesarias, este costo se ve compensado si consideramos los siguientes factores:

- a).- Rapidéz de montaje.
- b).- Facilidad de inspección ya que para conexiones atornillas ésta se efectúa directamente (ver capítulo 5), en comparación con los métodos radiográficos y de ultrasonido usado para inspeccionar juntas soldadas, las cuales en un momento dado al no estar correctamente realizados, en los procedimientos de reparación existe la posibilidad de un sobrecalentamiento en las placas teniendo como consecuencia esfuerzos residuales en la misma, lo cual es imposible que suceda en conexiones atornilladas.

- c).- No requiere mano de obra especializada para su instalación.
- d).- Se absorben fácilmente pequeños errores de fabricación sin que esto repercuta en la rigidez de la estructura.
- e).- El mantenimiento es mínimo y fácil de ejecutar.

Cabe mencionar que no todas las estructuras serán necesariamente en un cien por ciento atornilladas de hecho todas las estructuras son mixtas, ya que se debe de aprovechar al máximo la construcción en taller. De aquí se deduce que es recomendable usar sólo tornillos para juntas efectuadas en campo.

Para tener una idea más precisa, acerca del comportamiento, mecánico, mantenimiento, apariencia y costos de instalación de las conexiones soldadas con respecto a los otros tipos de juntas, tenemos el siguiente cuadro comparativo :

CARACTERISTICAS	REMACHES	TORN.A.RES.		TOR.A-307	SOLDADURA
		fricción	Apoio		
CORTANTE	A	B	A	A	A
TENSION	A	A	A	A	A
EFICIENCIA	B*	B	A*	C	A
FATIGA	C	A	B	NR	B
DESPLAZAMIENTO	B*	A*	B	C	A
VIBRACION	B	A	A*	C	A
APARIENCIA	B	B*	B*	B*	A
MANTENIMIENTO	A	B	B	B	B
ESP. DE COLOCACION	C	C	C	B	A
REQUC. DE RUIDOS	NR	B	B	B	A
COSTO DE INST.	C	B*	B	B	A

En donde:

A = EXCELENTE

B = BUENO

C = ACEPTABLE

NR= NO REALIZABLE

B* =

A* =

De donde se puede concluir que el uso de tornillos de Alta Resistencia - nos satisfacen necesidades tanto de trabajo como económicas por lo que - podran utilizarse confiablemente en la construcción de estructuras de -- acero de cualquier tipo.

B I B L I O G R A F I A

- 1.- Especification for the Desing, fabrication and erection of structural steel for buildings, A.I.S.C., New York, 1969
- 2.- Estructural Steel Desing; Lambert Tall
Ed. Ronald; 1974.
- 3.- Diseño de estructuras de acero; Edwin H. Gaylord, Jr. Charles N.G.
Ed. C.E.C.S.A., 1980.
- 4.- Diseño de Acero Estructural; Joseph E. Bowles
Ed. Limusa, 1984.
- 5.- Diseño de Estructuras de Acero; Boris Bresler, T.Y., John B. Scalzi
Ed. Limusa, 1978.