

**DELIMITACIÓN DE UN CONJUNTO DE TOLERANCIAS CONCURRENTES
PARA UN ENSAMBLE MECÁNICO MÓVIL**

**HECTOR MANUEL ARDILA PEREZ
COD.20121375070**

**FERNEY DUBAN FONSECA ALBAÑIL
COD.20112375080**

**UNIVERSIDAD DISTRITAL FRANCISCO JOSE DE CALDAS
FACULTAD TECNOLÓGICA
INGENIERIA MECANICA
2013**

**DELIMITACIÓN DE UN CONJUNTO DE TOLERANCIAS CONCURRENTES
PARA UN ENSAMBLE MECÁNICO**

**HECTOR MANUEL ARDILA PEREZ
COD.20121375070
FERNEY DUBAN FONSECA ALBAÑIL
COD.20112375080**

TRABAJO PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERÍA MECÁNICA

**PRESENTADO A:
PROYECTO CURRICULAR DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**UNIVERSIDAD DISTRITAL FRANCISCO JOSÉ DE CALDAS
FACULTAD TECNOLÓGICA
BOGOTÁ**

2013

| FORMATO DE PROYECTOS DE GRADO | | |
|--|---|-------------------------------------|
| Nº DE RADICACIÓN: _____ | | |
| INFORMACIÓN EJECUTORES | | |
| Ejecutor 1 | | |
| Nombre (s): | Hector Manuel | |
| Apellido (s): | Ardila Perez | |
| Código: | 20121375070 | |
| E-mail: | hmap55@hotmail.com | |
| Teléfono fijo: | 2769690 | |
| Celular: | 3003069568 | |
| Ejecutor 2 | | |
| Nombre (s): | Ferney Duban | |
| Apellido (s): | Fonseca Albañil | |
| Código: | 20121375080 | |
| E-mail: | ferneyfonseca123@hotmail.com | |
| Teléfono fijo: | 4337082 | |
| Celular: | 3124472735 | |
| INFORMACIÓN DEL PROYECTO | | |
| Título del Proyecto: | DELIMITACIÓN DE UN CONJUNTO DE TOLERANCIAS CONCURRENTES PARA UN ENSAMBLE MECÁNICO MOVIL | |
| Duración (estimada): | 6 meses | |
| Tipo de Proyecto: (Marqué con una "x") | Innovación y Desarrollo Tecnológico | <input checked="" type="checkbox"/> |
| | Prestación y Servicios Tecnológicos | <input type="checkbox"/> |
| | Otro | <input type="checkbox"/> |
| Modalidad del Trabajo de Grado: | Proyecto Científico | |
| Línea de Investigación de la Facultad*: | Desarrollo tecnológico local e institucional | |
| Línea de Investigación del Proyecto Curricular**: | Diseño en ingeniería mecánica | |
| Grupo de Investigación: | SIMEC | |
| Proyecto de Investigación: | Síntesis óptima de tolerancias en ensamblajes mecánicos mediante técnicas UMDO | |
| Áreas del conocimiento que involucra: | Diseño Mecánico, Dibujo Técnico. Resistencia de materiales, CAD/CAM. | |
| INFORMACIÓN COMPLEMENTARIA | | |
| Director: (Vo. Bo.) | Víctor Ruiz Rosas | |
| Proyecto de Pasantía: (Tutor): (Vo. Bo.) | | |
| Formulación Proyecto de Grado: (Profesor): (Vo. Bo.) | | |

Contenido

| | |
|---|----|
| Introducción | 6 |
| 1. Planteamiento del problema..... | 7 |
| 1.1 Problema..... | 7 |
| 1.5 Estado del arte..... | 8 |
| 1.4 Justificación..... | 15 |
| 2. Objetivos..... | 16 |
| 2.1 Objetivo general..... | 16 |
| 2.2 Objetivos específicos..... | 16 |
| 3. Marco teórico..... | 17 |
| 3.1 Tolerancias fundamentales..... | 20 |
| 3.1.1 Tolerancias geométricas..... | 22 |
| 3.1.2 Tolerancias generales dimensionales..... | 33 |
| 3.2 Acotación:..... | 36 |
| 3.3 Análisis funcional..... | 38 |
| 3.4 Dimensiones y tolerancias asistidas por computador..... | 39 |
| 3.5 Acumulación de tolerancias..... | 42 |
| 3.5.1 Calculo de la acumulación de tolerancias..... | 43 |
| 4. Metodología..... | 46 |
| 5. Cronograma..... | 47 |
| 6. Presupuesto..... | 48 |

Introducción

En los procesos industriales es muy común encontrar aplicaciones en las que se hace necesario un control preciso de las dimensiones finales en las piezas, tanto las estáticas como los elementos móviles, un buen control de dimensiones en cualquier ensamble mecánico asegura su correcto funcionamiento en condiciones normales de trabajo y puede llegar a prolongar la vida útil del mecanismo, lo cual tiene implicaciones directas en el costo de mantenimiento y operación.

En Colombia aun es común encontrar sectores industriales en los cuales no se hace un correcto control de las dimensiones y tolerancias para los elementos que se fabrican, o esta asignación de tolerancias se hace de manera empírica, es decir que se invierte tiempo y dinero en pruebas de tipo ensayo y error, lo cual genera no conformidades en los ensambles, y esto se magnifica cuando los ensambles son de tipo móvil, como aquellos de cuatro barras, biela manivela, leva seguidor, por mencionar algunos.

El desarrollo de software para la industria de la manufactura ha brindado herramientas muy útiles y que facilitan los procesos de fabricación y verificación. Una de esas herramientas son los software CAD CAM, que permiten hacer modelos virtuales de piezas y ensambles para poder así observar la influencia de una correcta asignación de tolerancias en ensamble estáticos y móviles, y así se reduce sustancialmente el porcentaje de error dimensional en la fabricación.

1. Planteamiento del problema

1.1 Problema

En los procesos convencionales de fabricación más comunes en nuestro país y en el campo de la mecánica industrial se puede evidenciar la asignación de tolerancias principalmente a piezas individuales, este proceso en la gran mayoría de casos se hace siguiendo tablas que son muy conocidas en la industria, en las cuales se sugieren valores dimensionales dependiendo de la dimensión nominal y el tipo de ajuste que se requiere, otro método usual para asignar tolerancias es el empírico, el cual implica que previamente se han realizado ensayos de fabricación y corrección dimensional.

La asignación de tolerancias usando tablas solo influye sobre las piezas como elementos individuales pero no es un método que garantice que las medidas nominales del ensamble como un todo cumplirá con los requerimientos iniciales, mientras que los métodos empíricos se pueden aplicar a ensambles estos representan costos muy altos para cualquier industria.

El semillero de investigación SIMEC¹ ha puesto su atención en esta dificultad típica en la industria nacional y es por eso que en este proyecto se abordará el problema de, como determinar un conjunto de tolerancias concurrentes para un ensamble dinámico, teniendo en cuenta el diseño y la fabricación, para ello nos basaremos en el software de diseño SolidWorks y en el módulo Tolanalyst.

¹Semillero en diseño y mecánica computacional, Universidad distrital Francisco José de Caldas

1.5 Estado del arte

En la revisión y análisis de la información disponible sobre el tema a trabajar se encuentran varios tipos de fuentes, principalmente centramos nuestra atención en fuentes de tipo académico, como artículos científicos, trabajos de grado, informes de investigación, artículos de conferencias y seminarios. La mayoría de los trabajos realizados en el campo de la asignación de tolerancias se encuentran como artículos de conferencias y artículos de revistas científicas, además este tipo de investigaciones se han realizado en su mayoría en Estados Unidos y China , por lo cual el idioma predominante realizar el análisis es en inglés.

Dentro de los muchos autores que han abordado la asignación de tolerancias podemos encontrar básicamente tres aspectos en común, el costo de producción, la geometría y el material.

Otra rama de interés para los autores que han trabajado este tema es la del análisis de tolerancias, en el cual se verifican los efectos de un valor determinado de tolerancia en la funcionalidad del ensamble (acumulación de tolerancias), así como en otras variables asociadas con costo, calidad y cantidad de material. Finalmente se ha desarrollado la síntesis de tolerancias donde, a partir de la información y requerimientos funcionales del producto, se determinan por medio de modelos matemáticos los niveles de tolerancia convenientes.

La asignación de tolerancias a subcomponentes de un ensamble complejo con procesos alternativos de selección usando el método del múltiplo de Lagrange es tedioso así como complicado. M. S. Kumar, Kannan, & Jayabalan se inclinan a resolver el problema con un simple esfuerzo en tres etapas. En la primera etapa, el máximo de dos procesos es seleccionado de los procesos alternativos de cada componente y estos dos procesos corresponden a una menor cantidad de la diferencia del costo de manufactura. Un método de asignación de tolerancias óptimo se desarrolla en una segunda y tercera etapa combinando las búsquedas Tabu (TS) y el enfoque heurístico. La aplicación del algoritmo propuesto se estudió y demostró en productos de tolerancias complejas como el de una junta articulada

(knuckle joint) y un ensamble de ruedas de montaje². Para las mismas condiciones de manufactura, comparadas con la síntesis de tolerancias del método Singh, el método propuesto ahorra alrededor de un 2.1% por año en los costos de la manufactura de la junta articulada y del ensamble de la rueda de montaje.

De este método se obtuvieron las siguientes conclusiones

- No existe oportunidad para omitir el mejor proceso en el proceso alternativo para la asignación de tolerancias óptima.
- El espacio de búsqueda para obtener la combinación de procesos para asignar la tolerancia óptimamente por los componentes se reduce en gran parte.
- El método desarrollado fue probado exitosamente en ensambles complejos con procesos de selección alternativa.
- El método presente resultó mejor que los GA (algoritmos genéticos) obteniendo un 2.1% de ahorro en el costo de manufactura en la rueda de montaje.
- Aunque el método parece llevar tiempo, el tiempo de computadora (1000 iteraciones se han ensayado por alrededor de 20 veces) es más o menos el mismo que con un algoritmo genético.

La asignación de tolerancias es una herramienta de diseño para reducir sobre todo los costos de producción, como dicen Chase, usando las herramientas de asignación, un diseñador puede redistribuir el “presupuesto de tolerancias” dentro de un ensamble, sistemáticamente apretando las tolerancias en procesos menos caros y aflojando tolerancias en procesos de alto costo, para una reducción neta en el costo. Una función costo vs tolerancia se usa para llevar la optimización al costo global mínimo. El método proporciona una base racional para la asignación de tolerancias a las dimensiones.

Un método promisorio de asignación de tolerancias usa técnicas de optimización para asignar tolerancias a los componentes que minimizan el costo de producción de un ensamble. Un algoritmo de optimización varía la tolerancia para cada

2

(M. S. Kumar, Kannan, & Jayabalan , Un nuevo algoritmo para la asignación de tolerancias óptima de ensambles complejos con procesos alternativos. (A new algorithm for optimum tolerance allocation of complex assemblies with alternative processes selection) – 2008

componente y busca sistemáticamente la combinación de tolerancias que minimizan el costo.

De éste artículo podemos concluir que las tolerancias originales fueron seguras pero los costos fueron altos. La optimización redujo el costo dramáticamente, sin embargo, las tolerancias resultantes exceden los límites de procesos recomendados. Las tolerancias modificadas fueron ajustadas para los límites de proceso, dando resultado en una disminución moderada en el costo, cercano al 20%. Cabe resaltar que las tolerancias especificadas en el límite del proceso pueden ser no deseables. Si el proceso no está bien controlado, puede ser difícil sostenerse en el límite. En tales casos, el diseñador quizás quiera alejarse de los límites para permitir las incertidumbres del proceso.

