

**FACULTAD DE INGENIERÍA ELÉCTRICA,  
ELECTRÓNICA, INFORMÁTICA Y MECÁNICA**

**CARRERA PROFESIONAL DE INGENIERIA  
MECANICA**



**TEMA DE TESIS:**

**DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MODULO  
EXPERIMENTAL DE SUELO RADIANTE A ENERGIA SOLAR**

**PRESENTADO POR:**

**BACH. JOHN WILLIAM DIAZ BARRAGAN**

**BACH . FRANKLIN TINTA GUTIERREZ**

**ASESOR:**

**ING. ARTURO MACEDO SILVA**

**CUSCO-2017**

## RESUMEN

Con el presente trabajo de tesis se busca despertar el interés en nuevos sistemas de calefacción, los cuales proporcionen altos niveles de confort como el sistema de calefacción por suelo radiante el cual consiste en la instalación de tuberías bajo el piso y por donde circulara agua caliente, de esta forma calentar el ambiente que se encuentra sobre el piso, además del uso de energía solar para el funcionamiento de todo el sistema, energía que es amigable con el ambiente, además proponer el uso métodos numérico como el método de diferencias finitas para el cálculo, método que nos permitió analizar el proceso de transferencia de calor con mayor precisión y nos ayudó a tomar mejores decisiones al momento de dimensionar los componentes del sistema de calefacción.

El trabajo inicia con el análisis de los conceptos teóricos relacionados al tema de estudio, después se calcula y dimensiona el sistema de calefacción, teniendo ya las dimensiones del sistema se procedió a construir el modulo experimental en el cual se realizaron pruebas experimentales con las cuales comprobamos que este sistema si proporciona las condiciones de confort esperadas, por último se realizó un estudio de costos que nos ayudó a determinar la óptima factibilidad del sistema de calefacción en largos periodos de funcionamiento.

## **DEDICATORIA.**

Quiero dedicar este trabajo a mis padres Leoncio y Juana quienes estuvieron siempre ahí para darme fuerzas y consejos para seguir adelante.

A mis hermanos Alexander, Fredy, Elizabeth y Jour por el apoyo que me brindan día tras día

A mis sobrinos Alejandra, Adriana, Brigith y Mathias por su cariño, les doy las gracias por estar siempre a mi lado.

John Díaz.

## GLOSARIO DE TÉRMINOS.

|                                 |   |
|---------------------------------|---|
| <b>Calefacción:</b>             | Proceso por el cual se calienta un ambiente mediante aparatos que generan calor.  |
| <b>Calor específico:</b>        | Energía que se manifiesta por un aumento de temperatura y procede de la transformación de otras energías.   |
| <b>Climatización:</b>           | Consiste en crear unas condiciones de temperatura, humedad y limpieza del aire adecuadas para la comodidad dentro de los espacios habitados.  |
| <b>Conductividad térmica:</b>   | Se refiere a la cantidad/velocidad de calor transmitida a través de un material.  |
| <b>Confort térmico:</b>         | Es la condición mental en la que se expresa la satisfacción con el ambiente térmico.  |
| <b>Conectores:</b>              | Los conectores son un sistema eléctrico de calefacción. Disponen de una resistencia eléctrica que calienta el aire frío que entra por la parte inferior del aparato y lo expulsa por la superior ofreciendo así calor al instante regulado mediante un termostato.                        |
| <b>Diferencias finitas:</b>     | Esta técnica se emplea a menudo en análisis numérico, especialmente en ecuaciones diferenciales numéricas ordinarias, ecuaciones en diferencias y ecuación en derivadas parciales.  |
| <b>Difusión térmica:</b>        | En los problemas de transferencia de calor, es valor obtenido de la conductividad térmica de un cierto material dividida entre el producto del valor de su densidad y la capacidad calorífica específica del mismo.   |
| <b>Ecuación característica:</b> | Relación matemática por el cual se determina la temperatura en un nodo.   |
| <b>Ecuación de Laplace:</b>     | Es una ecuación en derivadas parciales de segundo orden   |
| <b>Emisividad:</b>              | Es la proporción de radiación térmica emitida por una superficie u objeto debido a su temperatura.  |
| <b>Envolvente:</b>              | Es la capa externa de un edificio que vincula los espacios interiores con el exterior; ya sea el aire libre, el agua, el terreno o una colindancia. Funciona como un regulador de las condiciones exteriores, para crear un ambiente interior (temperatura, luz y ventilación naturales). |

|                                    |  |
|------------------------------------|--|
| <b>Fuerzas de flotabilidad:</b>    | Es la fuerza que se ejerce sobre un cuerpo que se encuentra sumergido en un fluido que es directamente proporcional al volumen sumergido del cuerpo. |
| <b>Gas ideal:</b>                  | Es un gas teórico compuesto de un conjunto de partículas puntuales con desplazamiento aleatorio que no interactúan entre sí                          |
| <b>Gradiente de temperatura:</b>   | Se denomina gradiente térmico o gradiente de temperatura a la variación de temperatura por unidad de distancia.                                      |
| <b>Humedad relativa:</b>           | Es la cantidad de humedad en el aire   |
| <b>Humidificación:</b>             | Consiste en aumentar la cantidad de vapor presente en el aire.   |
| <b>Isoterma:</b>                   | Es una curva que une los vértices, en un plano cartográfico, que presentan las mismas temperaturas en la unidad de tiempo considerada.               |
| <b>Líneas adiabáticas:</b>         | Líneas y/o superficies por las cuales no existe transferencia de calor.  |
| <b>Malla:</b>                      | Conjunto de nodos que conforman un arreglo geométrico ordenado y repetitivo en toda su estructura.   |
| <b>Mortero de cemento:</b>         | El mortero de cemento es un material de construcción obtenido al mezclar arena y agua con cemento.   |
| <b>Nodo:</b>                       | Elemento geométrico unitario en el cual se analiza los procesos de transferencia de calor que actúan sobre él.                                       |
| <b>Paso de tubería:</b>            | Distancia entre los ejes de la tubería de PEX-AL-PEX, dispuestas en el arreglo en espiral en la instalación del suelo radiante                       |
| <b>Radiadores:</b>                 | Se conoce por radiador al dispositivo que permite intercambiar calor entre dos medios, siendo uno de ellos, el aire ambiente.                        |
| <b>Resistencia térmica:</b>        | Representa la capacidad del material de oponerse al flujo de calor.  |
| <b>Serie de Fourier:</b>           | Es una serie infinita que converge puntualmente a una función periódica y continua a trozos.   |
| <b>Suelo radiante:</b>             | Se denomina así al sistema de calefacción con agua caliente que emite el calor por la superficie del suelo.  |
| <b>Temperatura media del agua:</b> | Temperatura promedio entre la temperatura de ingreso y la temperatura de salida del agua en la tubería de PEX  |

**Transferencia de calor en estado estacionario:** Proceso de transferencia de calor que se lleva a temperatura constante.

**Transmitancia térmica :** Es la medida del calor que fluye por unidad de tiempo y superficie, transferido a través de un sistema constructivo.

**Tubos PEX-AL-PEX:** Tiene una capa de aluminio insertada entre las dos capas de PE (X). La capa de aluminio sirve como una barrera contra el oxígeno, sirve para detener la difusión de oxígeno a través de la matriz polimérica por lo que el agua no puede penetrar el tubo y corroer los componentes metálicos del sistema. También presenta un mejor doble ya que la forma de PEX se compensa por el aluminio.

**Viscosidad dinámica:** Es una propiedad de los fluidos que indica la mayor o menor resistencia que estos ofrecen al movimiento de sus partículas cuando son sometidos a un esfuerzo cortante.

**Zona bioclimática:** Son las zonas de tierra que presentan semejanza con el clima el suelo, vegetación y fauna.

.

.

.

## INDICE

|   |    |
|---|----|
| <b>CAPITULO I:</b> .....  | 1  |
| GENERALIDADES.....  | 1  |
| 1 GENERALIDADES.....  | 2  |
| 1.1. TITULO DE LA TESIS:.....   | 2  |
| 1.2. PROBLEMÁTICA.....  | 2  |
| 1.2.1. DESCRIPCION DE LA PROBLEMÁTICA.....  | 2  |
| 1.2.2. PREGUNTA DE INVESTIGACION.....   | 2  |
| 1.3. OBJETIVOS DE LA TESIS.....   | 3  |
| 1.3.1. OBJETIVO GENERAL.....  | 3  |
| 1.3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....   | 3  |
| 1.4. JUSTIFICACION DE LA INVESTIGACION.....   | 4  |
| 1.5. ALCANCES Y LIMITACIONES.....   | 4  |
| 1.5.1. ALCANCES.....  | 4  |
| 1.5.2. LIMITACIONES.....  | 4  |
| 1.6. HIPOTESIS.....   | 5  |
| 1.7. VARIABLES DEL ESTUDIO.....   | 5  |
| 1.7.1. VARIABLES INDEPENDIENTES.....  | 5  |
| 1.7.2. VARIABLES DEPENDIENTES.....  | 5  |
| 1.8. PROCEDIMIENTO DE LA INVESTIGACIÓN.....   | 6  |
| 1.9. MOTIVACION DEL PROYECTO.....   | 7  |
| <br>  |    |
| <b>CAPITULO II:</b> .....   | 8  |
| MARCO TEORICO.....  | 8  |
| 2.1. ANTECEDENTES DEL PROYECTO.....   | 9  |
| 2.2. CALEFACCION Y CONFORT.....   | 10 |
| 2.2.1. TEMPERATURA.....   | 10 |
| 2.2.2. HUMEDAD RELATIVA.....  | 11 |
| 2.3. SENSACIÓN TÉRMICA Y TASA METABOLICA.....   | 11 |
| 2.4. SISTEMAS DE CALEFACCIÓN POR SUELO RADIANTE.....  | 12 |
| 2.5. FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE MASA.....   | 14 |
| 2.5.1. CONDUCCION UNIDIMENSIONAL.....   | 14 |
| 2.5.1.1. TRASFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN.....  | 14 |
| 2.5.1.1.1. LA PARED PLANA.....  | 15 |
| 2.5.1.1.2. RESISTENCIA TÉRMICA.....   | 16 |
| 2.5.1.1.3. PARED COMPUESTA.....   | 17 |
| 2.5.1.1.4. SISTEMAS RADIALES: EL CILINDRO.....  | 19 |
| 2.5.1.2. TRASFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN.....  | 20 |
| 2.5.1.2.1. NUMERO DE NUSSELT.....   | 22 |
| 2.5.1.2.2. NUMERO DE PRANDTL.....   | 23 |
| 2.5.1.2.3. NUMERO DE REYNOLDS.....  | 24 |
| 2.5.1.2.4. FLUJO LAMINAR Y TURBULENTO.....  | 24 |
| 2.5.1.2.5. TIPOS DE CONVECCIÓN ATENDIENDO A LA NATURALEZA DEL FLUJO.....                          | 25 |
| 2.5.1.2.5.1. CONVECCIÓN FORZADA.....  | 25 |
| 2.5.1.2.5.2. CONVECCIÓN NATURAL.....  | 26 |
| 2.5.1.3. TRASFERENCIA DE CALOR POR RADIACIÓN.....   | 30 |
| 2.5.2. CONDUCCIÓN DE CALOR BIDIMENSIONAL.....   | 31 |
| 2.5.3. MÉTODOS NUMÉRICOS Y LA PRÁCTICA EN INGENIERÍA.....   | 34 |
| 2.5.4. MÉTODOS NUMÉRICOS EN LA CONDUCCIÓN DE CALOR.....   | 35 |
| 2.5.4.1. CONDUCCION BIDIMENSIONAL EN ESTADO ESTACIONARIO<br>PLANTEADO EN DIFERENCIAS FINITAS..... | 36 |
| 2.5.4.1.1. NODO FRONTERA.....   | 38 |
| 2.6. CRITERIOS TECNICOS PARA LA SELECCION DE TERMAS SOLARES.....                                  | 41 |
| 2.6.1. EL NORTE VERDADERO.....  | 42 |
| 2.6.2. EL NORTE MAGNÉTICO.....  | 42 |
| 2.6.3. CENIT.....   | 42 |
| 2.6.4. NADIR.....   | 43 |
| 2.6.5. HUSO HORARIO.....  | 43 |

|  |   |           |
|--|---|-----------|
| 2.6.6.   | RUMBO-.....   | 44        |
| 2.6.7.   | AZIMUT.-.....   | 44        |
| 2.6.8.   | LOS TRÓPICOS.-.....   | 45        |
| 2.6.9.   | LOS CÍRCULOS POLARES.....   | 45        |
| 2.6.10.  | GEOMETRÍA SOLAR.-.....  | 46        |
| 2.6.11.  | ORIENTACION DE LA TERMA SOLAR.-.....  | 46        |
| 2.6.11.  | HORA SOLAR PICO (HSP).-.....  | 48        |
| 2.6.12.  | SELECCIÓN DE TERMAS SOLARES.-.....  | 49        |
| 2.6.14.  | ÁNGULO ÓPTIMO DE INCLINACIÓN DE LA TERMA SOLAR.-.....   | 50        |
| <b>CAPITULO III: CALCULOS.....</b>   |   | <b>51</b> |
| DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE CALEFACCION POR SUELO<br>RADIANTE A ENERGIA SOLAR..... |   | 51        |
| 3  | DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE CALEFACCION POR SUELO RADIANTE A<br>ENERGIA SOLAR.....  | 52        |
| 3.1.   | DETERMINACION DE LOS FACTORES MEDIO-AMBENTALES Y GEOGRAFICOS<br>DONDE SE EJECUTARA EL PROYECTO.....   | 53        |
| 3.1.1.   | FACTORES MEDIO-AMBIENTALES, DETERMINACION DE LA TEMPERATURA Y HUMEDAD<br>RELATIVA DEL AIRE EXTERIOR.....  | 53        |
| 3.1.2.   | FACTORES GEOGRAFICOS.....   | 55        |
| 3.1.2.1.   | RADIACION SOLAR.....  | 56        |
| 3.1.2.2  | PRESION ATMOSFERICA.....  | 56        |
| 3.1.2.3  | .PLANOS DE ARQUITECTURA Y DIMENSIONES DEL AMBIENTE.....   | 56        |
| 3.2.   | DETERMINACION DE LOS VALORES DE TEMPERATURA Y HUMEDAD RELATIVA EN<br>EL ESTADO DE CONFORT.....  | 57        |
| 3.2.1.   | ALNALISIS DEL COMPORTAMIENTO DE LA VARIACION DE LA TEMPERATURA DEL<br>AIRE EN EL AMBIENTE A CALEFACCIONAR.....  | 58        |
| 3.3.   | DETERMINACION DE LA VARIACION DE LA HUMEDAD RELATIVA EN EL ESTADO DE<br>CONFORT Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE VENTILACION DEL AMBIENTE A CALEFACCIONAR     | 61        |
| 3.3.1.   | PROCESO DE ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE USANDO LA CARTA PSICOMETRICA.....   | 61        |
| 3.3.2.   | VENTILACION.....  | 66        |
| 3.4.   | DETERMINACION DE LAS PERDIDAS DE CALOR A TRAVES DE LA ENVOLVENTE (PAREDES,<br>TECHO Y SUELO), Y LA DEMANDA ENERGETICA DEL AMBIENTE A CALEFACCIONAR..... | 68        |
| 3.4.1.   | ELEMENTOS CONTRUCTIVOS.....   | 68        |
| 3.4.2.   | CALCULO DE LAS PERDIDAS DE CALOR A TRAVES DE LA ENVOLVENTE DE LA EDIFICACION..  | 70        |
| 3.4.2.1.   | DETALLE CONSTRUCTIVO DE PAREDES DE LADRILLO Y MORTERO DE CEMENTO.....   | 71        |
| 3.4.3.   | TIPOS DE CONFIGURACIONES EXISTENTES EN EL AMBIENTE A CALEFACCIONAR.....   | 73        |
| 3.4.4.   | CALCULO DE LAS PERDIDAS DE CALOR EN PAREDES Y TECHO.....  | 84        |
| 3.4.5.   | PERDIDA DE CALOR POR RENOVACION DE AIRE EN EL AMBIENTE.....   | 85        |
| 3.5.   | DIVISION DEL SISTEMA DE CALEFACCION POR SUELO RADIANTE A ENERGIA SOLAR<br>EN SUB-SISTEMAS.....  | 86        |
| 3.5.1.   | Sub-sistema: Suelo radiante.....  | 86        |
| 3.5.2.   | Sub-sistema: Calentamiento y almacenamiento de agua.....  | 87        |
| 3.5.3.   | Sub-sistema: Bombeo.....  | 87        |
| 3.5.4.   | Sub-sistema: Eléctrico.....   | 88        |
| 3.6.   | DIMENSIONAMIENTO DEL SUB-SISTEMA DE SUELO RADIANTE POR EL METODO DE<br>DIFERENCIAS FINITAS.....   | 88        |
| 3.6.1.   | CALCULO DEL CALOR GENERADO POR LA SUPERFICIE DEL SUELO RADIANTE A 29 °C.....  | 88        |
| 3.6.1.1.   | CALCULO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCION NATURAL ENTRE LA<br>SUPERFICIE DEL SUELO RADIANTE Y EL AIRE DE LA OFICINA.....                      | 89        |
| 3.6.1.2.   | CALCULO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACION DE LA SUPERFICIE<br>DEL SUELO RADIANTE EN LA OFICINA.....  | 91        |
| 3.6.2.   | SELECCIÓN DE LA GEOMETRIA PARA EL ESTUDIO Y CREACION DE LA MALLA PARA EL<br>ANALISIS POR DIFERENCIAS FINITAS.....                                       | 92        |
| 3.6.3.   | CLASIFICACION DE LOS NODOS SEGÚN SU UBICACIÓN EN LA MALLA CREADA PARA<br>EL ANALISIS POR DIFERENCIAS FINITAS.....                                       | 96        |
| 3.6.4.   | DETERMINACION DE LA ECUACION CARACTERISTICA SEGÚN LA CLASIFICACION DE<br>NODOS A TRAVES DEL METODO DE BALANCE DE ENERGIA.....                           | 98        |
| 3.6.5.   | SOLUCIÓN DE LAS ECUACIONES CARACTERÍSTICAS EN CADA NODO.....  | 118       |
| 3.6.6.   | SELECCIÓN DEL ESPESOR DE MORTERO.....   | 118       |
| 3.6.7.   | SELECCIÓN DE PASO DE TUBERIA Y LONGITUD DE TUBERIA.....   | 120       |

|                     |  |            |
|---------------------|--|------------|
| 3.6.7.1.            | PASO DE TUBERIA DE dT=0.16 m.....  | 124        |
| 3.6.7.2.            | PASO DE TUBERIA DE dT=0.18 m.....  | 128        |
| 3.6.7.3.            | PASO DE TUBERIA DE dT=0.20 m.....  | 129        |
| 3.6.7.4.            | PASO DE TUBERIA DE dT=0.22 m.....  | 130        |
| 3.6.7.5.            | PASO DE TUBERIA DE dT=0.24 m.....  | 131        |
| 3.6.8.              | PERDIDA DE CALOR POR EL AISLANTE Y ESPESOR DE AISLANTE.....  | 132        |
| 3.6.9.              | CALCULO DEL FLUJO DE MASA.....   | 138        |
| 3.7.                | DIMENSIONAMIENTO DE LOS SUB-SISTEMAS, GENERACIÓN Y ALMACENAMIENTO DE AGUA CALIENTE, BOMBEO Y ELÉCTRICO.....        | 142        |
| 3.7.1.              | SUB-SISTEMA GENERACIÓN Y ALMACENAMIENTO DE AGUA CALIENTE.....  | 142        |
| 3.7.1.1.            | CAPACIDAD DE LA TERMA SOLAR.....   | 142        |
| 3.7.1.2.            | CALCULO DEL ANGULO ÓPTIMO DE INCLINACIÓN Y ORIENTACION DE LA TERMA SOLAR 143.....                                  | 143        |
| 3.7.2.              | DIMENSIONAMIENTO DEL SUB-SISTEMA DE BOMBEO.....  | 146        |
| 3.7.2.1.            | PERDIDAS DE PRESION EN LA TUBERIA DE PEX AL PEX ( HPEX).....   | 147        |
| 3.7.2.2.            | PERDIDAS DE PRESION EN LA TUBERIA DE POLIPROPILENO (HPolipropileno).....   | 149        |
| 3.7.2.3.            | ALTURA GEOMETRICA.....   | 152        |
| 3.7.2.4.            | PRESION TOTAL PARA LA SELECCIÓN DE LA BOMBA.....   | 152        |
| 3.7.3.              | DIMENSIONAMIENTO DEL SUB-SISTEMA ELECTRICO: SELECCION DE PANELES FOTOVOLTAICOS Y BATERIAS.....                     | 155        |
| 3.7.3.1.            | DEFINIENDO NUESTROS PARÁMETROS.....  | 156        |
| 3.7.3.2.            | ESTIMACIÓN DE NUESTROS CONSUMOS.....   | 157        |
| 3.7.3.3.            | CALCULO DE LA CAPACIDAD DE LA BATERÍA.....   | 158        |
| 3.7.3.4.            | CALCULANDO LA POTENCIA NOMINAL DEL GENERADOR FOTOVOLTAICO.....   | 159        |
| 3.7.3.4.1.          | CALCULO DEL ANGULO ÓPTIMO DE INCLINACIÓN Y ORIENTACION DE LOS PANELES SOLARES.....                                 | 159        |
| 3.7.3.4.2.          | HORAS SOLARES PICO.....  | 160        |
| 3.7.3.4.3.          | CALCULO DE LA CANTIDAD DE PANELES SOLARES.....   | 162        |
| 3.8.                | DIMENSIONES DE LOS COMPONENTES DEL SUB-SISTEMA SUELO RADIANTE.....   | 163        |
| 3.9.                | DIMENSIONES DE LOS COMPONENTES DEL SUB-SISTEMA GENERACION Y ALMACENAMIENTO DE AGUA CALIENTE.....                   | 164        |
| 3.10.               | DIMENSIONES DE LOS COMPONENTES DEL SUB-SISTEMA DE BOMBEO.....  | 165        |
| 3.11.               | DIMENSIONES DE LOS COMPONENTES DEL SUB-SISTEMA ELECTRICO.....  | 165        |
| 3.12.               | ANALISIS DEL PROYECTO UTILIZANDO TUBERIAS DE CPVC (Policloruro de vinilo clorado), GALVANIZADA Y COBRE TIPO M..... | 166        |
| 3.12.1.             | SELECCIÓN DE LA TERMA SOLAR.....   | 167        |
| 3.12.2.             | SELECCIÓN DE LA BOMBA DE IMPULSION.....  | 168        |
| <b>CAPITULO IV:</b> | .....  | <b>170</b> |
|                     | CONSTRUCCION DEL MODULO, IMPLEMENTACION DEL SISTEMA DE ADQUISICION DE DATOS, ADQUISICION Y ANALISIS DE DATOS.....  | 170        |
| 4                   | CONSTRUCCION DEL MODULO, IMPLEMENTACION DEL SISTEMA DE ADQUISICION DE DATOS, ADQUISICION Y ANALISIS DE DATOS.....  | 171        |
| 4.1.                | CONSTRUCCION DEL MODULO.....   | 171        |
| 4.1.1.              | MODULO DE SUELO RADIANTE DE PASO DE TUBERIA DE 240 MM.....   | 171        |
| 4.1.2.              | MODULO DE SUELO RADIANTE DE PASO DE TUBERIA DE 150 MM.....   | 173        |
| 4.1.3.              | CUBIERTA DE LOS DISEÑOS DE SUELO RADIANTE.....   | 174        |
| 4.2.                | IMPLEMENTACION DEL SISTEMA DE ADQUISICION DE DATOS.....  | 176        |
| 4.2.1.              | PLATAFORMA ARDUINO.....  | 176        |
| 4.2.2.              | MATLAB-SIMULINK Y ARDUINO.....   | 178        |
| 4.2.3.              | INSTALACION DEL SISTEMA DE ADQUISICION DE DATOS.....   | 179        |
| 4.3.                | EXPERIMENTACION, ADQUISICION Y ANALISIS DE DATOS.....  | 181        |
| 4.3.1.              | PROCEDIMIENTO DEL EXPERIMENTO.....   | 181        |
| 4.3.2.              | OBJETIVO DEL EXPERIMENTO.....  | 182        |
| 4.3.3.              | ADQUISICION DE DATOS.....  | 183        |
| 4.3.3.1.            | ANALISIS DEL PRIMER EXPERIMENTO.....   | 185        |
| 4.3.3.2.            | ANALISIS DEL SEGUNDO EXPERIMENTO.....  | 189        |