Otros autores como Christopher Yang & Achutha Naikan, proponen dos algoritmos eficientes para la asignación óptima de tolerancias entre los componentes de un ensamble complejo con un amplio número de restricciones y entidades. Los conceptos básicos para las redes jerárquicas con restricciones han sido usadas para derivar las funciones objetivos y las funciones restrictivas del problema. El problema de optimización es entonces resuelto por dos algoritmos diferentes y se comparan los resultados. El primer algoritmo está basado en los multiplicadores de Lagrange y el segundo está desarrollado basado en un procedimiento de análisis sensible relativo iterativo. El algoritmo de análisis sensible relativo puede manejar prácticamente cualquier número de restricciones y entidades con su nivel requerido de precisión, donde el algoritmo del multiplicador de Lagrange es más adecuado para problemas simples. Los algoritmos propuestos aceptan cualquier tipo de relación costo-tolerancia para el modelado. Los algoritmos son ilustrados usando dos ejemplos. El primer ejemplo es el diseño de tolerancia de un tanque, el cual se resuelve con ambos algoritmos, y se comparan los resultados. Un segundo ejemplo de un ensamble móvil de doble rodamiento ha sido discutido para mostrar que el algoritmo de análisis sensible relativo puede manejar problemas de diseño de tolerancias complejos, lo cual es difícil o inapropiado para resolver con el algoritmo del multiplicador de Lagrange.

Se concluye entonces que las redes jerárquicas en intervalos con restricciones pueden ser usadas efectivamente para una precisa representación de cualquier ensamble y su análisis con síntesis de tolerancias. El algoritmo del multiplicador de Lagrange y el algoritmo de análisis sensible relativo (RSR) propuestos en este trabajo son dos diferentes técnicas efectivas, las cuales pueden ser usadas en combinación con las redes jerárquicas en intervalos con restricciones para la optimización del diseño de tolerancias. El algoritmo de Lagrange es más adecuado para los ensamblajes simples mientras que el algoritmo RSR puede manejar cualquier ensamble complejo con prácticamente cualquier número de entidades y funciones de ensamble. Ambos algoritmos pueden también manejar cualquier tipo de función costo y conseguir cualquier precisión requerida en la asignación óptima de las tolerancias.³

En Túnez, se redactó un artículo por parte de Bouzid Sai, Dhifalli, & Zghal, autores que dicen que para obtener dimensiones impuestas y especificaciones geométricas para cualquier pieza mecánica, las tolerancias de producción deben ser calculadas. Así una simulación del comportamiento de la pieza de trabajo cuando se está maquinando, permite cálculos de las desviaciones en las superficies maquinadas.

El método del cálculo de la desviación está basado en una comparación entre una tolerancia funcional impuesta y la tolerancia calculada en relación a las desviaciones en dos superficies maquinadas o entre una superficie maquinada y un dato operacional.

El modelado de una dirección de desviaciones examina entradas prácticas tales como el proceso de planeación, el dato operacional, las desviaciones en las superficies ásperas, y las desviaciones en los datos de la superficie para cualquier nivel de maquinado. El método desarrollado permite determinar las desviaciones de las superficies maquinadas. Entonces, las tolerancias en las dimensiones de producción fueron calculadas en tres direcciones. Estos resultados han permitido definir las dimensiones medias de producción, las cuales pueden ser usadas para

³ Hung & Chan, Diseño multiobjetivo y asignación de tolerancias para sistemas simples o multinivel. (Multi-objective design and tolerance allocation for single and multi-level systems) – 2011

máquinas de programación CNC y preparar una configuración óptima de una pieza áspera.

El método desarrollado ha sido aplicado para el maquinado de un tornillo de fijación. De éste se puede concluir entonces que el método de cálculo de desviaciones nos lleva a la optimización de las desviaciones en superficies mecanizadas y entonces a la minimización de las dimensiones ásperas. Entonces, para producción en serie, el uso de este método permite minimizar el costo de las piezas, lo cual es uno de los objetivos más importantes para las industrias manufactureras. Así, de este estudio, se puede sacar también el cálculo de desviaciones o errores en las superficies mecanizadas, el cálculo del ancho promedio de corte, determinar las dimensiones de manufactura, las cuales serán usadas para programación en máquina CNC y el cálculo de las dimensiones de una pieza áspera en 3D.

También todos estos resultados pueden llevar a minimizar el número de piezas rechazadas y así reducir el costo de mecanizado.⁴

Según Haq, Sivakumar, Saravanan, & Muthiah, un problema importante con el que se enfrentan los ingenieros de diseño es el de cómo asignar los límites de las tolerancias. En aplicaciones prácticas, las tolerancias son a menudo asignadas como compromisos informales entre la funcionalidad, calidad y costo de fabricación. Frecuentemente, el compromiso es obtenido iterativamente por ensayo y error. Un enfoque más científico es a menudo el deseable para un mejor rendimiento. En este trabajo, un algoritmo genético (GA) es usado para el diseño de tolerancias de elementos de máquinas para obtener la solución óptima global. El objetivo es diseñar las tolerancias óptimas de los componentes individuales para lograr la tolerancia requerida de ensamble, cero porcentaje de rechazo de los componentes y mínimo costo de fabricación. El procedimiento propuesto usando GA es descrito en el trabajo para dos problemas de diseño de tolerancias: un tren de engranajes y un ensamble de embrague de rueda libre. Los resultados son comparados con técnicas convencionales y los rendimientos son analizados.

⁴(Bouid Sai, Dhifalli, & Zghal, Modelamiento de tolerancias y dimensiones de manufactura (Modelling of tolerances and manufacturing dimensions) - 2006

Los autores crearon un programa estandarizado de computador usando el lenguaje C (lenguaje de programación) para que pueda ser fácilmente manejado, sintetizando las tolerancias de diseño óptimo para los componentes de un ensamble. El procedimiento propuesto usando GA tiene la capacidad de lograr objetivos múltiples con cero porcentaje de rechazo, una función de pérdida de calidad mínima y un costo mínimo de fabricación. Una reducción considerable en esfuerzo y costo de fabricación es lograda por el propuesto procedimiento del GA. Diferentes técnicas tradicionales han sido reportadas en los libros tales como la programación íntegra estocástica, el método de la matriz variable, métodos estadísticos, metodologías de superficie, etc., para resolver diferentes problemas de optimización del diseño de tolerancias. En este trabajo, se demuestra que un procedimiento basado en GA puede ser aplicado a una variedad de problemas de optimización del diseño de tolerancias con sistemas de codificación adecuados. Los resultados obtenidos en este trabajo se resumen en que el método es robusto, es fácil de usar, puede encontrar soluciones globales con alta probabilidad y es muy eficiente en el manejo de funciones multi-objetivo.

Podemos decir entonces que los autores nombrados anteriormente con sus respectivos desarrollos sobre la asignación de tolerancias tienen ciertos puntos en común, como también los tienen en contra. Algunas de estas conclusiones compartidas entre estos es que todos los métodos desarrollados son más eficientes que los ya existentes o aplicados, puesto que se aprecia el valor de la investigación y de los frutos que arroja. También las nuevas formas de asignar tolerancias, son exitosas en ensambles complejos como lo pueden llegar a ser un ensamble móvil de doble rodamiento o una junta articulada, por lo que decimos que estos métodos están muy bien desarrollados pensando no solo en soluciones a problemas sencillos y rápidos si no a un conjunto de operaciones completas para una producción que pueda llegar a ser difícil de producir.

Otra cosa importante que resalta de todos los trabajos hechos por los autores nombrados, es que todos apuntan a una disminución de tiempos y costos desde el proceso de diseño hasta el de producción; por medio de algoritmos genéricos, multiplicadores de Lagrange, análisis sensible relativo, programación para CNC,

programaciones en lenguaje C, entre otros. Resaltando siempre la importancia para la industria de estos bajones en los precios de manufactura y manteniendo u optimizando la calidad de los productos en cuanto a superficies mecanizadas, minimización de las dimensiones ásperas, dimensiones de producto, etc. Entonces al aumentar la calidad de los elementos fabricados, se disminuyen las no conformidades y por lo tanto minimiza el número de piezas rechazadas, lo que obviamente sigue disminuyendo costos.⁵

Todos los nuevos métodos de asignación de tolerancias nombrados en el presente anteproyecto tienen la característica de ser robustos, aunque no fueron fáciles de desarrollar, si lo son para ser aplicados agilizando de esa manera los diseños, con altas probabilidades de encontrar solucionar problemas de tolerancias de cualquier tipo y eficientes en el manejo de funciones con múltiples objetivos.

El método de Chase tiene el problema de que puede llegar a dar tolerancias que economicen tanto el proceso que puedan llegar a ser incompatibles con el método de producción a usar por lo que los diseñadores que apliquen los algoritmos de este método deben tener cuidado con los resultados obtenidos.

Se comprueba entonces que estos diferentes métodos referenciados en el presente trabajo son efectivos en cuanto al cumplimiento de sus objetivos; por lo que aunque son múltiples los desarrollos que se han dado en diferentes países, en nuestro país Colombia, estos desarrollos son muy pocos o nulos, lo que ha llevado a que en la industria no se contemplen este tipo de innovaciones a sus procesos de producción, por lo que éste proyecto se enfoca en aplicar conceptos y operaciones ya desarrollados y existentes en otras latitudes, pero que en nuestro contexto no han sido implementados.

⁵, Optimización del diseño de tolerancias de los elementos de una máquina usando algoritmos genéticos (Tolerance design optimization of machine elements using genetic algorithm Haq, Sivakumar, Saravanan, & Muthiah) – 2004

1.4 Justificación

Cuando se desarrolla un diseño mecánico es muy importante tener en cuenta el ahorro y la optimización de todos los recursos influyentes en el mismo; con éste fin se han desarrollado múltiples herramientas computacionales que agilizan y precisan el trabajo llevado a cabo en ésta área de la mecánica para el buen desarrollo de productos.

Es muy importante resaltar la importancia de las tolerancias geométricas y dimensionales en este proceso de diseño mecánico para la buena funcionalidad de piezas y ensambles, es entonces aplicable la modalidad de trabajo de los programas de diseño; los cuales, soportan cualquier número de cifras decimales llegando así a una precisión inmejorable, desarrollando tolerancias mínimas que serían perfectas para cualquier tipo de producción, pero que a la hora de fabricarse en físico, son muy complicadas de llevar a cabo, puesto que los procesos y la maquinaria casi siempre distan mucho de la precisión solicitada por el diseño en los programas computacionales.

Esta distancia es conveniente eliminarla dando valores apropiados a las tolerancias que definen los proyectos con el fin de obtener una buena funcionalidad de nuestros productos; ensambles correctos, intercambiabilidad apropiada de piezas y la no acumulación de errores en los ensambles. De lograrse una buena sensibilidad en las tolerancias apoyada en herramientas de tipo CAD, se ofrecería una ventaja competitiva a los desarrollos tecnológicos en mecánica pues en éstos se conocería el efecto de los errores en la fabricación, pudiendo así controlarlos con valores límites que los restrinjan.

Concluyendo, un grupo de diseño en ingeniería que elimine esta distancia entre las partes tiene ganancias en robustez de sus resultados y confiabilidad del desempeño de éstos, lo cual estaría a la vanguardia respecto de diseños en los que las tolerancias se asignan por muestras estadísticas o recomendaciones de fabricantes.

Localmente, las tolerancias son asignadas por la experiencia del diseñador, las recomendaciones de normas o fabricantes, pero sin la claridad de un

procedimiento de asignación de tolerancias a cotas dimensionales y geométricas; fiables. Adicional no es muy preciso el conocimiento en cuanto a las mediciones de los efectos de los errores en fabricación para el final funcionamiento de un ensamble, lo que hace necesario equipar a los grupos de diseño con herramientas que les favorezcan la toma de decisiones para definir tolerancias inamovibles.

La eficiente asignación de tolerancias concurrentes en un ensamble mecánico daría como resultado una disminución de costos en todo el proceso de diseño hasta manufactura, sin dejar de lado la calidad de los productos usando técnicas ya desarrolladas en diferentes países con mayor adelanto científico y tecnológico que el nuestro, pero que en el medio que nos rodea no se practican pues no se ha influenciado a dichos desarrollos, lo que conllevaría a un valor agregado de nuestras producciones y procesos de la misma.