|  |            |
|--|------------|
| <b>CAPITULO V.....</b>   | <b>191</b> |
| 5.1. ESTUDIO ECONÓMICO.....  | 192        |
| 5.2. COSTO DE INSTALACIÓN DISEÑADO POR EL MÉTODO DE DIFERENCIAS FINITAS.....   | 192        |
| 5.3. COSTO DE INSTALACION DISEÑO CON LA NORMA DIN 1264-12831.....  | 193        |
| 5.4. COSTOS DE INSTALACION con tuberías de CPVC (Policloruro de vinilo clorado), GALVANIZADA Y COBRE TIPO M 194..... | 194        |
| <b>CONCLUSIONES.....</b>   | <b>197</b> |
| <b>RECOMENDACIONES.....</b>  | <b>200</b> |
| <b>ANEXOS.-.....</b>   | <b>201</b> |
| A. PLANOS DE UBICACIÓN – ARQUITECTURA.....   | 202        |
| B. MAPA DE RADIACION DEL CUSCO.....  | 203        |
| C. PLANO DE VARIACIÓN DE LA TEMPERATURA DE AIRE SEGÚN LA ALTURA EN INTER IOR DEL AMBIENTE.....                       | 205        |
| D. PLANOS DE DISEÑO DEL SUELO RADIANTE (MORTERO).....  | 296        |
| E. PLANOS DE DISTRIBUCIÓN DE TUBERIAS, ACCESORIOS Y EQUIPOS.....   | 207        |
| F. DISEÑO DE SUELO RADIANTE POR LA NORMA DIN 1264 Y 12831.....   | 208        |

**CAPITULO I:**  
**GENERALIDADES**

## **1. GENERALIDADES.**

### **1.1. TITULO DE LA TESIS:**

“DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MODULO EXPERIMENTAL DE SUELO  
RADIANTE A ENERGIA SOLAR.”

### **1.2. PROBLEMÁTICA**

#### **1.2.1. DESCRIPCION DE LA PROBLEMÁTICA.**

En la actualidad la forma de dimensionar los sistemas de calefacción por suelo radiante se efectúa mediante el uso de manuales técnicos basados en la norma europea UNE-1264 y no se cuenta con un procedimiento para diseñar estos sistemas para las condiciones medio ambientales y geográficas del Cusco, al ser la norma europea conservadora no es recomendable su uso en países que no conforman la unión europea, por ello al aplicar esta normativa en zonas como en la que se encuentra la ciudad del Cusco se recurre en un error al momento del cálculo, el cual tiene como resultado final un elevado costo de instalación del sistema derivando este en una opción menos atractiva al momento de seleccionar sistemas de calefacción, por lo que se deja de utilizar un sistema de calefacción que proporciona altos niveles de confort térmico ya que no reseca el aire, por tal motivo es reconocido y recomendado por la OMS (Organización Mundial de la Salud).

No se cuenta con un módulo experimental con el cual se pueda realizar pruebas y tomar datos que podamos analizar y respaldar el proceso de dimensionamiento que se pretende elaborar.

#### **1.2.2. PREGUNTA DE INVESTIGACION**

¿Es posible diseñar y construir un módulo experimental de suelo radiante a energía solar, mediante el uso de un procedimiento implementado para las condiciones medioambientales y geográficas del Cusco para su dimensionamiento, y mediante el uso del módulo experimentar y comprobar el funcionamiento y operación de este tipo de sistemas en la ciudad del Cusco?

## **1.3. OBJETIVOS DE LA TESIS**

### **1.3.1. OBJETIVO GENERAL**

Diseñar y construir un módulo experimental de suelo radiante a energía solar, mediante el uso de un procedimiento implementado para las condiciones medioambientales y geográficas del Cusco para su dimensionamiento, y mediante el uso del módulo experimentar y comprobar el funcionamiento y operación de este tipo de sistemas en la ciudad del cusco

### **1.3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Desarrollar un procedimiento para el diseño de sistemas de calefacción por suelo radiante a energía solar, que funcione en las condiciones medioambientales y geográficas del cusco.
- Determinar los parámetros de funcionamiento del suelo radiante para un área de 16 m<sup>2</sup>, utilizando la radiación solar como fuente de energía, empleando el procedimiento de diseño establecido anteriormente.
- Dimensionar el sub-sistema de suelo radiante para el ambiente de 16m<sup>2</sup>, por el método de diferencias finitas y compararlo con el diseño establecido por la norma europea UNE-1264.
- Construir y seleccionar los componentes del módulo experimental para un área de 0.6 m<sup>2</sup>, base al procedimiento desarrollado y adquirir datos que nos proporcionen información para poder comprobar cuáles son los parámetros reales de funcionamiento del sistema de calefacción por suelo radiante y compararlos con los cálculos teóricos.
- Mediante la experimentación determinar cuál es la máxima temperatura del agua en el interior de la terma solar, mediante la cual se pueda comprobar la correcta selección de la terma solar de tubos al vacío.
- Mediante la experimentación determinar si bajo las condiciones medioambientales y geográficas del Cusco se logra alcanzar el estado de confort esperado (temperatura y humedad del aire en el interior de la cubierta del suelo radiante)
- Determinar los costos de ejecución del proyecto dimensionado por el método de diferencias finitas y por la norma UNE-1264 para saber cuál de los dos es económicamente factible.

#### **1.4. JUSTIFICACION DE LA INVESTIGACION.**

- Con el presente trabajo se realizara un procedimiento para el dimensionamiento de sistemas de calefacción por suelo radiante utilizando como fuente de energía la radiación solar, procedimiento que es elaborado en función a las condiciones medio-ambientales y geográficas del Cusco.
- Como respaldo al procedimiento que se elabora es necesario construir un módulo experimental utilizando el procedimiento elaborado para el dimensionamiento con el cual se pueda tomar datos experimentales que se puedan analizar y verificar si los cálculos teóricos y experimentales son próximos o no, y de esta manera poder sugerir este procedimiento para el dimensionamiento de este tipo de sistemas de calefacción los cuales ofrecen altos niveles de confort térmico y se considere este sistema como una opción viable.

#### **1.5. ALCANCES Y LIMITACIONES.**

##### **1.5.1. ALCANCES**

Los alcances de la presente investigación están referidas a:

- Se considera los principios de termodinámica, transferencia de calor y el método de diferencias finitas para el cálculo del sistema de calefacción.
- Se considera los procesos de transferencia unidimensional para la envolvente del ambiente a calefaccionar y bidimensional en el sub-sistema de suelo radiante.

##### **1.5.2. LIMITACIONES**

Las limitaciones de la presente investigación están referidas a:

- El proyecto será diseñado para la ciudad del Cusco ubicado a una altitud de 3399 msnm.
- El proyecto será diseñado para 44.8 M<sup>3</sup> de volumen.
- El modulo experimental será diseñado para 0.6 M<sup>3</sup> de volumen.
- El presente trabajo de tesis no considera el análisis de funcionamiento de la terma solar, paneles, baterías, controlador y el sistema de adquisición de datos, estos fueron seleccionados de catálogos de acuerdo a nuestras necesidades.

- El sistema electrónico solo se usara como herramienta de procesamiento y monitoreo de datos por lo que no se analizara el diseño de este El presente trabajo se enfoca en el diseño del sub-sistema de suelo radiante (tubería de PEX AL PEX, mortero de cemento y acabado
- No se considera la automatización del sistema de calefacción por suelo radiante.
- No se considera el estudio del diseño e instalación de los componentes electrónicos.

## **1.6. HIPOTESIS**

Es posible diseñar y construir un módulo experimental de suelo radiante a energía solar, mediante el uso de un procedimiento implementado para las condiciones medioambientales y geográficas del Cusco para su dimensionamiento, y mediante el uso del módulo experimentar comprobar el funcionamiento y operación de este tipo de sistemas en la ciudad del Cusco.

## **1.7. VARIABLES DEL ESTUDIO.**

### **1.7.1. VARIABLES INDEPENDIENTES**

- Temperatura y humedad en el estado de confort, [°C], [%] respectivamente.
- Radiación solar en el Cusco, expresada en  $\left[\frac{Kwh}{m^2}\right]$

### **1.7.2. VARIABLES DEPENDIENTES**

- Dimensionado y construcción del módulo experimental de suelo radiante.