2. Objetivos

2.1 Objetivo general

Determinar el conjunto de tolerancias concurrentes para un ensamble mecánico móvil que incluya de forma simultánea diseño y manufactura.

2.2 Objetivos específicos

1. Definir tolerancias de diseño (funcionales) en los ensambles a trabajar
2. Identificar tolerancias de fabricación mediante mecanizado y medición.
3. Comparar el conjunto de tolerancias Diseño-Fabricación.
4. Establecer el conjunto concurrente de tolerancias apropiado para el ensamble a estudiar.

3. Marco teórico

La tolerancia es una variación permisible que puede tenerla medida de una pieza analizada, este intervalo está dado por la desviación de los límites máximos y mínimos de la pieza.

Las condiciones de funcionamiento de una pieza obligan a establecer holguras o aprietos entre ella y aquel sobre las que se monta.

Por otra parte es sabido que los propios procesos de fabricación introducen en las dimensiones de las piezas errores o desviaciones sobre las medidas establecidas en los planos de definición de las mismas.

En razón de todo ello, es necesario establecer límites (tolerancias) sobre todas las dimensiones fundamentales de una pieza.

De acuerdo a la norma a UNE 4-026-79 se tienen las siguientes definiciones y aclaraciones de conceptos:

Medida: Número que expresa para una determinada longitud su valor numérico en las unidades elegidas.

Medida efectiva: Resultado de una medición

Medida nominal: Medida a la que se definen las medidas límites

Medida máxima: La mayor medida permitida.

Medida mínima: la menor de las medidas permitidas.

Diferencia o desviación superior (Ds ó ds): Diferencia algebraica entre la medida máxima y la nominal.

Diferencia o desviación inferior (Di ó di): Diferencia algebraica entre la medida nominal y la mínima.

Línea de referencia o línea cero: Representación gráfica de la medida nominal a partir de la cual se representan las diferencias; estas pueden ser ambas positivas, ambas negativas o una positiva y la otra negativa.

Tolerancia: Diferencia entre la medida máxima y mínima.

Zona de tolerancia: Espacio o zona en representación gráfica delimitado por las líneas que representan los límites de tolerancia respecto a la línea de referencia

Desviación o diferencia fundamental: Una cualquiera de las dos diferencias elegida convencionalmente para definir la posición de la zona de tolerancia con respecto a la línea de referencia.

Eje base: En el sistema ISO de tolerancias se denomina así al eje cuya diferencia superior es nula.

Agujero base: En el sistema ISO de tolerancias se denomina así al agujero cuya diferencia inferior es nula.

Ajuste: Es la relación por diferencia antes de su montaje, entre las medidas de dos piezas que han

Juego: Diferencia antes del montaje entre la medida del agujero y de eje cuando es positiva

Juego máximo: Diferencia en valor absoluto entre la medida máxima del agujero y la mínima del eje.

Juego mínimo: Diferencia en valor absoluto entre la medida mínima del agujero y la máxima del eje.

Aprieto: Diferencia antes de montaje entre la medida del agujero y del eje cuando es negativa.

Aprieto máximo: Diferencia en valor absoluto entre la máxima medida del eje y la mínima del agujero.

Aprieto mínimo: Diferencia en valor absoluto entre la mínima medida del eje y la máxima del agujero.

Ajuste indeterminado: Es el ajuste que dependiendo de las medidas obtenidas para el eje y el agujero puede resultar juego o aprieto.

Sistema de tolerancias: Conjunto sistemático de tolerancias y diferencias normalizadas.

Sistemas de ajustes eje base: Conjunto sistemático de ajustes en el que los diferentes juegos y aprietos se obtienen asociando a un eje con tolerancia constante y límite superior igual a cero, agujeros con diferentes tolerancias.

Sistemas de ajustes agujero base: Conjunto sistemático de ajustes en el que los diferentes juegos y aprietos se obtienen asociando a un agujero con tolerancia constante y límite inferior igual a cero, ejes con diferentes tolerancias.⁶

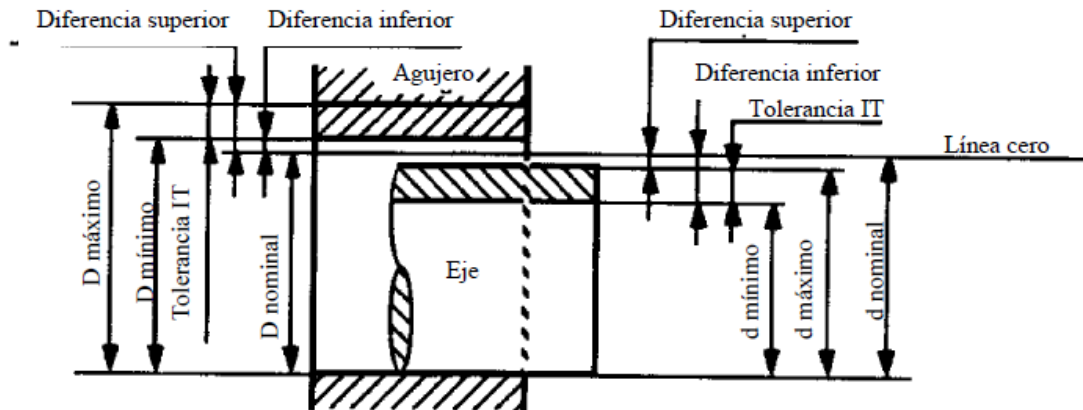


Figura 1. Conceptos de tolerancia, Norma española UNE 4-026-79 Instituto Nacional de Racionalización y Normalización

Tolerancias ISO:

La estructura del sistema de tolerancias ISO está basada en la posición de la zona de tolerancia respecto a la línea cero o de referencia y el valor de la tolerancia se hace depender de la magnitud de la medida nominal. Las posiciones consideradas se designan por letras mayúsculas para agujeros y minúsculas para ejes en la figura se muestran las establecidas.

Para poder satisfacer las necesidades de los ajustes se ha previsto para cada medida nominal toda una gama de diferencias que definen la posición de las tolerancias. La superior (**ds** o **Ds**) y la inferior (**di** o **Di**), simbolizada por una letra (a veces dos) mayúscula para los agujeros y minúscula para los ejes.

⁶ Norma española UNE 4-026-79 Instituto Nacional de Racionalización y Normalización

La letra **h** corresponde a la zona de tolerancia de ejes cuyo límite superior de tolerancia está en la línea cero y la letra **H** sería igual, pero en este caso para los agujeros.

Los ejes cuyo límite superior de tolerancia se sitúa por debajo de la línea cero se marcan con las letras: **a, b, c, cd, d, e, ef, f, fg, g**, y aquellos ejes cuyo límite inferior queda por encima de dicha línea se marcan con las letras:

k, m, n, p, r, s, t, u, v, x, y, z, za, zb, zc.

Los ejes **j** tienen posición asimétrica y los ejes **js** posición simétrica respecto a la línea cero.⁷

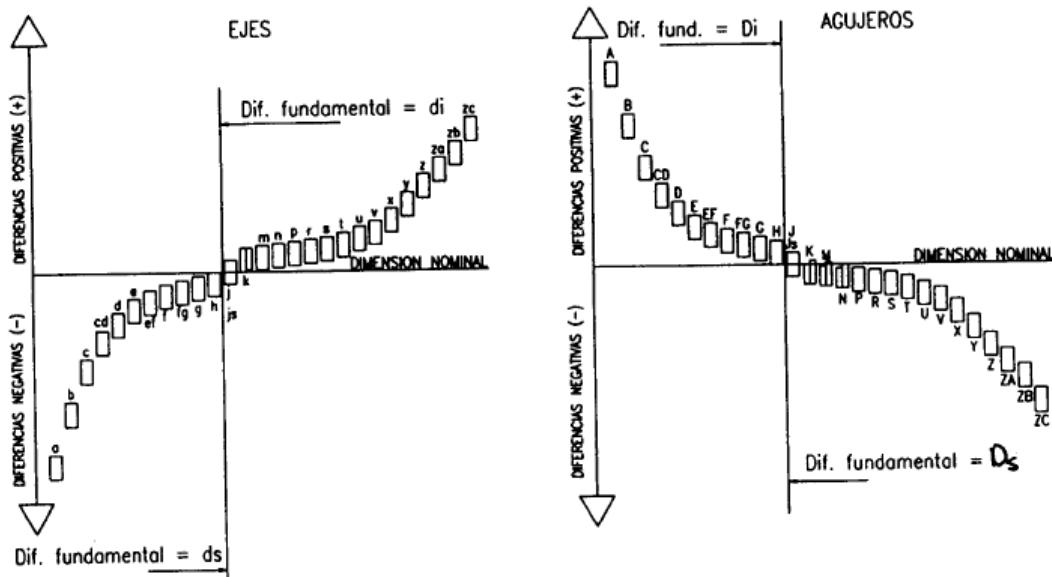


Figura 2. Sistemas de tolerancias iso, Gonzales J. (2010). Metodología para la asignación de tolerancias y valores nominales aun conjunto de variables dependientes. (PP.16-17).Universidad Carlos III de Madrid.

3.1 Tolerancias fundamentales

Se han previsto 18 grados de tolerancia o índice de tolerancia (IT) designados por las siglas IT01, IT0, IT1 a IT16 representativas de la calidad desde la más fina

⁷ tolerancias de fabricación, visual graphics group, Santiago Poveda Martínez, 2007, pag. 4 y 5.

hasta la más basta, cuyos valores numéricos están calculados para cada grupo de diámetros nominales.

Para las calidades 5 a 16 estos valores están calculados en base de la unidad de tolerancia i , mediante la fórmula:

| Grupos de diámetros (mm) | CALIDADES | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|--------------------------|----------------|------------------------------------|------|---|------|------|------|------|------|------|------|--|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | IT 01 | IT 0 | IT 1 | IT 2 | IT 3 | IT 4 | IT 5 | IT 6 | IT 7 | IT 8 | IT 9 | IT 10 | IT 11 | IT 12 | IT 13 | IT 14 | IT 15 | IT 16 |
| $d \leq 3$ | 0,3 | 0,5 | 0,8 | 1,2 | 2 | 3 | 4 | 6 | 10 | 14 | 25 | 40 | 60 | 100 | 140 | 250 | 400 | 600 |
| $3 < d \leq 6$ | 0,4 | 0,6 | 1 | 1,5 | 2,5 | 4 | 5 | 8 | 12 | 18 | 30 | 48 | 75 | 120 | 180 | 300 | 480 | 750 |
| $6 < d \leq 10$ | 0,4 | 0,6 | 1 | 1,5 | 2,5 | 4 | 6 | 9 | 15 | 22 | 36 | 58 | 90 | 150 | 220 | 360 | 580 | 900 |
| $10 < d \leq 18$ | 0,5 | 0,8 | 1,2 | 2 | 3 | 5 | 8 | 11 | 18 | 27 | 43 | 70 | 110 | 180 | 270 | 430 | 700 | 1100 |
| $18 < d \leq 30$ | 0,6 | 1 | 1,5 | 2,5 | 4 | 6 | 9 | 13 | 21 | 33 | 52 | 84 | 130 | 210 | 330 | 520 | 840 | 1300 |
| $30 < d \leq 50$ | 0,6 | 1 | 1,5 | 2,5 | 4 | 7 | 11 | 16 | 25 | 39 | 62 | 100 | 160 | 250 | 390 | 620 | 1000 | 1600 |
| $50 < d \leq 80$ | 0,8 | 1,2 | 2 | 3 | 5 | 8 | 13 | 19 | 30 | 46 | 74 | 120 | 190 | 300 | 460 | 740 | 1200 | 1900 |
| $80 < d \leq 120$ | 1 | 1,5 | 2,5 | 4 | 6 | 10 | 15 | 22 | 35 | 54 | 87 | 140 | 220 | 350 | 540 | 870 | 1400 | 2200 |
| $120 < d \leq 180$ | 1,2 | 2 | 3,5 | 5 | 8 | 12 | 18 | 25 | 40 | 63 | 100 | 160 | 250 | 400 | 630 | 1000 | 1600 | 2500 |
| $180 < d \leq 250$ | 2 | 3 | 4,5 | 7 | 10 | 14 | 20 | 29 | 46 | 72 | 115 | 185 | 290 | 460 | 720 | 1150 | 1850 | 2900 |
| $250 < d \leq 315$ | 2,5 | 4 | 6 | 8 | 12 | 16 | 23 | 32 | 52 | 81 | 130 | 210 | 320 | 520 | 810 | 1300 | 2100 | 3200 |
| $315 < d \leq 400$ | 3 | 5 | 7 | 9 | 13 | 18 | 25 | 36 | 57 | 89 | 140 | 230 | 360 | 570 | 890 | 1400 | 2300 | 3600 |
| $400 < d \leq 500$ | 4 | 6 | 8 | 10 | 15 | 20 | 27 | 40 | 63 | 97 | 155 | 250 | 400 | 630 | 970 | 1550 | 2500 | 4000 |
| | Ultraprecisión | Calibre y piezas de gran precisión | | Piezas o elementos destinados a ajustar | | | | | | | | Piezas o elementos que no han de ajustar | | | | | | |

$$i = 0.45^3 \sqrt{D} + 0.001D$$

i expresado en μ y D en mm.⁸

Figura 3. Tabla de tolerancias generales, Apuntes de normalización, Jose Manuel García Ricart, editorial upv, 2005.