## 1.8. PROCEDIMIENTO DE LA INVESTIGACIÓN.-

En el desarrollo de la presente tesis se tendrá en cuenta el siguiente procedimiento:

- **Recopilación de la Información.-** se procederá a revisar la bibliografía necesaria, así como la búsqueda de antecedentes de investigación previas involucradas en el cálculo, diseño, construcción y evaluación de este tipo de sistemas.
- **Definición de los parámetros ambientales, geográficos y confort térmico del lugar donde se va desarrollar el proyecto.** En este paso se procederá a definir los parámetros del entorno en la cual se desarrolla el proyecto los cuales son determinantes al momento de su dimensionamiento. Para ello se utilizara normativa la cual nos define estos parámetros.
- **Calculo y dimensionamiento.-** en este paso se procederá a dimensionar los componentes del sistema de calefacción por suelo radiante, dimensionamiento que está en función a los parámetros definidos en el paso anterior.
- **Construcción del módulo experimental.-** en este paso se procede a construir el modulo experimental según los datos obtenidos del cálculo y dimensionamiento.
- **Experimentación y adquisición de datos.-** se procederá a realizar experimentos mediante los cuales se obtendrán datos que muestren la forma de operación y funcionamiento del sistema de calefacción.
- **Análisis de datos y comparación de datos experimentales y teóricos.-** se procederá a analizar los datos adquiridos del módulo y se comparara los resultaos obtenidos con los datos teóricos del cálculo y dimensionamiento.
- **Estimación de costos.-** posteriormente se realizara un análisis de costos de instalación y mantenimiento del sistema diseñado y por último se elaboran las conclusiones y recomendaciones de la tesis.

## **1.9. MOTIVACION DEL PROYECTO**

La principal motivación del presente trabajo es mejorar y adaptar el sistema de calefacción por suelo radiante a la ciudad del Cusco, con la implantación de procedimientos elaborados para el dimensionamiento del suelo radiante, los cuales aprendimos en nuestra formación académica. Con el fin de comprobar los resultados teóricos obtenidos nace la necesidad de construir un módulo experimental en el que se pueda analizar y con certeza poder sugerir este procedimiento para el dimensionado de suelo radiante en la ciudad del Cusco, con la finalidad de brindar confort adecuado en temporadas de invierno a los niños de instituciones iniciales en horario escolar.

**CAPITULO II:**  
**MARCO TEORICO**

## 2.1. ANTECEDENTES DEL PROYECTO.

- El trabajo de investigación del señor Davy Alfonso Olivera Oliva (2011) titulado Diseño energético de un suelo radiante para una sala de 12 m<sup>2</sup> ubicada a 4000 msnm en Langui-Cusco, el cual se enfoca en diseñar un suelo radiante que funcione con energía solar, que mejore la calidad de vida de las personas que habitan el distrito de Langui, bajo las condiciones medio-ambientales que presenta este distrito, ubicado a 3969 msnm, en la región del Cusco. En este trabajo se considera la utilización de energías renovables como la energía solar que se tienen en abundancia, energía que es utilizada para calentar el agua mediante el empleo de paneles solares, el agua después de ser calentada es almacenada en un tanque térmicamente aislado, para luego ser conducida a través de tuberías de PEX que se encuentran montadas debajo del Piso de la habitación que requiere calefacción, los cálculos requeridos para el diseño se realizan tomando en cuenta los principios de transferencia de calor y masa y la información obtenida de manuales y normas sobre la construcción de este tipo de sistemas de calefacción como la norma europea DIN-EN 1264. el trabajo concluyó demostrando que los cálculos realizados utilizando los principios de transferencia de calor y los obtenidos utilizando la norma DIN-EN 1264 no presentan amplias diferencias por lo que concluyó que el cálculo realizado fue correcto a pesar que sistema diseñado no se construyó, y que un sistema como este, que utiliza la energía solar como fuente energética es amigable con el ambiente por no generar residuos en el proceso de funcionamiento, también concluyó que la energía solar es una fuente energética que se puede explotar en lugares alejados y pobres donde la idea de utilizar energía eléctrica o energía provenientes de los combustibles fósiles, para ese momento fue imposible ya sea por falta de infraestructura o falta de recursos económicos.
- El trabajo de investigación del señor Rodrigo Alejandro Villarruel Cuevas (2010), titulado Anteproyecto De Calefacción Por Piso Radiante Para Salón De Eventos De Centro De Ferias Parque Saval, el objetivo principal de este trabajo es el de diseñar un proyecto de suelo radiante para el suelo de eventos de centro de ferias del parque Saval, tomando en cuenta la viabilidad económica, arquitectura y su operatividad, los cálculos del proyecto se realizan con las consideraciones expuestas en el manual de ORKLI, empresa dedicada a la construcción de sistemas de calefacción por suelo radiante, en este proyecto, lo primero que se hace el autor del trabajo es estudiar las características del ambiente a calefactar, luego describió los componentes del

sistema de suelo radiante, posteriormente realizo los cálculos del sistema teniendo en cuenta la normativa vigente en ese momento, considerando las sugerencias expuestas en el manual de ORKLI, luego se realizó el análisis económico del proyecto el cual fue el tema crucial para evaluar si el proyecto era viable, en sus conclusiones el autor menciona que el proyecto es viable ya que el sistema no ocasiona cambios significativos en la arquitectura del local y el costo del proyecto es aceptable en comparación a otros sistemas de calefacción que son más costosos en cuanto al costo de adquisición y operativo, la fuente de energía de este sistema proviene de los combustibles fósiles se opta por esta opción por el tamaño del local(1500m<sup>2</sup>), también se opta por dividir el local en 4 sectores en los cuales se instaló serpentines independientes de tuberías por los cuales se hizo circular agua caliente para calefaccionar el salón de eventos.

## **2.2. CALEFACCION Y CONFORT**

La calefacción es el proceso por el que se controla la temperatura de los espacios y pretende conseguir las condiciones de confort térmico adecuadas para las personas. Pero, ¿qué se entiende por confort térmico? El confort térmico es el estudio de los efectos del impacto climático en el cuerpo humano. Los estímulos térmicos hacen que el cuerpo humano reaccione, tratando de mantener constante la temperatura media del organismo.

Un individuo consigue el estado de confort cuando no expresa ninguna sensación de frío ni calor.

Los parámetros ambientales que más influyen en dicho confort son la temperatura, la humedad relativa y la velocidad del aire:

### **2.2.1. TEMPERATURA**

La temperatura que percibe una persona no es directamente proporcional a la temperatura del aire, ya que también influyen las superficies que le rodean. El cuerpo humano intercambia calor con el ambiente por convección, pero al mismo tiempo intercambia calor por radiación con las superficies que le rodean (piel, máquinas, cristales, paredes, techos, etc.), que hace que, por ejemplo, pueda ser agradable estar en una casa en la que la temperatura es de 15° C, pero sus paredes están a 22° C. Si la temperatura de la piel es mayor que la temperatura media del ambiente en el que se encuentra la persona, el cuerpo cede calor por radiación al ambiente, si es al revés, el organismo recibe calor del medio.

La Temperatura operativa es la que debería tener una estancia para que el cuerpo humano intercambie por convección y radiación igual cantidad de energía.

## 2.2.2. HUMEDAD RELATIVA

La humedad relativa empieza a influir en la sensación térmica, cuando la temperatura es de alrededor de 22°C. Desde el punto de vista del confort, se consideran correctos los valores de humedad relativa comprendidos entre el 30% y 70%.

## 2.3. SENSACIÓN TÉRMICA Y TASA METABOLICA

En nuestra vida cotidiana, estamos continuamente disipando energía calorífica producida por nuestro organismo, normalmente con el fin de desarrollar infinidad de trabajos mecánicos (respirar, levantarse de la silla).

El proceso metabólico convierte energía química en calor, y lo hace en una cantidad suficiente para que nuestro cuerpo siga funcionando. Esta energía también se destina a la ejecución de trabajos mecánicos externos (levantar peso, desplazar objetos...) pero en su mayor parte se transformará en calor interno, por lo que se suele desechar su valor.

Es práctica habitual utilizar el “**met**” como unidad de medida de la tasa de actividad metabólica. El “**met**” se define como el metabolismo de una persona sentada y sin una actividad especial. Su equivalencia con otras unidades es:

$$1 \text{ met} = 58,15 \text{ W/m}^2 = 50 \text{ kcal/h}\cdot\text{m}^2$$

Se puede apreciar que en la anterior expresión que el “**met**” es la relación entre la potencia térmica (**W** ó **kcal/h**) y la superficie corporal. Para el cálculo de una aproximación a nuestra superficie corporal "**SC**" podemos emplear la ecuación de **DuBois & DuBois**, usando como parámetros, nuestra altura "**H**" y el peso "**P**":

$$SC = 0.202 * P^{0.425} * H^{0.725}$$

Se estima que la superficie corporal media de la población es de 1,8 m<sup>2</sup>, aunque por supuesto, varía de un individuo a otro. Por ejemplo, dos personas con una altura **H** igual a 1,70 m., pero con distinto peso **P** de 60 y 100 kg, tendrán superficies corporales **SC** de 1,69 y 2,10 m<sup>2</sup> respectivamente.

Es decir, el **met** no es una unidad absoluta de la actividad metabólica, sino una unidad de tasa metabólica (más bien de potencia térmica) relativa a la superficie de piel de nuestro cuerpo.

De forma aproximada, y relativizando, podemos decir que el metabolismo de cualquier persona sentada y sin una actividad especial será:

$$\text{Producción metabólica / SC} = 1 \text{ met} = 58,15 \text{ W/m}^2 = 50 \text{ kcal/h}\cdot\text{m}^2$$

Pero en términos absolutos, y siguiendo con el ejemplo anterior, podemos observar cómo una persona obesa tiene un gasto energético muy superior debido a su metabolismo, aunque en principio no afecte a la sensación térmica de modo significativo:

$$H = 1.70 \text{ m, } P = 60 \text{ kg. - Producción metabólica} = 1.69 \text{ met}\cdot\text{m}^2 = 98.27 \text{ W} = 84.5 \text{ kcal/h}$$

$$H = 1.70 \text{ m., } P = 70 \text{ kg. - Producción metabólica} = 1.80 \text{ met}\cdot\text{m}^2 = 104.67 \text{ W} = 90.0 \text{ kcal/h}$$

$$H = 1.70 \text{ m., } P = 100 \text{ kg. - Producción metabólica} = 2.10 \text{ met}\cdot\text{m}^2 = 122.12 \text{ W} = 105.0 \text{ kcal/h}$$

La norma UNE-EN ISO 7730, citada por el Reglamento de Instalaciones Térmicas de Edificios (RITE), presenta una relación de los valores para la producción de energía metabólica en función de la actividad desarrollada por el individuo.

Para el presente trabajo se considera calefaccionar un ambiente de 16 m<sup>2</sup> de área si se considera que al menos 4 personas estén dentro del ambiente y que estas tengan en promedio una altura de 1.7 m y un peso de 60 Kg se producirán 393.8 W lo cual contribuirá en el proceso de calefacción del aire.

#### **2.4. SISTEMAS DE CALEFACCIÓN POR SUELO RADIANTE**

El perfil óptimo de temperaturas del cuerpo humano se basa en tener una temperatura del aire ligeramente mayor en la zona de los pies que a la altura de la cabeza. Esto se traduce en una percepción de mayor sensación de confort.

Siguiendo en esta línea, la gran ventaja del suelo radiante es que calentando el recinto desde la superficie del suelo, produce una distribución vertical de temperaturas que se asemeja en gran medida al perfil óptimo anteriormente citado ver figura 2.1. En cambio, los sistemas de radiadores convencionales, al calefactar desde un foco puntual, producen una distribución que deja la zona de la cabeza más caliente que la zona baja. Con este procedimiento de distribución vertical de temperaturas, se ve que tanto los radiadores, como los convectores o la calefacción por techo, no cumplen con el citado perfil óptimo. Por esto mismo se concluye que el mejor sistema de calefacción (siguiendo con la línea argumentativa del confort) es por suelo radiante.