⁸ Procesos industriales para materiales metálicos, Julián Rodríguez Montes, Lucas Castro Martínez, Juan Carlos del Real Romero, editorial visión net, 2005.

3.1.1 Tolerancias geométricas

Los límites de una pieza determinados por las tolerancias dimensionales pueden comportar errores de forma no admisibles para el funcionamiento correcto de las piezas.

Para delimitar los posibles errores de la geometría, se utilizan las tolerancias de forma o geométricas aplicables a los distintos elementos constitutivos de una pieza. En la fabricación se producen irregularidades geométricas que pueden afectar a la forma, posición y orientación de los diferentes elementos constructivos de las piezas.

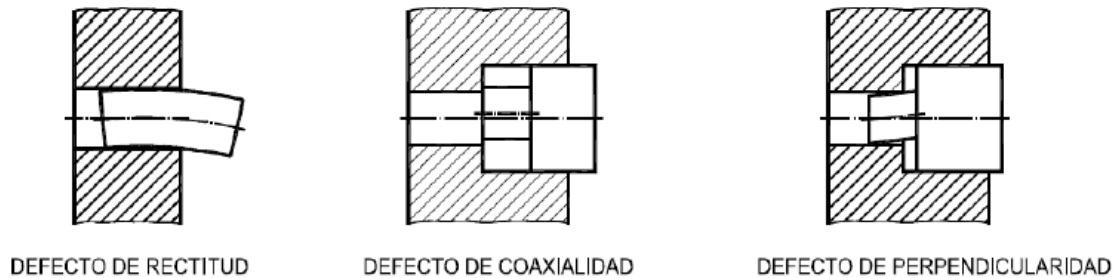


Figura 4. Conceptos tolerancias geométricas, metrología y ensayos, Simón Milán Gómez, edición paraninfos ciclos informativos, 2012.

Una tolerancia dimensional aplicada a una medida ejerce algún grado de control sobre desviaciones geométricas, por ejemplo: la tolerancia dimensional tiene efecto sobre el paralelismo y la planicidad. Sin embargo, en algunas ocasiones la tolerancia de medida no limita suficientemente las desviaciones geométricas; por tanto, en estos casos se deberá especificar expresamente una tolerancia geométrica, teniendo prioridad sobre el control geométrico que ya lleva implícita la tolerancia dimensional.⁹

⁹ Metrología: introducción, conceptos e instrumentos María Moro Piñeiro, universidad de Oviedo, 2000.

Las tolerancias geométricas pueden aplicarse a elementos simples o asociados
 Las tolerancias geométricas deberán ser especificadas solamente en aquellos requisitos que afecten a la funcionalidad, intercambiabilidad y posibles cuestiones relativas a la fabricación; de otra manera, los costes de fabricación y verificación sufrirán un aumento innecesario. En cualquier caso, estas tolerancias habrán de ser tan grandes como lo permitan las condiciones establecidas para satisfacer los requisitos del diseño.¹⁰

Los símbolos utilizados son los indicados:

| <i>Tipo de tolerancia</i> | <i>Características</i> | <i>Símbolo</i> |
|---------------------------|------------------------------|----------------|
| Forma | Rectitud | — |
| | Planicidad | □ |
| | Redondez | ○ |
| | Cilindricidad | ∅ |
| | Forma de una línea | ⤿ |
| | Forma de una superficie | ⤿ |
| Orientación | Paralelismo | // |
| | Perpendicularidad | ⊥ |
| | Inclinación | ∠ |
| Situación | Posición | ⊕ |
| | Concentricidad y coaxialidad | ◎ |
| | Simetría | ≡ |
| Oscilación | Circular | ↗ |
| | Total | ↗↘ |

Figura 5. Símbolos de las tolerancias geométricas, <http://ocw.unican.es/enseñanzas-tecnicas/ingenieria-grafica/material-de-clase/1/4.3%20Tipos%20de%20Tolerancias%20Geometricas.pdf>

Para comprender más precisamente las tolerancias geométricas se describen los siguientes aspectos:

Rectitud: cualquier generatriz del cilindro se considera recta cuando está totalmente incluida entre dos planos paralelos separados entre sí la tolerancia.

¹⁰ Apuntes de normalización, José Manuel García Ricart, editorial upv, 2005.

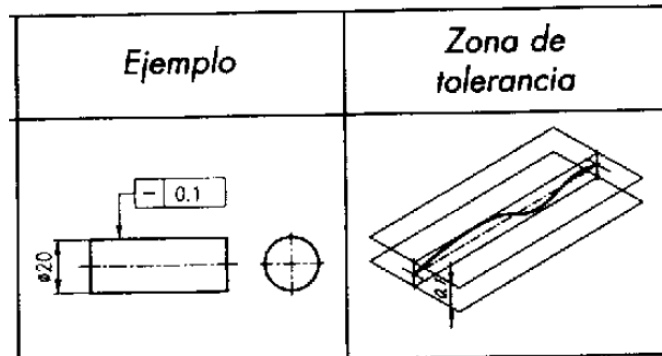


Figura 6. rectitud, Bermúdez. F. (2006). Tolerancias Geométricas Principios de Representación.(pp. 9-8) Universidad Carlos III de Madrid.

El eje del cilindro se considera recto cuando está totalmente incluido dentro de un cilindro de un diámetro igual a la tolerancia.

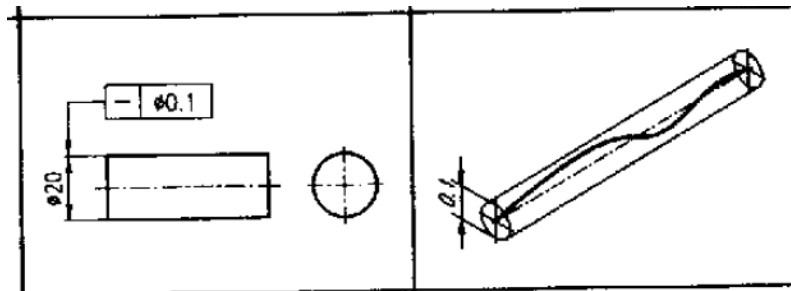


Figura 7. Rectitud, Bermúdez. F. (2006). Tolerancias Geométricas Principios de Representación.(pp. 9-8) Universidad Carlos III de Madrid.

Planicidad: la superficie se considera plana cuando está totalmente comprendida entre dos planos paralelos separados entre sí la tolerancia.¹¹

¹¹ Bermúdez. F. (2006). Tolerancias Geométricas Principios de Representación.(pp. 9-8) Universidad Carlos III de Madrid.

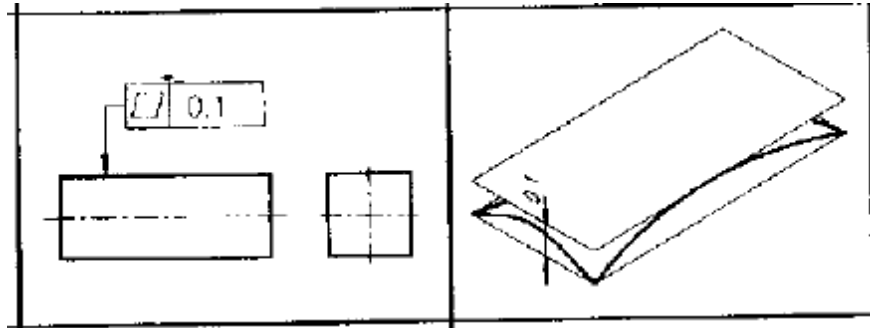


Figura 8. Planicidad, Procesos industriales para materiales metálicos, Julián Rodríguez Montes, Lucas Castro Martínez, Juan Carlos del Real Romero, editorial visión net, 2005.

Redondez: una sección recta cualquiera, se considera redonda cuando está totalmente comprendida en una corona circular con una diferencia de radios igual a la tolerancia.

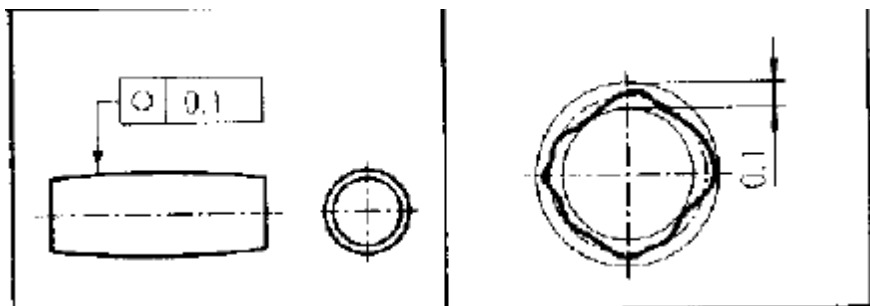


Figura 9, redondez, Bermúdez. F. (2006). Tolerancias Geométricas Principios de Representación.(pp. 9-8) Universidad Carlos III de Madrid.

Cilindricidad: la superficie exterior del cilindro se considera cilíndrica cuando está totalmente comprendida entre dos cilindros coaxiales con una diferencia de radios entre si igual a la tolerancia.¹²

¹² German Sicacha Rojas, Mirna Jiron Popova Fundamentos Basicos del Dibujo de elementos de Maquinas (pp 53-54) Universidad Francisco José de Caldas

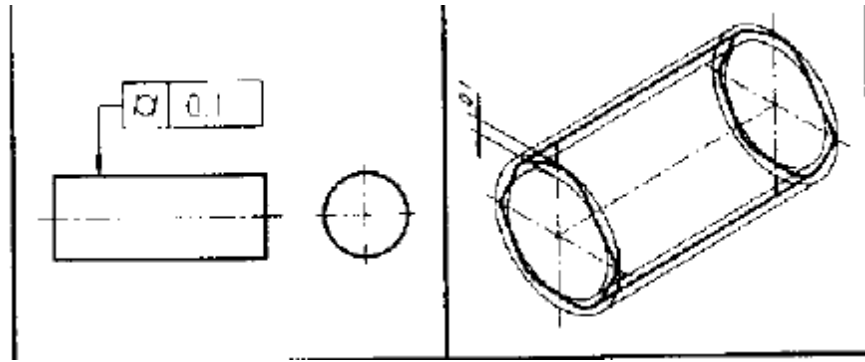


Figura 10, cilindridad, Procesos industriales para materiales metálicos, Julián Rodríguez Montes, Lucas Castro Martínez, Juan Carlos del Real Romero, editorial visión net, 2005.