Figura N° 2. 1 Distribución vertical de temperaturas del aire en función del sistema de calefacción

Otra de las ventajas que hay que citar es la temperatura del agua que alcanza cada sistema de calefacción, puesto que con unos 40 °C, el suelo radiante es capaz de calefactar un recinto y los demás sistemas (como pueden ser los radiadores) necesitan elevar dicha temperatura hasta los 70 °C. Al final esto se traduce en que el suelo radiante es perfectamente acoplable en su totalidad a la energía solar, ya que ésta es capaz de otorgarte la energía suficiente para llegar a la temperatura deseada, mientras que con los demás sistemas, aparte de los paneles solares, se necesitaría una fuente de energía adicional.

El problema de este tipo de calefacción es que no posee un sistema de control propio, y por lo tanto, se suele usar uno convencional. Esto se traduce en que el control que se utiliza, provoca en el suelo radiante, un retraso considerable a la hora de llegar al régimen permanente. Explicando esto más detenidamente:

Con un sistema de radiadores, cuando se pone una cierta temperatura en el termostato, el sistema de control manda a la caldera que empiece a calentar el agua, seguidamente, el agua va calentando la superficie del radiador y éste a su vez va calentando el aire de la habitación. En este sistema se debe tener en cuenta 3 constantes de tiempo: calentar el agua, calentar el radiador y calentar el aire.

## 2.5. FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR DE MASA.

Hasta el siglo XIX se explicaba el efecto del calor en la variación de la temperatura de un cuerpo por medio de un fluido invisible llamado calórico. Este se producía cuando algo se quemaba y, además, que podía pasar de un cuerpo a otro. La teoría del calórico afirmaba que una sustancia con mayor temperatura que otra, necesariamente, poseía mayor cantidad de calórico.

Benjamín Thompson y James Prescott Joule establecieron que el trabajo podía convertirse en calor o en un incremento de la energía térmica determinando que, simplemente, era otra forma de la energía.

Hay que añadir que el calor es una energía de nivel bajo puesto que el trabajo se puede transformar íntegramente en calor, pero no al contrario (Segundo principio de la termodinámica).

### 2.5.1. CONDUCCION UNIDIMENSIONAL

#### 2.5.1.1. TRASFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCIÓN.

La conducción de calor es un mecanismo de transferencia de energía térmica entre dos sistemas basado en el contacto directo de sus partículas sin flujo neto de materia y que tiende a igualar la temperatura dentro de un cuerpo y entre diferentes cuerpos en contacto. Pasemos a analizar este fenómeno más detenidamente:

Considerando condiciones de estado estable con transferencia de calor unidimensional, refiriéndose la palabra unidimensional al hecho que para describir el proceso de transferencia de calor solo será necesario una dirección coordinada de tal forma que la transferencia de calor solo se produzca en esta dirección coordinada, y a condición estable al hecho que la temperatura en cada punto es independiente del tiempo en el cual será analizado, estas condiciones serán analizadas y estudiadas durante el planteamiento de la solución de este trabajo de tesis.

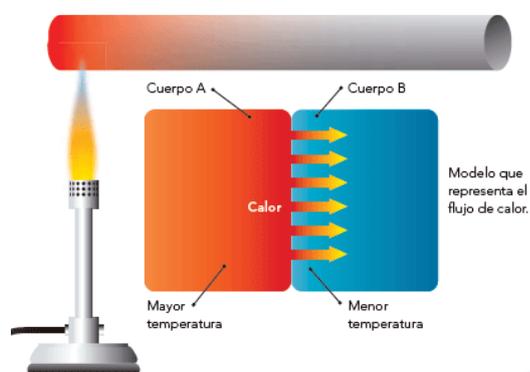


Figura N° 2. 2 Transferencia de calor por conducción.

### 2.5.1.1.1. LA PARED PLANA.

Para la conducción unidimensional en una pared plana, la temperatura está en función solo de la coordenada "X", y el calor se transfiere exclusivamente en esta dirección, existiendo una diferencia de temperaturas entre ambas caras de la pared, se producirá un gradiente de temperaturas por ende existirá transferencia de calor desde la zona de mayor temperatura a la zona de menor temperatura en la dirección coordenada "X", en la parte inferior de la figura 2.3. Se muestra el circuito térmico equivalente el cual nos permite graficar y ubicar de manera analítica los parámetros que intervienen en el proceso de transferencia de calor.

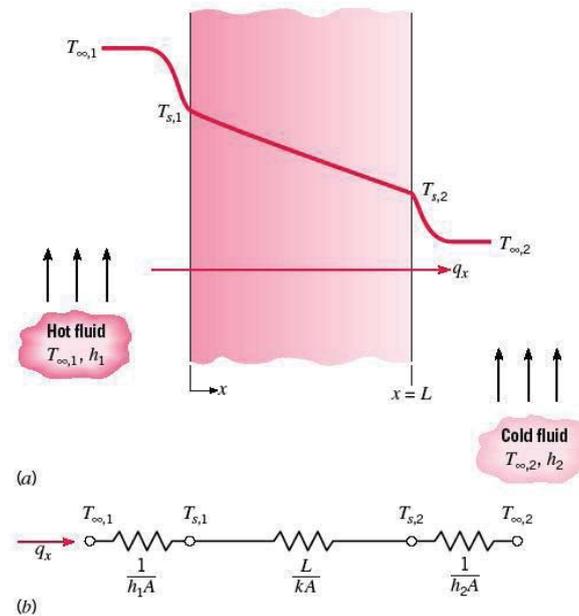


Figura N° 2. 3 Transferencia de calor a través de una pared plana

Fuente: Fundamentos de Transferencia de Calor, Frank P. Incropera, México 1999.

Considérese una pared, cuya sección transversal se muestra en Figura 2.3 en la que las superficies extremas se encuentran a temperaturas  $T_{s,1}$  y  $T_{s,2}$ .

Entre ambas superficies se establecerá un flujo de calor en el sentido de las temperaturas decrecientes, hacia la derecha si  $T_{s,1} > T_{s,2}$ . En este caso se dice que el calor (potencia calorífica) se transfiere por conducción, que rige para sistemas en los que hay un gradiente térmico sin movimiento macroscópico entre sus partículas. La conducción tiene lugar típicamente en los sólidos, aunque también es posible en fluidos cuando no exista movimiento del mismo

Utilizando la Ley de Fourier para determinar la transferencia de calor por conducción, ley experimental que data de 1822:

$$q = -A \cdot k \cdot \nabla T \quad (2.1)$$

Tenemos:

$$q_x = -KA \frac{dT}{dx} = \frac{KA}{L} (T_{s,1} - T_{s,2}) \quad (2.2)$$

Siendo:

- A El área de la pared normal hacia la dirección de la transferencia de calor.
- k La conductividad térmica, característica de cada sustancia siendo variable con la temperatura y cuyas unidades son:

$$[k] = \frac{w}{m^{\circ}C} = \frac{w}{mK}$$

- L es el espesor de la pared (m),  $T_{s,1}$  y  $T_{s,2}$  son las temperaturas superficiales de la pared. Para la conducción de calor la ecuación o modelo se conoce como la Ley de Fourier El flujo de calor ( $w/m^2$ ) es entonces:

$$q_x'' = \frac{q_x}{A} = \frac{K}{L} (T_{s,1} - T_{s,2}) \quad (2.3)$$

Ambas ecuaciones indican que tanto la transferencia de calor  $q_x$  como el flujo de calor  $q_x''$  son constantes independientes de x.

La transferencia de calor por conducción en los sólidos tiene lugar por intercambio de energía de vibración de la red, y cuando se trata de metales también por el flujo de electrones libres. En los fluidos dicha transferencia es consecuencia de la interacción molecular.

#### 2.5.1.1.2. RESISTENCIA TÉRMICA.

Se considera una analogía entre la difusión de calor y la carga eléctrica. De la misma forma que se asocia una resistencia eléctrica con la conducción de electricidad, se asocia una resistencia térmica a la conducción de calor como se muestra en la figura 2.4. Al definir la resistencia como la razón de un potencial de transmisión a la transferencia de calor correspondiente, tenemos que para la conducción es:

$$R_{t,cond} = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{q_x} = \frac{L}{KA} \quad (2.4)$$

Para la convección se tiene:

$$R_{t,conv} = \frac{T_s - T_\infty}{q} = \frac{1}{hA} \quad (2.5)$$

Siendo  $h$  el coeficiente de transferencia de calor por convección (w/m<sup>2</sup>.k) Y para la radiación tenemos:

$$R_{t,rad} = \frac{T_s - T_{alr}}{q_{rad}} = \frac{1}{h_r A} \quad (2.6)$$

Siendo  $h_r$  el coeficiente de transferencia de calor por radiación (w/m<sup>2</sup>°K).

**2.5.1.1.3. PARED COMPUESTA.**

En el caso de paredes compuestas también es usada la analogía de circuitos eléctricos para obtener circuitos térmicos equivalentes, teniendo en cuenta las resistencias térmicas de cada sección, según la variación de capas de acuerdo al material en su composición, todo este análisis se da para transferencia unidimensional en estado estable y para este caso en particular se considera un sistema en serie, como se indica en la figura 2.4.

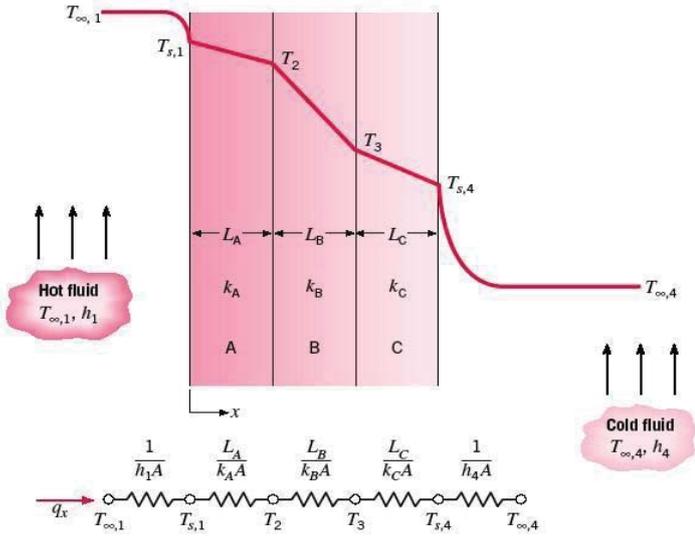


Figura N° 2. 4 Circuito térmico equivalente para una pared compuesta en serie Fuente: Fundamentos de Transferencia de Calor, Frank P. Incropera, México 1999.

Se considera T1-T4 la diferencia total de temperatura en el proceso de transferencia de calor y  $\Sigma R$ , como la sumatoria de todas las resistencias térmicas en el sistema, por lo que, la transferencia de calor unidimensional se expresa como.