Forma de una línea: el contorno de la pieza, tiene la forma nominal cuando está totalmente comprendida entre dos contornos envolventes de círculos con centros situados sobre el contorno nominal y de diámetro de la tolerancia.

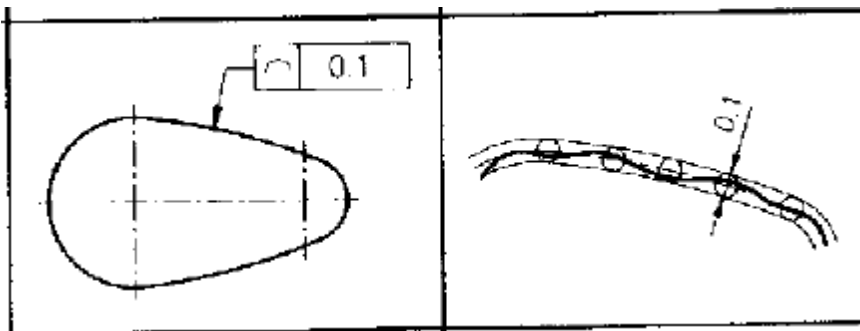


Figura 11, línea, Bermúdez. F. (2006). Tolerancias Geométricas Principios de Representación.(pp. 9-8) Universidad Carlos III de Madrid.

Forma de una superficie: una superficie se considera que tiene la forma especificada cuando está totalmente comprendida entre dos superficies envolvente de esferas con centros situados sobre la superficie nominal y de diámetro de la tolerancia.¹³

¹³ Metrología: introducción, conceptos e instrumentos María Moro Piñeiro (pp. 92), universidad de Oviedo, 2000.

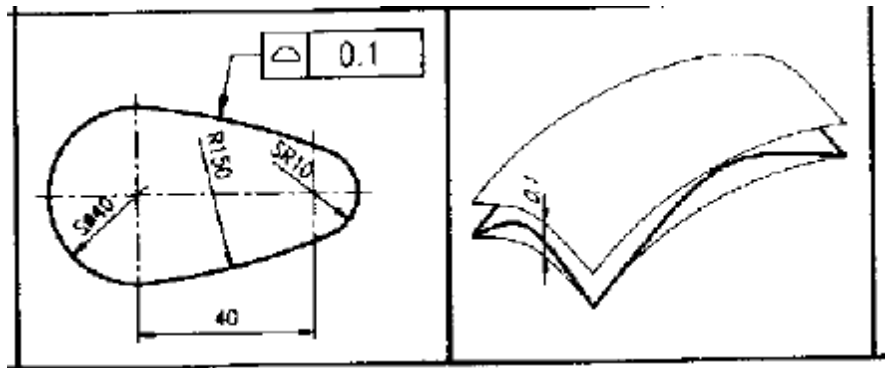


Figura 12, superficie, Bermúdez. F. (2006). Tolerancias Geométricas Principios de Representación. (pp. 9-8) Universidad Carlos III de Madrid.

Paralelismo: el eje del elemento es paralelo al plano de referencia cuando esta situado dentro de un cilindro de eje coincidente con el nominal y diámetro de la tolerancia.

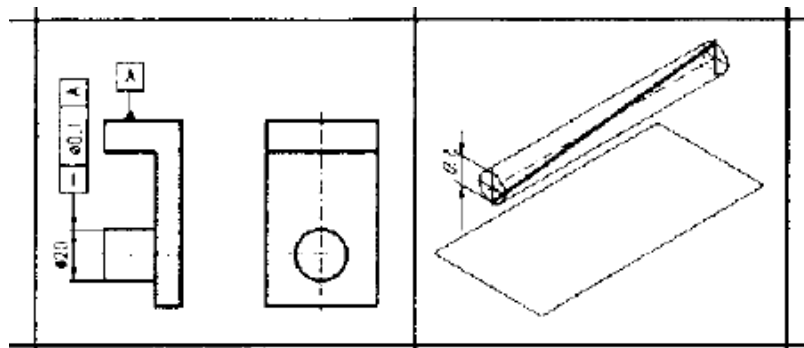


Figura 13, paralelismo, Bermúdez. F. (2006). Tolerancias Geométricas Principios de Representación. (pp. 9-8) Universidad Carlos III de Madrid.

Perpendicularidad: el eje del elemento es perpendicular al plano de referencia cuando está situado dentro de un cilindro de eje coincidente con el nominal y diámetro de la tolerancia.¹⁴

¹⁴ Bermúdez. F. (2006). Tolerancias Geométricas Principios de Representación. (pp. 9-8) Universidad Carlos III de Madrid.

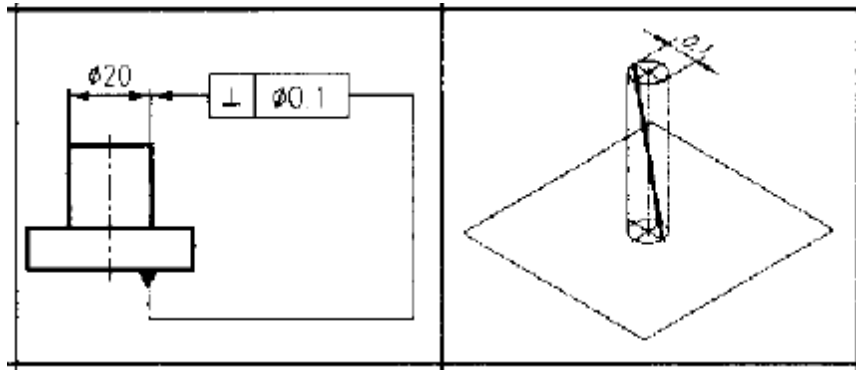


Figura 14, perpendicularidad, Bermúdez. F. (2006). Tolerancias Geométricas Principios de Representación. (pp. 9-8) Universidad Carlos III de Madrid.

Inclinación: el plano debe estar situado entre dos planos paralelos entre si, separados la tolerancia y que forman un ángulo respecto al eje de referencia igual a la cota recuadrada especificada.

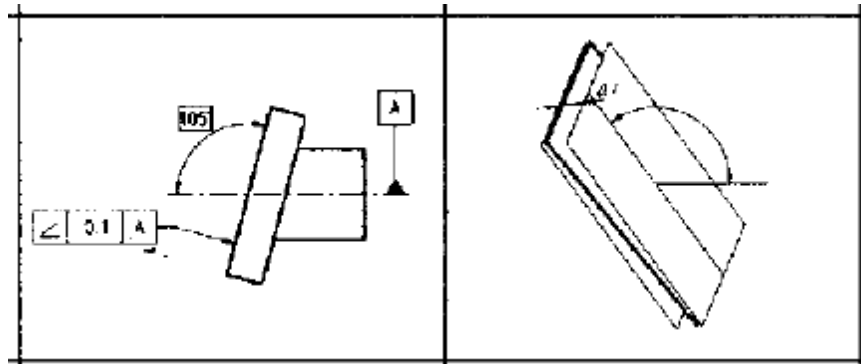


Figura 15, inclinación, Bermúdez. F. (2006). Tolerancias Geométricas Principios de Representación. (pp. 9-8) Universidad Carlos III de Madrid.

Posición: el eje de cada taladro debe estar situado dentro de un cilindro de diámetro igual a la tolerancia y eje situado en las posiciones teóricamente exactas.¹⁵

¹⁵ Geometric dimensioning and tolerancing. The American Society of mechanical engineers. Norma ASME Y14-5. Dimensioning and tolerancing. 2009.

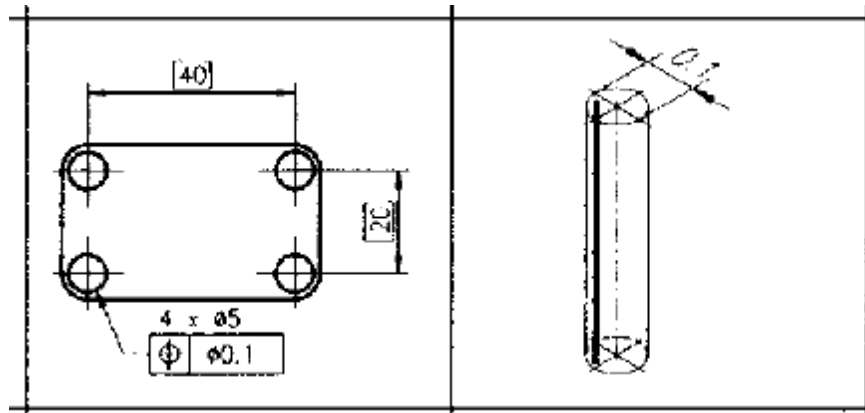


Figura 16, posición, Bermúdez. F. (2006). Tolerancias Geométricas Principios de Representación. (pp. 9-8) Universidad Carlos III de Madrid.

Coaxialidad: el eje del elemento es coaxial respecto del eje de referencia cuando está dentro de un cilindro de diámetro de la tolerancia y eje la referencia.

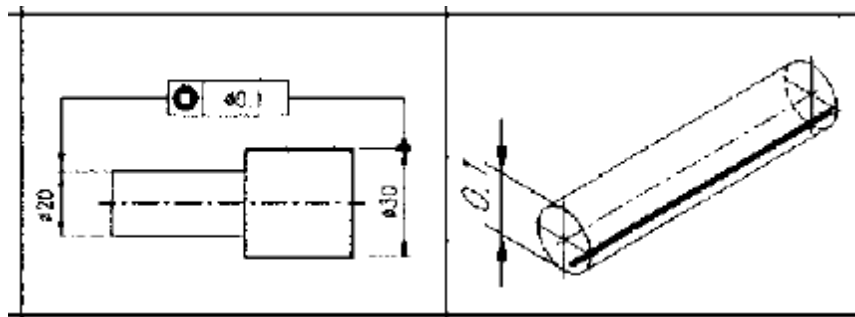


Figura 17, coaxialidad, Bermúdez. F. (2006). Tolerancias Geométricas Principios de Representación. (pp. 9-8) Universidad Carlos III de Madrid.

Simetría: el plano medio de los elementos definidos por la cota, es imetrico respecto al plano de referencia cuando está comprendido entre dos planos paralelos, simétricos respecto a la referencia y separados la tolerancia.

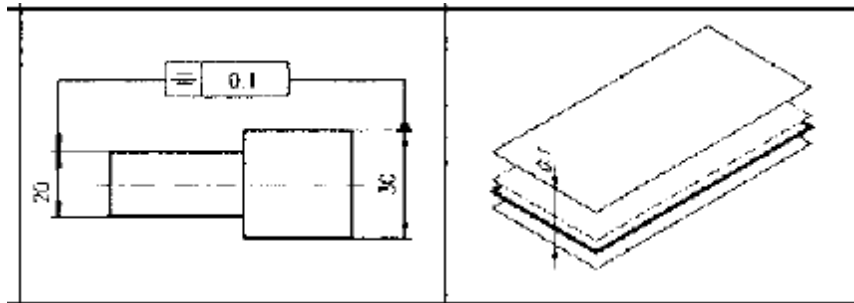


Figura 18, simetría, Bermúdez. F. (2006). Tolerancias Geométricas Principios de Representación. (pp. 9-8) Universidad Carlos III de Madrid.

Oscilación circular: en cualquier sección recta la oscilación del radio no debe ser mayor de la tolerancia en una vuelta completa.

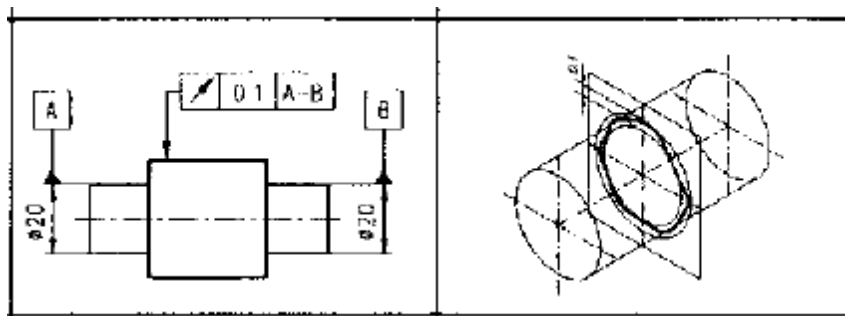


Figura 19, Metrología: introducción, conceptos e instrumentos María Moro Piñeiro (pp. 92), universidad de Oviedo, 2000.

Oscilación total: en cualquier punto de la superficie la oscilación del radio no debe ser mayor de la tolerancia en una vuelta completa.¹⁶

¹⁶ Geometric dimensioning and tolerancing. The American Society of mechanical engineers. Norma ASME Y14-5. Dimensioning and tolerancing. 2009.

Relación entre tolerancias dimensionales y geométricas

Principio de independencia:

Cada requisito dimensional o geométrico especificado en un dibujo debe ser respetado por sí mismo, salvo que se establezca una relación particular, es decir la tolerancia geométrica se aplica sin tener en cuenta la medida del elemento.

Si se desea establecer una relación entre medida y forma; medida y orientación medida y posición ésta debe de indicarse sobre el dibujo, pudiendo considerarse los principios de la envolvente o de máximo material.

Principio de la envolvente:

Establece que la dimensión máxima de un elemento con forma geométrica perfecta no debe de sobrepasarse, es decir que si existe especificación de tolerancia geométrica, su valoración debe de realizarse de manera que en ninguna parte del elemento se rebase la citada dimensión máxima y si existe límite dimensional inferior estará comprendida entre ambos.¹⁸

Principio del máximo material:

El principio de máximo material establece que las peores condiciones de montaje se tienen para un eje sobre un agujero, cuando la dimensión del eje es máxima y el defecto geométrico también es máximo y el agujero se encuentra en su medida mínima con defecto geométrico máximo, pudiendo éste último considerarse como caso límite la suma de la tolerancia geométrica especificada y la dimensional, cuando la medida dimensional es más favorable, es decir mínima para ejes y máxima para agujeros.

Expresado de otra manera, cuando un eje se encuentra en su medida mínima, la tolerancia geométrica puede verse aumentada en el valor de la tolerancia dimensional sin que por ello cambien las condiciones de montaje. De la misma forma cuando un agujero se encuentre en su medida máxima, el valor de la tolerancia geométrica puede ampliarse en el valor de la dimensional.¹⁹

¹⁸ Normas básicas de acotación , José Manuel Ramírez (pp 5-6), universidad de pamplona, 2011

¹⁹ Norma española, UNE 1-039-94, (pp 2-3)

3.1.2 Tolerancias generales dimensionales

De acuerdo a la norma ISO 2768 1:1989 que regula este tipo de tolerancias dimensionales, quedan excluidos de esta norma los siguientes elementos:

- Dimensiones angulares o lineales reguladas por otras normas.
- Dimensiones auxiliares (indicadas entre paréntesis).
- Dimensiones teóricamente exactas (indicadas dentro de un rectángulo).

Para garantizar que todas las dimensiones y geométricas de cada componente quedan definidos y no sólo las funcionales u otras medidas consideradas básicas y para que en el taller o en el servicio de control no tengan que realizarse interpretaciones propias, se definen tres clases de tolerancia básicas: Fina (H), Media (K), Grosera (L), con lo cual se asegura que la definición del componente sea correcta y completa.²⁰

Tolerancias generales para dimensiones lineales, excepto para aristas matadas.

| Clase de tolerancia | | Desviaciones admisibles respecto al nominal (en mm) | | | | | | | |
|---------------------|-------------|---|---------------------------|----------------------------|------------------------------|-------------------------------|--------------------------------|---------------------------------|---------------------------------|
| Designación | Descripción | 0,5 ¹ hasta 3 | más de 3 hasta 6 | más de 6 hasta 30 | más de 30 hasta 120 | más de 120 hasta 400 | más de 400 hasta 1000 | más de 1000 hasta 2000 | más de 2000 hasta 4000 |
| f | fina | ±0,05 | ±0,05 | ±0,1 | ±0,15 | ±0,2 | ±0,3 | ±0,5 | |
| m | media | ±0,1 | ±0,1 | ±0,2 | ±0,3 | ±0,5 | ±0,8 | ±1,2 | ±2 |
| c | grosera | ±0,2 | ±0,3 | ±0,5 | ±0,8 | ±1,2 | ±2 | ±3 | ±4 |
| v | muy grosera | | ±0,5 | ±1 | ±1,5 | ±2,5 | ±4 | ±6 | ±8 |

Tabla 1, Tolerancias generales para dimensiones lineales, excepto para aristas matadas, norma ISO 2768 1:1989

²⁰ norma ISO 2768 1:1989

| Clase de tolerancia | | Desviaciones admisibles respecto al nominal (en mm) | | |
|---------------------|-------------|---|------------------|----------|
| Designación | Descripción | más de 0,5 hasta 3 | más de 3 hasta 6 | más de 6 |
| f | fina | ±0,2 | ±0,5 | ±1 |
| m | media | | | |
| c | grosera | ±0,4 | ±1 | ±2 |
| v | muy grosera | | | |

Tabla 2, Tolerancias generales para dimensiones de aristas matadas, norma ISO 2768 1:1989

Tolerancias generales para dimensiones angulares:

| Clase de tolerancia | | Desviaciones admisibles en función de la longitud del lado menor del ángulo considerado (en mm) | | | | |
|---------------------|-------------|---|--------------------|---------------------|----------------------|------------|
| Designación | Descripción | Hasta 10 | más de 10 hasta 50 | más de 50 hasta 120 | más de 120 hasta 400 | más de 400 |
| f | fina | ±1° | ±0°30' | ±0°20' | ±0°10' | ±0°5' |
| m | media | | | | | |
| c | grosera | ±1°30' | ±1° | ±0°30' | ±0°15' | ±0°10' |
| v | muy grosera | ±3° | ±2° | ±1° | ±0°30' | ±0°20' |

Tabla 3, Tolerancias generales para dimensiones angulares, norma ISO 2768 1:1989

Tolerancias generales geométricas

1. Tolerancias para elementos aislados:

Rectitud y planitud:

Tolerancias generales de rectitud y planitud.

| Clase de tolerancia | TOLERANCIAS DE RECTITUD Y PLANITUD | | | | | |
|---------------------|--|---------|----------|-----------|------------|-------------|
| | Se toma la longitud más significativa (más larga o Ø) (mm) | | | | | |
| | L≤10 | 10>L≤30 | 30>L≤100 | 100>L≤300 | 300>L≤1000 | 1000>L≤3000 |
| H | 0,02 | 0,05 | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 |
| K | 0,05 | 0,1 | 0,2 | 0,4 | 0,6 | 0,8 |
| L | 0,1 | 0,2 | 0,4 | 0,8 | 1,2 | 1,6 |

Tabla 4, Tolerancias generales de rectitud y planitud., norma ISO 2768 1:1989

Redondez: La tolerancia general de redondez es igual, numéricamente, a la tolerancia del diámetro, debiendo ser como máximo el de la tolerancia de oscilación circular radial.

Cilindricidad: Este defecto incluye tres componentes: redondez, rectitud y paralelismo entre generatrices opuestas. Si la tolerancia de alguna de ellas ha de ser más estricta, se ha de especificar individualmente.²¹

Tolerancias para elementos asociados:

Paralelismo: Se aplican los valores de tolerancias generales de rectitud y planitud.

Perpendicularidad:

| Clase de tolerancia | TOLERANCIAS DE PERPENDICULARIDAD El lado más corto (mm) | | | |
|---------------------|--|-----------|------------|-------------|
| | L≤100 | 100>L≤300 | 300>L≤1000 | 1000>L≤3000 |
| H | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 |
| K | 0,4 | 0,6 | 0,8 | 1,0 |
| L | 0,6 | 1,0 | 1,5 | 2,0 |

Tabla 5, Tolerancias generales de perpendicularidad, norma ISO 2768 1:1989

Simetría:

| Clase de tolerancia | TOLERANCIAS DE SIMETRÍA El lado más largo (mm) | | | |
|---------------------|---|-----------|------------|-------------|
| | L≤100 | 100>L≤300 | 300>L≤1000 | 1000>L≤3000 |
| H | 0,5 | | | |
| K | 0,6 | | 0,8 | 1,0 |
| L | 0,6 | 1,0 | 1,5 | 2,0 |

Tabla 6, Tolerancias generales de simetría, norma ISO 2768 1:1989

²¹ norma ISO 2768 1:1989

Coaxialidad: Debe ser como máximo el de la tolerancia de oscilación circular radial.

Oscilación circular: Este defecto se compone del de coaxialidad y del de redondez.²²

| Clase de tolerancia | TOLERANCIAS DE OSCILACIÓN CIRCULAR (mm). |
|---------------------|--|
| H | 0,1 |
| K | 0,2 |
| L | 0,5 |

Tabla 7, Tolerancias generales de oscilación, norma ISO 2768 1:1989

3.2 Acotación:

Acotación funcional

La norma UNE 1.039-75 relativa a la acotación de dibujos industriales establece, como principio, que la acotación de las piezas debe de ser funcional. Para aclarar los conceptos de acotación funcional, la elección de las cotas y el tratamiento de las tolerancias asociadas, se establecen las definiciones y métodos expuestos a continuación.

Conceptos generales

La acotación funcional la definiremos como la acotación basada en el análisis de las misiones a cumplir dentro de una máquina o mecanismo de la pieza a acotar y se deduce directamente de las condiciones de funcionamiento.

Líneas de cota:

Son las líneas continuas que indican exactamente la dimensión de cada parte de la pieza o elemento objeto de acotación.²³

²² norma ISO 2768 1:1989

²³ Normas básicas de acotación , José Manuel Ramírez (pp 8-9), universidad de pamplona, 2011

Deben ser de espesor fino (0,2 mm de grosor) y terminar en flechas. Las líneas de cota se deben disponer de tal forma que queden fuera del contorno de la pieza, siendo limitada por las líneas auxiliares de cota.

Líneas auxiliares de cota:

Son líneas continuas de trazo fino (0,2 mm de grosor), que partiendo del objeto limitan el espacio a acotar. Se trazan perpendiculares a la línea de cota sobrepasándola sobrepasándola en 1 ó 2 mm. Si la línea de cota es muy corta para poder ubicar las dos flechas, se prolongará por ambos lados, fuera de la línea auxiliar de cota y las flechas se dibujaran de tal forma que terminen en ángulo recto.²⁴

Flechas de cota:

Limitan las líneas de cota por sus extremos.

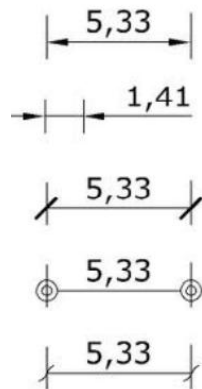


Figura 22, flechas de cota, Normas básicas de acotación, José Manuel Ramírez (pp 8-9), universidad de pamplona, 2011

Conceptos básicos

Para hablar de la función de una pieza es necesario que ésta pertenezca a un conjunto mecánico, con un mínimo de dos piezas, para que junto a ellas, aquella desarrolle un papel en el funcionamiento. Por tanto, no se puede realizar una acotación funcional de una pieza cuando no se conoce el conjunto del que forma parte y, en consecuencia, la forma en que trabaja. El objetivo de una acotación

²⁴ Normas básicas de acotación , José Manuel Ramírez (pp 9), universidad de pamplona, 2011

funcional es asegurar el funcionamiento correcto de un mecanismo o conjunto mecánico, con las tolerancias más amplias posibles para disminuir el precio de coste de sus componentes. Para ello, las cotas funcionales deben de expresarse explícitamente, no por deducción de otras, sobre cada pieza, siendo indicadoras de las condiciones necesarias para que la pieza desempeñe su papel en el conjunto a que pertenece. El estudio funcional de un conjunto mecánico debe de realizarse como sigue:

1. Análisis funcional
2. Estudio de las condiciones de funcionamiento
3. Búsqueda de las superficies terminales y de unión
4. Determinación de las condiciones de juegos o aprieto de montaje funcionamiento
5. Determinación de las cadenas mínimas de cotas
6. Elección de las tolerancias apropiadas ²⁵

3.3 Análisis funcional

Consiste en descomponer el conjunto en sus diferentes partes y estudiar el funcionamiento de cada una de ellas.