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,4}}{\Sigma R_i} \quad (2.7)$$

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,4}}{\left[ \left( \frac{1}{h_1 A} \right) + \left( \frac{L_A}{k_A A} \right) + \left( \frac{L_B}{k_B A} \right) + \left( \frac{L_C}{k_C A} \right) + \left( \frac{1}{h_4 A} \right) \right]} \quad (2.8)$$

De manera alternativa, la transferencia de calor se relaciona con la diferencia de temperatura y la resistencia asociadas con cada elemento. Por ejemplo,

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{s,1}}{\left( \frac{1}{h_1 A} \right)} = \frac{T_{s,1} - T_2}{\left( \frac{L_A}{k_A A} \right)} = \frac{T_2 - T_3}{\left( \frac{L_B}{k_B A} \right)} = \dots \quad (2.9)$$

Con sistemas compuestos suele ser conveniente trabajar con un coeficiente global de transferencia de calor, U, que se define con una expresión análoga a la ley de enfriamiento de Newton. En consecuencia

$$q_x = UA\Delta T \quad (2.10)$$

Donde  $\Delta T$  es la diferencia total de temperatura. El coeficiente global de transferencia de calor se relaciona con la resistencia térmica total, y de las ecuaciones vemos que  $UA = 1/R_{total}$ . De aquí, para la pared compuesta

$$U = \frac{1}{R_{tot}A} = \frac{1}{\left[ \left( \frac{1}{h_1} \right) + \left( \frac{L_A}{k_A} \right) + \left( \frac{L_B}{k_B} \right) + \left( \frac{L_C}{k_C} \right) + \left( \frac{1}{h_4} \right) \right]} \quad (2.11)$$

En general, se puede escribir

$$R_{tot} = \Sigma R_t = \frac{\Delta T}{q} = \frac{1}{UA} \quad (2.12)$$

### 2.5.1.1.4. SISTEMAS RADIALES: EL CILINDRO.

En este caso se presentan dos tipos de sistemas los cuales son los cilíndricos y los esféricos los cuales experimentan gradientes de temperatura en dirección radial, por esta razón el proceso de transferencia de calor se considera como unidimensional.

En el estudio es considerado un cilindro hueco cuyas superficies interna y externa se encuentran a diferentes temperaturas en condiciones de estado estable, como se muestra en la figura 2.5.

La forma adecuada de la ecuación de calor es como sigue.

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left( kr \frac{dT}{dr} \right) = 0 \quad (2.13)$$

Considerando la ley de Fourier se puede expresar la rapidez a la que se conduce la energía a través de una superficie cilíndrica como sigue.

$$q_r = -kA \frac{dT}{dr} = -k(2\pi rL) \frac{dT}{dr} \quad (2.14)$$

Siendo  $A = 2\pi rL$ , el área normal a la dirección de la transferencia de calor

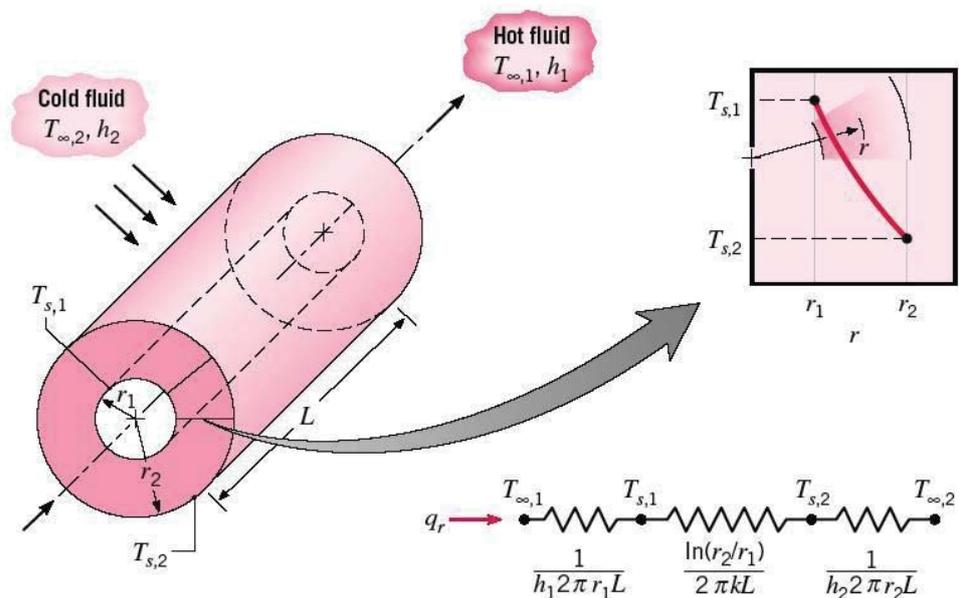


Figura N° 2. 5 Cilindro hueco con condiciones conectivas en la superficie

Fuente: Fundamentos de Transferencia de Calor, Frank P. Incropera, México 1999.

De la ley de Fourier se obtiene la expresión para la transferencia de calor para una longitud anular “L”.

$$q_r = 2\pi r L k \frac{(T_{s,1} - T_{s,2})}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \quad (2.15)$$

También para una conducción radial cilíndrica la resistencia térmica tiene la forma siguiente.

$$R_{t,cond} = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi L k} \quad (2.16)$$

### 2.5.1.2. TRASFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN.

Es la transmisión de calor entre una superficie (o un cuerpo) y un fluido cuando están a diferentes temperaturas. El proceso real de transferencia de calor entre las moléculas del fluido se realiza por conducción (difusión térmica), viéndose favorecido por el movimiento del fluido (convección), natural o inducido, que siempre tiene lugar. Este movimiento natural está motivado por los cambios de densidad del fluido que se experimentan en las proximidades del cuerpo donde tiene lugar el intercambio de calor. El movimiento inducido, cuando tiene lugar, está provocado por alguna acción mecánica como una bomba, ventilador o compresor. La convección, independientemente de su origen, incrementa la potencia térmica transferida respecto al hipotético caso en el que el fluido estuviese en reposo, donde dicha potencia térmica sólo podría transmitirse por conducción a través del fluido.

Independientemente si hay o no diferencia de temperatura entre el fluido y el cuerpo, si se establece un flujo paralelo a una placa a velocidad incidente (Fig.2.6.), se desarrollará una zona próxima a la misma donde la velocidad va desde un valor nulo junto a la placa, hasta la velocidad  $u$  en puntos alejados de la misma, en dirección perpendicular a la placa. Esta zona donde se manifiesta cierto gradiente de velocidad entre las partículas del fluido, se denomina capa límite hidrodinámica y su espesor va creciendo en la medida que el flujo avanza por la placa.

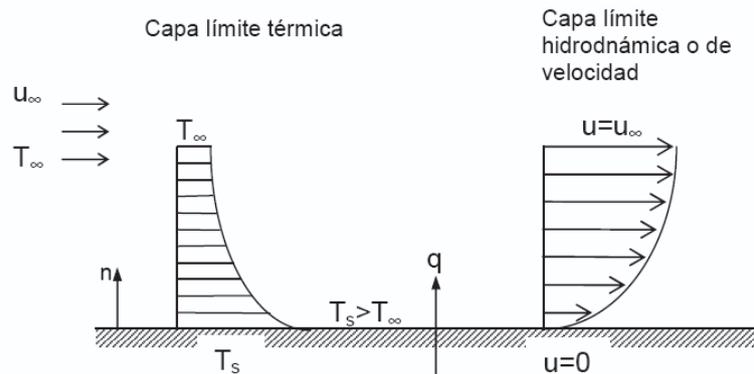


Figura N° 2. 6 Capas límite hidrodinámico y térmico

Fuente: Fundamentos de Transferencia de Calor, Frank P. Incropera, México 1999.

Si adicionalmente la temperatura  $T_{\infty}$  de la corriente incidente difiere de la temperatura  $T_s$  de la superficie, tendrá lugar un espacio en el que también la temperatura del fluido evoluciona desde  $T_s$ , junto a la placa, hasta  $T_{\infty}$  en puntos suficientemente alejados de ella. Este espacio se denomina capa límite térmico y su espesor también crece a lo largo de la placa.

La convección se rige por la denominada ley de enfriamiento de Newton (ley experimental):

$$q = h A (T_s - T_{\infty}) \quad \text{Superficie} \rightarrow \text{fluido}$$

$$q = h A (T_{\infty} - T_s) \quad \text{Fluido} \rightarrow \text{superficie}$$

Siendo:

- A Área de intercambio de calor.
- $T_s, T_{\infty}$  Temperaturas superficial y de la corriente libre del fluido (la que posee por fuera de la capa límite térmico).
- h Coeficiente de película o coeficiente de convección, que expresa la potencia térmica que se transfiere por unidad de área de la superficie y siendo la diferencia de temperatura entre la superficie y la corriente libre de 1 °C (=1 K). h depende de las propiedades del fluido, de la geometría (o forma) de la superficie y de la hidrodinámica o configuración del flujo en torno a la superficie (Fig.2.7.). La unidad de h es:

$$[h] = \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} = \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Valores típicos del coeficiente de convección son:

|  |   |
|--|---|
| CONVECCIÓN NATURAL<br>Gases<br>Líquidos                    | $h$ (W/m <sup>2</sup> -K)<br>2 - 25<br>50 - 1.000 |
| CONVECCIÓN FORZADA<br>Gases<br>Líquidos                    | 25 - 250<br>50 - 20.000                           |
| CONVECCIÓN CON CAMBIO DE FASE<br>Ebullición y condensación | 2.500 - 100.000                                   |

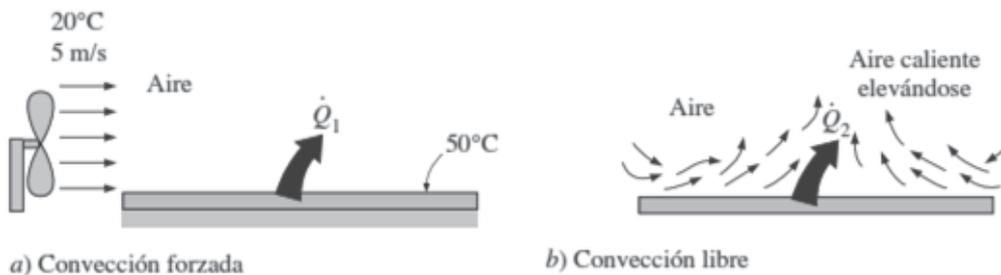


Figura N° 2. 7 Transferencia de calor por convección.

Fuente: Fundamentos de Transferencia de Calor, Frank P. Incropera, México 1999.

Los mayores valores de la convección con líquidos que con gases se justifica por el hecho que los primeros tienen una conductividad térmica mayor que los segundos. En convección forzada la velocidad característica del fluido suele ser mayor que en convección natural, lo que lleva a menores valores de  $h$  en este último caso.

La condensación y ebullición son procesos de convección en los que la transferencia de calor tiene lugar de forma latente en el fluido y con unos coeficientes de convección extraordinariamente elevados.

#### 2.5.1.2.1. NUMERO DE NUSSOLT.

La expresión matemática por la cual está definido el número de Nusselt es:

$$N_u = \frac{h L_c}{k} \quad (2.17)$$

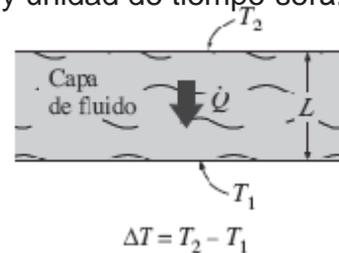
Donde  $k$  es la conductividad térmica del fluido y  $L_c$  es la longitud característica, el número de Nusselt se concibió como el coeficiente adimensional de transferencia de calor por convección.

Para comprender el significado físico del Numero de Nusselt utilizaremos la figura en la cual se describe una capa de fluido de espesor "L" y diferencia de temperaturas

$\Delta T = T_2 - T_1$ , la transferencia de calor en esta capa de fluido será por convección cuando el fluido tenga algún movimiento, mientras que cuando el fluido se encuentre en reposo (velocidad igual a cero), la transferencia de calor será por conducción para ambos casos la transferencia de calor por unidad de área y unidad de tiempo será:

$$Q_{conv} = h \Delta T \quad ; \text{ Ley de enfriamiento de Newton.}$$

$$Q_{cond} = k \frac{\Delta T}{L} \quad ; \text{ Ley de Fourier.}$$



Al dividir ambas expresiones se tiene.

|  |        |
|--|--------|
| $\frac{Q_{conv}}{Q_{cond}} = \frac{h \Delta T}{k \frac{\Delta T}{L}} = \frac{h L}{k} = Nu$ | (2.18) |
|--|--------|

Entonces, esta relación representa el mejoramiento de la transferencia de calor por convección a través de una capa de fluido en comparación con la transferencia de calor por conducción a través de la misma capa, por lo cual se manifiesta que la transferencia de calor es eficaz para valores del número de Nusselt altos ( $1 <$ ), y cuando  $Nu = 1$ , se afirma que el fluido está en reposo y que la transferencia de calor por convección es comparable a la transferencia de calor por conducción.

### 2.5.1.2.2. NUMERO DE PRANDTL

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección será necesario desarrollar y definir los conceptos de las capas límites de velocidad y térmica las cuales definiremos más adelante, adelantándonos a estos conceptos, la mejor manera de describir el espesor relativo de las capas límite de velocidad y térmica es por medio de este parámetro adimensional "Numero de Prandtl", este número adimensional es la relación entre la difusividad de la cantidad de movimiento y la difusividad del calor, la cual se puede definir mediante la siguiente expresión.

|  |        |
|--|--------|
| $Pr = \frac{\text{Difusividad molecular de la cant. de movmto.}}{\text{Difusividad molecular del calor}} = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k}$ | (2.19) |
|--|--------|

Los valores del número de Prandtl para el aire se encuentran próximos a la unidad, lo que es indicativo que tanto la cantidad de movimiento como la temperatura se disipan relativamente a la misma velocidad, el valor de  $Pr$  para los metales líquidos es de menor valor que la unidad, porque la velocidad de difusión de calor es más rápida en comparación con la velocidad de difusión de la cantidad de movimiento, y

de valores de más de 10 000 para los aceites pesados porque la difusión de la cantidad de movimiento es más rápida en comparación con la difusión de calor.

### 2.5.1.2.3. NUMERO DE REYNOLDS

En el estudio de flujos laminares y turbulentos se ha realizado exhaustivo experimentos para determinar los factores de transición de flujo laminar a turbulentos tales como, la configuración geométrica de la superficie, la aspereza superficial, la velocidad del fluido, la temperatura de la superficie y del tipo fluido, entre otras cosas, durante la década de 1880, Osborn Reynolds descubrió que el flujo depende principalmente de la razón de las fuerzas de inercia a las fuerzas viscosas del fluido en estudio. Ha esta razón se le conoce como Numero de Reynolds, la cual es una cantidad adimensional y para un flujo externo se expresa como.

$$Re = \frac{\text{Fuerzas de Inercia}}{\text{Fuerzas Viscosas}} = \frac{VL_c}{\nu} = \frac{\rho VL_c}{\mu} \quad (2.20)$$

Donde V es la velocidad corriente superior la cual es equivalente a la velocidad de la corriente libre sobre una placa plana,  $L_c$  es la longitud característica de la configuración geométrica y  $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ ; es la viscosidad cinemática del fluido, la distancia característica, es la distancia desde el borde de ataque.

### 2.5.1.2.4. FLUJO LAMINAR Y TURBULENTO.

Para poder solucionar problemas en los que se presente la transferencia de calor por convección es necesario definir si un fluido es laminar o turbulento para ello utilizaremos la figura 2.8., en la primera parte “a” se dice que el flujo es laminar, por su característico movimiento suave, altamente ordenado y lineal el caso “b” es de flujo turbulento se caracteriza por cambios de velocidad y movimiento altamente desordenado.

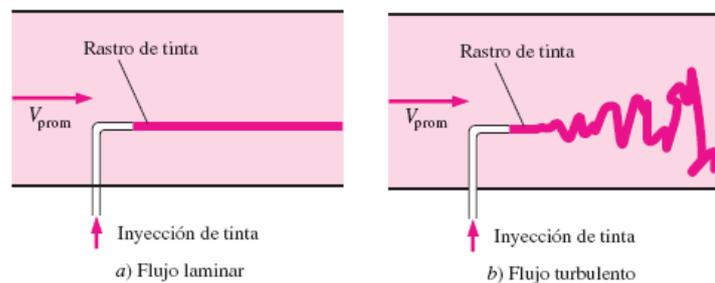


Figura N° 2. 8 Comportamiento del fluido coloreado inyectado en el fluido, en los fluidos laminar y turbulento, en un tubo

Fuente: Transferencia de calor y masa, cengel y. Y ghaja a, México 2011

Capas límites de convección. Capa límite de velocidad o hidrodinámica

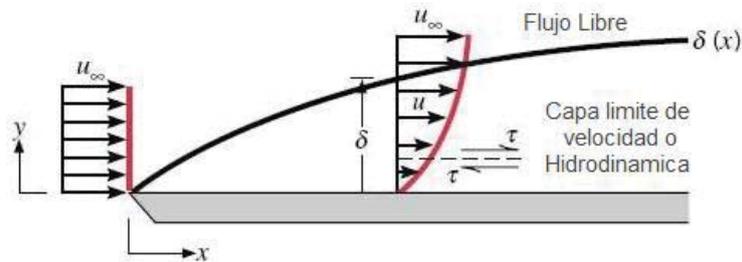


Figura N° 2. 9 Desarrollo de la capa imite de velocidad o hidrodinámica sobre una placa plana

Fuente: Fundamentos de Transferencia de Calor, Frank P. Incropera, México 1999.

**2.5.1.2.5. TIPOS DE CONVECCIÓN ATENDIENDO A LA NATURALEZA DEL FLUJO.**

**2.5.1.2.5.1. CONVECCIÓN FORZADA.**

En las aplicaciones de calentamiento y enfriamiento, es común el uso del flujo de líquido o gas en tubos y ductos. En ellas, se fuerza al fluido a desplazarse por medio de un ventilador o bomba por un tramo de tubo o ducto que es suficientemente largo como para realizar la transferencia deseada de calor. En este capítulo se pone atención particular en la determinación del factor de fricción y del coeficiente de convección, ya que están relacionados en forma directa con la caída de presión y con la razón de la transferencia de calor, respectivamente.

El número de Reynolds para el flujo interno y el diámetro hidráulico se definen como:

$$Re = \frac{\rho V_{prom} D}{\mu} = \frac{V_{prom} D}{\nu} \quad y \quad D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (2.21)$$

El flujo en un tubo es laminar para  $Re \leq 2300$ , turbulento para  $Re \geq 10000$  y de transición entre estos valores.

Para que  $Q_s = \text{constante}$ , la razón de la transferencia de calor se exprese como:

$$\dot{Q} = \dot{q}_s A_s = \dot{m} C_p (T_e - T_i) \quad (2.22)$$

Para  $T_s = \text{Constante}$ , se tiene

$$\dot{Q} = hA_s \Delta T_{lm} = \dot{m} C_p (T_e - T_i) \quad (2.23)$$

La pérdida irreversible de presión debida a los efectos de fricción y la potencia requerida de bombeo para vencer esta pérdida, para un gasto volumétrico  $V$  son:

$$\Delta P_L = f \frac{L}{D} \frac{\rho V_{prom}^2}{2} \quad y \quad \dot{W}_{bomba} = \dot{V} \Delta P_L \quad (2.24)$$

Para el flujo laminar completamente desarrollado en un tubo circular, se tiene:

$$\mu(r) = 2V_{prom} \left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right) = \mu_{max} \left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right)$$

$$f = \frac{64 \mu}{\rho D V_{prom}} = \frac{64}{Re}$$

$$\dot{V} = V_{prom} A_c = \frac{\Delta P R^2}{8\mu L} \pi R^2 = \frac{\pi R^4 \Delta P}{8\mu L} = \frac{\pi R^4 \Delta P}{128\mu L} \quad (2.25)$$

Tubo circular, laminar,

$$(\dot{q}_s = \text{constante}): N_u = \frac{h D}{k} = 4.36$$

Tubo circular, laminar

$$(T_s = \text{constante}): N_u = \frac{h D}{k} = 3.66$$

#### 2.5.1.2.5.2. CONVECCIÓN NATURAL.

La transferencia de calor por convección natural, en la que cualquier movimiento del fluido ocurre por medios naturales, como la flotación. El coeficiente de expansión volumétrica de una sustancia representa la variación de la densidad de esa sustancia con la temperatura a presión constante, y para un gas ideal se expresa como

$$\beta = \frac{1}{T} \quad (2.26)$$

En donde  $T$  es la temperatura absoluta en K o R.

- **EL NÚMERO DE GRASHOF**

El régimen de flujo en la convección natural lo rige un número adimensional llamado número de Grashof, el cual representa la razón entre la fuerza de flotabilidad y la fuerza viscosa que actúan sobre el fluido y se expresa como:

$$Gr_L = \frac{g \beta (T_s - T_\infty) L_c^3}{\nu^2} \quad (2.27)$$

**En donde:**

g: aceleración gravitacional, m/s<sup>2</sup>

β: coeficiente de expansión volumétrica, 1/K (β = 1/T para los gases ideales)

T<sub>s</sub>: temperatura de la superficie, °C

T<sub>∞</sub>: temperatura del fluido suficientemente lejos de la superficie, °C

ν: viscosidad cinemática del fluido, m<sup>2</sup>/s

L<sub>c</sub>: longitud característica de la configuración geométrica, la cual es la altura L para una placa vertical y el diámetro D para un cilindro horizontal.

El número de Reynolds, el cual es adimensional y representa la razón entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas que actúan sobre el fluido, rige el régimen de flujo en la convección forzada. El número de Grashof, el cual también es adimensional y representa la razón entre la fuerza de flotabilidad y la fuerza viscosa que actúan sobre el fluido, rige el régimen de flujo en la convección natural.

El papel que desempeña el número de Reynolds en la convección forzada es realizado por el número de Grashof en la convección natural. Como tal, este último número proporciona el criterio principal en la determinación de si el flujo del fluido es laminar o turbulento en la convección natural. Por ejemplo, para las placas verticales se observa que el número crítico de Grashof es alrededor de 10<sup>9</sup>. Por lo tanto, el régimen del flujo sobre una placa vertical se vuelve turbulento a números de Grashof mayores que 10<sup>9</sup>.

Cuando una superficie se sujeta a flujo externo, el problema involucra tanto convección natural como forzada. La importancia relativa de cada modo de transferencia de calor se determina por el valor del coeficiente

$$Gr_L/Re_L^2$$

Si  $Gr_L/Re_L^2 \gg 1$ , las fuerzas de la inercia son despreciables y los efectos de la convección natural, dominantes.