En general, las condiciones de funcionamiento son las que se exigen al mecanismo para cumplir sus funciones. En general, estas pueden ser:

- juegos que permitan los deslizamientos, giros, etc.
- juegos necesarios para el montaje
- juegos de seguridad que garanticen la no interferencia con otras partes móviles
- funciones que precisen ajustes con interferencia
- condiciones de resistencia mecánica (longitud que un tornillo que debe de entrar en un agujero roscado; espesor de pared entre el fondo de un agujero y el exterior; etc).

²⁵ tolerancias de fabricación, visual graphics group, Santiago Poveda Martínez, 2007, pag. 20.

Superficies terminales y de unión:

Las condiciones funcionales anteriores están determinadas por las superficies terminales que son aquéllas que, perteneciendo a dos piezas distintas con contacto en otras superficies, definen el juego o condición funcional.

Una cadena de cotas es el conjunto de ellas que establecen o expresan una condición funcional (juego o aprieto).

Se denomina cadena mínima cuando la condición funcional (juego), está definida por un número de cotas mínimo.²⁶

Representación de cadenas mediante vectores

Cuando intervienen en un montaje más de dos piezas, con el fin de facilitar los cálculos resulta muy práctico trabajar con vectores que representen las líneas de cotas:

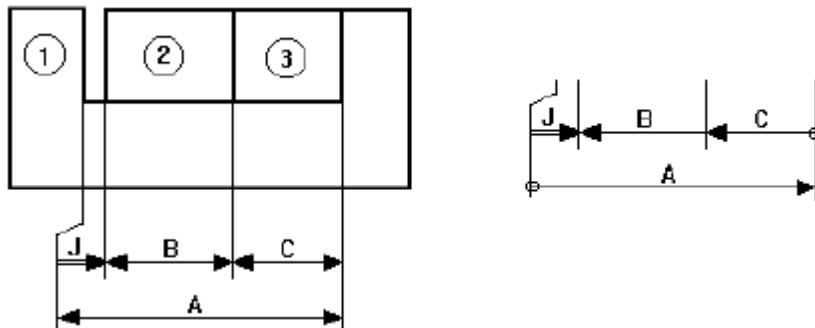


Figura 23, representación de cadenas, Geometric dimensioning and tolerancing. The American Society of mechanical engineers. Norma ASME Y14-5. Dimensioning and tolerancing. 2009.

3.4 Dimensiones y tolerancias asistidas por computador

El dimensionamiento que se utiliza en el proceso de diseño permite definir los límites funcionales de la geometría de las piezas, incluyendo la descripción de las relaciones funcionales esenciales. Históricamente, estas relaciones se han

²⁶ Geometric dimensioning and tolerancing. The American Society of mechanical engineers. Norma ASME Y14-5. Dimensioning and tolerancing. 2009.

expresado a través de símbolos normalizados. El método de acotado se ha basado en la representación gráfica y necesita de la intervención humana para su cálculo, representación e interpretación.

Desde décadas anteriores se comenzó con la investigación y aplicación de las tolerancias a los nuevos software que surgían en un principio capaz de modelar piezas. En primera instancia surgió el sistema PADL-1, desarrollado en la Universidad de Rochester en la mitad de la década de 1970, fue el primer modelador de sólidos que representó información relacionada con las tolerancias. El esquema de tolerancias del PADL-1 se basó en las tolerancias paramétricas, que permite especificar las variaciones posibles en las piezas a través de los valores o parámetros utilizados para definir la pieza.

En un sistema *CAD* tradicional las dimensiones y tolerancias se especifican manualmente, constituyendo una pérdida considerable de tiempo. Varios investigadores han estudiado la integración de las dimensiones y tolerancias en los modeladores de sólidos, pues éstos proporcionan todos los datos geométricos relativos a un objeto.²⁷

Posteriormente Yuen, Tan y Yu presentaron un esquema general para el acotado automático de un objeto a partir de su representación de fronteras.

Para representar adecuadamente el acotado de un objeto se construye un árbol de acotado, de modo que todas las superficies límites del objeto se encuentren en este árbol.

Funcionamiento del software de análisis de tolerancias:

Básicamente, el funcionamiento del software de análisis de tolerancias consiste en tomar la máxima información posible sobre el modelo y su comportamiento

²⁷ Hung & Chan, Diseño multiobjetivo y asignación de tolerancias para sistemas simples o multinivel. (Multi-objective design and tolerance allocation for single and multi-level systems) – 2011

previsto. Después, aplica algoritmos expertos para mostrar al diseñador CAD, de forma gráfica y casi en tiempo real, cómo afectará un cambio en la tolerancia al producto mecanizado.

Modelado de conceptos: incluso con un modelo de esqueleto, el software de análisis de tolerancias puede ayudar a determinar dónde se encontrarán las cotas críticas y, con información de mecanizado, qué tolerancias serán posibles con las herramientas existentes

y/o los activos de capital. Esta información puede ayudarle a decidir si el producto que se va a diseñar funcionará con el presupuesto designado.

- Modelado funcional de conjuntos: aquí intervienen factores como las interfaces de tipo cojinete, uniones, pernos, materiales y demás, y es particularmente útil poder modelar una amplia gama de variaciones, algo que incluso un prototipo físico no puede hacer.

También en este caso, un simple cambio de diseño puede compensar una situación que de otra manera requeriría un cambio de mecanizado costoso

- Modelado detallado de piezas: cuando el modelo está casi completo, el análisis de tolerancias puede ayudar al diseñador y al ingeniero de producción a aceptar los compromisos necesarios en el modelo “según mecanizado”, para permitir una determinada configuración de máquina, por ejemplo, o para la ejecución en dos máquinas simultáneamente.²⁸

²⁸ http://aritu.com/docs/analisis_tolerancias.pdf

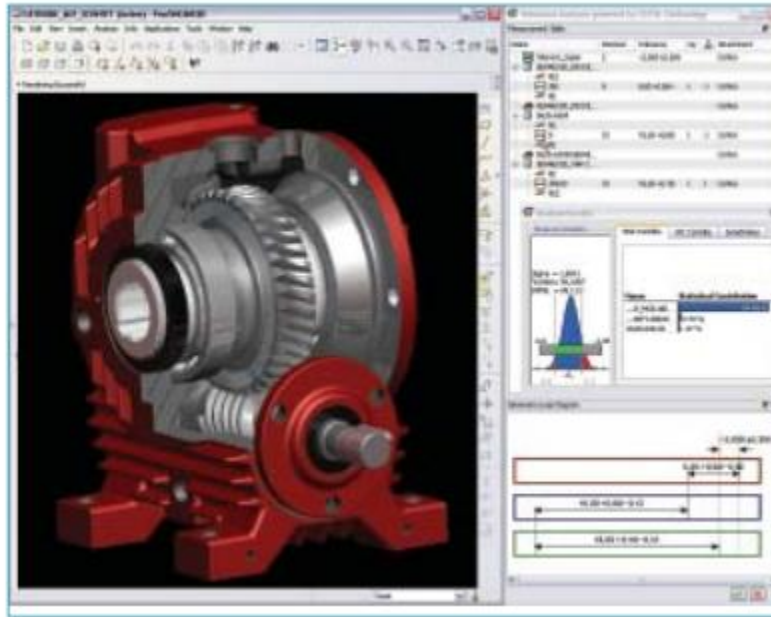


Figura 24, software para análisis de tolerancias, http://aritu.com/docs/analisis_tolerancias.pdf

3.5 Acumulación de tolerancias

La información obtenida del cálculo de la acumulación de tolerancias es numérica, y casi siempre es una distancia mínima y máxima y, normalmente, sólo uno de estos límites es el de interés.

Una vez que la pila de la tolerancias se ha calculado, la información obtenida se puede utilizar para determinar si debe realizarse un cambio en las dimensiones y / o tolerancias de las piezas que se estudian. La variación existente en el cálculo de la acumulación de tolerancias se puede reducir hasta un número de maneras.

El cálculo de la acumulación de tolerancias permite establecer el límite máximo y mínimo de medida para que la relación de la pieza en mención junto con el ensamble cumpla con la función para la que fue diseñada es decir que permite:

- Optimizar las tolerancias de las piezas y conjuntos en un nuevo diseño.
- Realizar una balanza de precisión, costo y de capacidad de proceso de fabricación.

- Determinar la parte de las tolerancias requeridas para satisfacer una condición de montaje final.
- Determinar si las partes trabajarán en el peor de los casos con su condición mínima o con la máxima variación estadística
- Determinar si el rendimiento de las tolerancias de una parte son aceptables dentro de la variación entre los componentes montados.
- Determinar el efecto que tendría el cambiar un valor de tolerancia en el ensamblaje y que función tendrá.
- Explorar las alternativas de diseño utilizando diferentes partes o modificadas.

Es muy importante entender que en la acumulación de tolerancias se tiene que incluir:

- La geometría de las piezas y conjuntos que contribuyan a la distancia calculada en la pila de la tolerancia.
- El dimensionamiento y tolerancias en los dibujos de las piezas y conjuntos en la pila de la tolerancia.
- El proceso de montaje y orden, en que se ensamblan las piezas.²⁹

3.5.1 Calculo de la acumulación de tolerancias

Para determinar la acumulación de tolerancias es importante tener en cuenta los siguientes criterios:

²⁹ Criterios de diseño mecánico en tecnologías industriales, Carlos Javierre Lardiés, Ángel Fernández Cuello (pp 29-30), universidad de Zaragoza, 2012.

1.-La dirección de la acumulación de la tolerancia y la dirección de las dimensiones y tolerancias. Seleccionar la distancia brecha o interferencia, cuya variación se quiere determinar y una etiqueta de final de la distancia A y el otro extremo B.

2.- Seleccionar la distancia o diferencia de dos dimensiones, si se requiere un análisis, determinar si ambas direcciones se pueden resolver en una dimensión utilizando trigonometría.

Para un análisis en tres dimensiones, una acumulación de tolerancia lineal probablemente no es lo más apropiado, y un programa de ordenador debe ser utilizado para el análisis de la tolerancia.

3.- Determinar una dirección positiva y una negativa.

4.- Seguimiento de la cadena de dimensiones y tolerancias del punto A al punto B.

B.³⁰

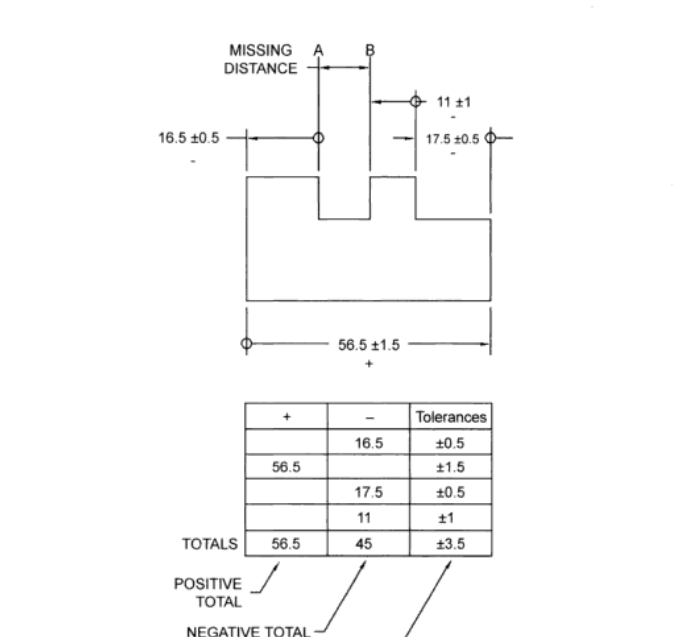


Figura 25, Geometric dimensioning and tolerancing. The American Society of mechanical engineers. Norma ASME Y14-5. Dimensioning and tolerancing. 2009.

5.- Aplicar la tolerancia. Sumando y restando la tolerancia de la dimensión nominal el máximo y mínimo de valores a distancia.

³⁰ Proyecto de elementos de maquinas, M. F. SPOTTS, (pp 585), editorial reverte, 2000.

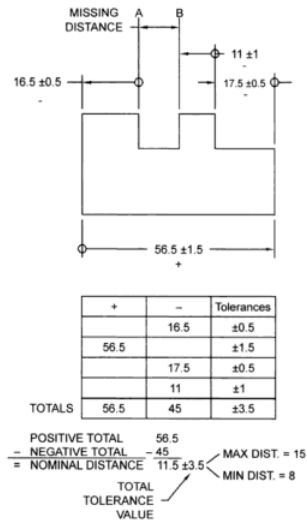


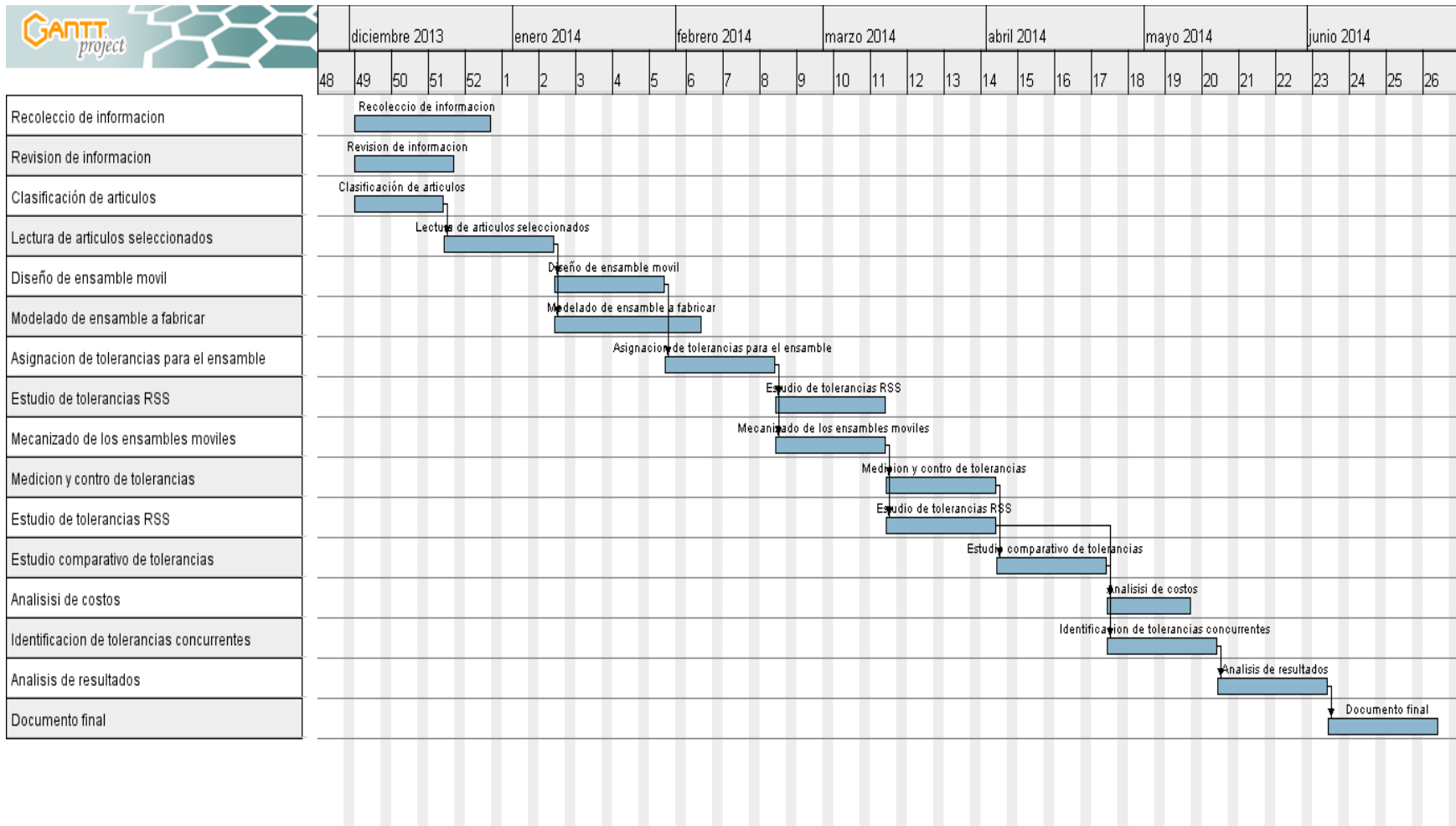
Figura 26, criterios de análisis de tolerancias, Geometric dimensioning and tolerancing. The American Society of mechanical engineers. Norma ASME Y14-5. Dimensionan and tolerancing. 20

4. Metodología

Para la elaboración de este proyecto de investigación se seguirán las siguientes etapas de acuerdo con el cronograma para cumplir los tiempos estipulados.

1. *recolección y procesamiento de la información*: en esta etapa nos encargaremos de recolectar la mayor cantidad de información posible, que se encuentre relacionada con el tema de la investigación, realizar la respectiva depuración, escogiendo los artículos relevantes y realizando la lectura de los correspondientes artículos.
2. *diseño y modelamiento del ensamble*: se determinara el ensamble móvil a trabajar, estableciendo parámetros de diseño y tolerancias dimensionales; posteriormente se procederá a su modelamiento y simulación en el software SolidWorks usando la herramienta tolanalyst.
3. *estudio de tolerancias inicial*: las tolerancias del mecanismo serán analizadas mediante el método de acumulación de tolerancias.
4. *mecanizado y ensamble*: mediante un centro de mecanizado CNC, programando en el software MasterCam, se realizara el mecanizado de las piezas, para su posterior ensamble y control dimensional.
5. *análisis y síntesis final*: se realizara un nuevo estudio de tolerancias con las dimensiones reales, para realizar la comparación con las tolerancias de diseño, y así establecer el conjunto de tolerancias concurrentes para el mecanismo; de esta forma realizar el análisis de resultados y conclusiones para la redacción del trabajo final.

5. Cronograma



6. Presupuesto

| PRESUPUESTO GENERAL DEL PROYECTO | | | | |
|----------------------------------|------------------------|--------------------|----------------|-------------------------|
| DURACIÓN ESTIMADA | 7 meses (30 semanas) | | | |
| DESCRIPCIÓN | CANTIDAD | DEDICACIÓN SEMANAL | VALOR HORA | COSTO PERSONAL |
| autores del proyecto | 2 | 10 HORAS | \$ 25.000,00 | \$ 14.000.000,00 |
| tutor | 1 | 2 HORAS | \$ 60.000,00 | \$ 3.360.000,00 |
| GENERALES | UNIDAD DE MEDIDA | CANTIDAD | VALOR UNITARIO | TOTAL |
| fotocopias | UNIDAD. | 500 | \$ 50,00 | \$ 25.000,00 |
| internet | HORAS | 280 | \$ 800,00 | \$ 224.000,00 |
| impresiones | UNIDAD. | 300 | \$ 100,00 | \$ 30.000,00 |
| consumo de energia | KW/H | 700 | \$ 180,00 | \$ 126.000,00 |
| ESPECÍFICOS | REFERENCIA | COSTO | CANTIDAD | TOTAL |
| digitación 1 | redacción de documento | \$ 150.000,00 | 1 | \$ 150.000,00 |
| digitación 2 | redacción de documento | \$ 150.000,00 | 1 | \$ 150.000,00 |
| computador | uso por horas | \$ 500,00 | 400 | \$ 200.000,00 |
| software | compra | - | - | - |
| material para maquinado | aluminio 6061 3/8"x 1" | \$ 46.000,00 | 1 | \$ 46.000,00 |
| bujes | bronce | \$ 15.000,00 | 3 | \$ 45.000,00 |
| tornillos | 1/4" x 1/2" | \$ 300,00 | 20 | \$ 6.000,00 |
| SUMATORIA | | | | \$ 18.362.000,00 |
| EVENTUALIDADES | | | | 2% |
| TOTAL | | | | \$ 18.729.240,00 |

7. bibliografía:

Bermúdez. F. (2006). *Tolerancias Geométricas Principios de Representación*.(pp. 9-8) Universidad Carlos III de Madrid.

Chase, K. W. (1999). *Tolerance allocation methods for designers*, ADCATS Report, 99(6), 1–28.

CHASE, Ken. Product Development and Design. En: *Basic tools for tolerance analysis of mechanical assemblies*. Provo, Utah: Brigham Young University, 2006. p. 7.1-7.13.

M. S. Kumar, Kannan, & Jayabalan , Un nuevo algoritmo para la asignación de tolerancias óptima de ensamblajes complejos con procesos alternativos. (A new algorithm for optimum tolerance allocation of complex assemblies with alternative processes selection) – 2008

Hung & Chan, Diseño multiobjetivo y asignación de tolerancias para sistemas simples o multinivel. (Multi-objective design and tolerance allocation for single and multi-level systems) – 2011

(Bouziid Sai, Dhifalli, & Zghal, Modelamiento de tolerancias y dimensiones de manufactura (Modelling of tolerances and manufacturing dimensions) - 2006

Optimización del diseño de tolerancias de los elementos de una máquina usando algoritmos genéticos (Tolerance design optimization of machine elements using genetic algorithm Haq, Sivakumar, Saravanan, & Muthiah) – 2004

Norma española UNE 4-026-79 Instituto Nacional de Racionalización y Normalización

tolerancias de fabricación, visual graphics group, Santiago Poveda Martínez, 2007, pag. 4 y 5.

Procesos industriales para materiales metálicos, Julián Rodríguez Montes, Lucas Castro Martínez, Juan Carlos del Real Romero, editorial visión net, 2005.

Metrología: introducción, conceptos e instrumentos María Moro Piñeiro, universidad de Oviedo, 2000.

Apuntes de normalización, José Manuel García Ricart, editorial upv, 2005.

Bermúdez. F. (2006). Tolerancias Geométricas Principios de Representación.(pp. 9-8) Universidad Carlos III de Madrid.

German Sicacha Rojas, Mirna Jiron Popova Fundamentos Basicos del Dibujo de elementos de Maquinas (pp 53-54) Universidad Francisco José de Caldas

Metrología: introducción, conceptos e instrumentos María Moro Piñeiro (pp. 92), universidad de Oviedo, 2000.

Bermúdez. F. (2006). Tolerancias Geométricas Principios de Representación.(pp. 9-8) Universidad Carlos III de Madrid.

Geometric dimensioning and tolerancing.The American Society of mechanical engineers.Norma ASME Y14-5. Dimensionan and tolerancing. 2009.

Mecanizado básico y soldadura, Esteban José Domínguez Soriano, Julián Ferrer Ruiz,(pp 42), editex, 2010

Normas básicas de acotación , José Manuel Ramírez (pp 5-6), universidad de pamplona, 2011

Norma española, UNE 1-039-94, (pp 2-3)

norma ISO 2768 1:1989

Normas básicas de acotación , José Manuel Ramírez (pp 8-9), universidad de pamplona, 2011