Si  $Gr_L/Re_L^2 \ll 1$ , las fuerzas de flotabilidad son despreciables y se debe considerar la convección forzada.

Si  $Gr_L/Re_L^2 \approx 1$ , tanto las fuerzas de la inercia como las de flotabilidad se presentan por igual y se deben considerar los efectos de ambas, la convección natural y la forzada. En este caso, el flujo recibe el nombre de convección mixta o combinada.

- **CONVECCIÓN NATURAL SOBRE SUPERFICIES**

La transferencia de calor por convección natural sobre una superficie depende de la configuración geométrica de ésta así como de su orientación. También depende de la variación de la temperatura sobre la superficie y de las propiedades termofísicas del fluido que interviene.

Las correlaciones para el número de Nusselt,

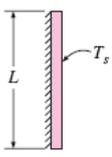
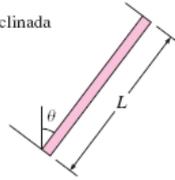
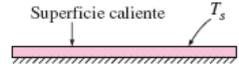
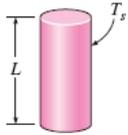
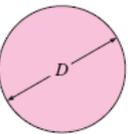
$$Nu = \frac{h L_c}{k} \quad (2.28)$$

En la convección natural se expresan en términos del número de Rayleigh el cual por sí mismo puede considerarse como la razón de las fuerzas de flotabilidad y (los productos de) las difusividades térmica y de cantidad de movimiento, definido como

$$Ra_L = Gr_L Pr = \frac{g \beta (T_s - T_\infty)}{\nu^2} Pr \quad (2.29)$$

Los valores de las constantes C y n dependen de la configuración geométrica de la superficie y del régimen de flujo, el cual se caracteriza por el rango del número de Rayleigh. El valor de n suele ser 1/4 para el flujo laminar y 1/3 para el turbulento. El valor de la constante C normalmente es menor que 1.

En la tabla 2.2 se dan relaciones del número de Nusselt para varias superficies.

| Configuración geométrica  | Longitud característica $L_c$ | Intervalo de Ra   | Nu  |
|---|-------------------------------|---|---|
| <p>Placa vertical</p>    | $L$                           | $10^4 - 10^9$<br>$10^{10} - 10^{13}$<br>Todo el intervalo | $Nu = 0.59Ra_l^{1/4}$ (9-19)<br>$Nu = 0.1Ra_l^{1/3}$ (9-20)<br>$Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387Ra_l^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$ (9-21)<br>(compleja pero más exacta)                        |
| <p>Placa inclinada</p>   | $L$                           |   | Utilícense las ecuaciones de la placa vertical para la superficie superior de una placa fría y la superficie inferior de una placa caliente<br><br>Reemplácese $g$ por $g \cos \theta$ para $0 < \theta < 60^\circ$ |
| <p>Placa horizontal<br/>                     (Área superficial <math>A</math> y perímetro <math>p</math>)<br/>                     a) Superficie superior de una placa caliente (o superficie inferior de una placa fría)</p>  <p>b) Superficie inferior de una placa caliente (o superficie superior de una placa fría)</p>  | $A_s/p$                       | $10^4 - 10^7$<br>$10^7 - 10^{11}$<br><br>$10^5 - 10^{11}$ | $Nu = 0.54Ra_l^{1/4}$ (9-22)<br>$Nu = 0.15Ra_l^{1/3}$ (9-23)<br><br>$Nu = 0.27Ra_l^{1/4}$ (9-24)  |
| <p>Cilindro vertical</p>   | $L$                           |   | Un cilindro vertical puede tratarse como una placa vertical cuando<br><br>$D \geq \frac{35L}{Gr^{1/4}}$   |
| <p>Cilindro horizontal</p>   | $D$                           | $Ra_D \leq 10^{12}$                                       | $Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387Ra_D^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$ (9-25)   |
| <p>Esfera</p>    | $D$                           | $Ra_D \leq 10^{11}$<br>( $Pr \geq 0.7$ )                  | $Nu = 2 + \frac{0.589Ra_D^{1/4}}{[1 + (0.469/Pr)^{9/16}]^{4/9}}$ (9-26)   |

Fuente: Transferencia de Calor y Masa, Yunus A. Cengel, Cuarta Edición.

Todas las propiedades del fluido se evalúan a la temperatura de película de

$$T_f = \frac{1}{2}(T_s + T_\infty) \quad (2.30)$$

La superficie exterior de un cilindro vertical se puede tratar como una placa vertical cuando los efectos de la curvatura son despreciables.

La longitud característica para una superficie horizontal es

$$L_c = \frac{A_s}{p} \quad (2.31)$$

En donde  $A_s$  es el área superficial y  $p$  es el perímetro

### 2.5.1.3. TRASFERENCIA DE CALOR POR RADIACIÓN.

Se denomina radiación térmica o radiación calorífica a la emitida por un cuerpo debido a su temperatura. Todos los cuerpos con temperatura superior a 0 K emiten radiación electromagnética, siendo su intensidad dependiente de la temperatura y de la longitud de onda considerada. En lo que respecta a la transferencia de calor la radiación relevante es la comprendida en el rango de longitudes de onda de 0,1  $\mu\text{m}$  a 100  $\mu\text{m}$ , abarcando por tanto parte de la región ultravioleta, la visible y la infrarroja del espectro electromagnético.

Las características más significativas de la radiación térmica son:

- Es una energía en forma de ondas electromagnéticas (fotones) emitida por la materia que está a una temperatura por encima del cero absoluto.
- Abarca un rango de longitudes de onda comprendido entre 0,1 y 10 micras.
- Se atribuye a cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas.
- Tiene lugar desde cualquier porción de materia, ya sea sólido o fluido (líquido o gas). En la mayoría de los líquidos y sólidos la radiación térmica es un fenómeno superficial, de forma que la radiación térmica es la energía emitida por la materia a 1 mm de espesor de la superficie.
- El transporte de la radiación térmica no requiere de un medio físico material, como ocurre en la conducción y en la convección; por el contrario, la transferencia de la radiación es más eficaz en el vacío.

- Se rige por ley de Stefan-Boltzmann (Stefan la obtuvo de forma experimental en 1879 y posteriormente Boltzmann analíticamente a través de las leyes de la Termodinámica). Según esta ley, la potencia térmica  $q$  [W] emitida por un cuerpo de área  $A$  cuya temperatura superficial es  $T_s$  está dada por:

$$q = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot T_s^4 \quad (2.32)$$

## 2.5.2. CONDUCCIÓN DE CALOR BIDIMENSIONAL

Ahora veremos la transferencia de calor en estado estacionario en sistemas en que los gradientes de temperatura y área podían expresarse en términos de una coordenada espacial. Ahora deseamos analizar el caso más general del flujo de calor bidimensional. Para el estado estacionario, se aplica la ecuación de Laplace:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = 0$$

Suponiendo una conductividad térmica constante. La solución a esta ecuación puede obtenerse por técnicas analíticas, numéricas o gráficas.

El objetivo de cualquier análisis de transferencia de calor es casi siempre predecir el flujo de calor, o la temperatura que resulte de un cierto flujo de calor. La solución a la ecuación de Laplace dará la temperatura de un cuerpo bidimensional, en función de las dos coordenadas espaciales independientes  $X$  y  $Y$ .

Entonces el flujo de calor en las direcciones “ $x$ ” y “ $y$ ”. Entonces puede calcularse de las ecuaciones de Fourier.

$$q_x = -kA_x \frac{\partial T}{\partial x} \quad y \quad q_y = -kA_y \frac{\partial T}{\partial y} \quad (2.33)$$

Estas cantidades de flujo de calor están dirigidas ya sea en la dirección  $x$  o bien en la dirección  $y$ . El flujo de calor total en cualquier punto en el material es el resultante de las  $q_x$  y  $q_y$  en ese punto. Así, el vector de flujo total está dirigido de manera que sea perpendicular a las líneas de temperatura constante en el material, si la distribución de temperatura en el material se conoce, podemos establecer el flujo de calor con facilidad

Primero consideramos un enfoque analítico de un problema bidimensional y en seguida indicamos los métodos numérico y gráfico que pueden usarse para provecho en muchos otros problemas. Aquí es conveniente mencionar que no siempre es posible obtener soluciones analíticas; de hecho, en muchas ocasiones son muy engorrosas y difíciles de manejar. En estos casos con frecuencia es más ventajoso utilizar técnicas numéricas.

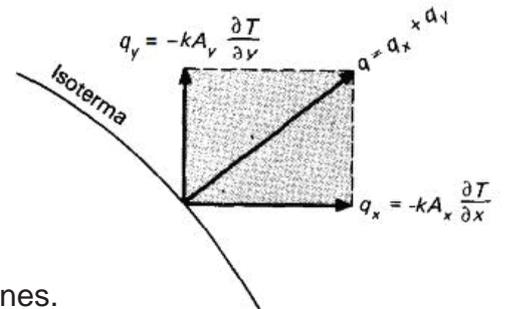
Para resolver la ecuación de Laplace se utiliza el método de separación de variables. El punto esencial de este método es que se supone que la solución a la ecuación diferencial toma una forma de producto:

$$T = XY \quad (2.34)$$

Dónde:  $x = X(x)$  y  $y = Y(y)$

Las condiciones de frontera se aplican entonces para determinar la forma de las funciones X y Y. Primero considérense las condiciones de frontera con una distribución sinusoidal de temperaturas aplicada al borde superior de la placa. Entonces:

$$\begin{aligned} T &= T_1 && \text{en } y = 0 \\ T &= T_1 && \text{en } x = 0 \\ T &= T_1 && \text{en } x = W \\ T &= T_m \sin\left(\frac{\pi x}{W}\right) + T_1 && \text{en } y = H \end{aligned}$$



Esquema que muestra el flujo de calor en dos dimensiones.

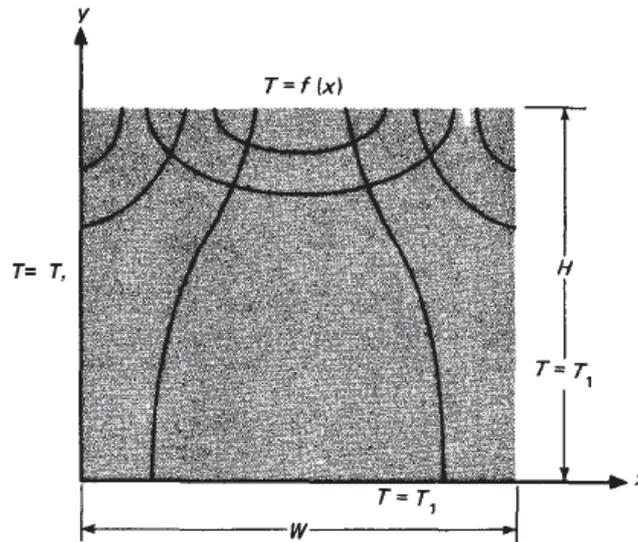


Figura N° 2. 10 Líneas isotérmicas y de flujo de calor en una placa rectangular

Fuente: Transferencia de Calor, J. P. Holman, México 1999.

Líneas isotérmicas y de flujo de calor en una placa rectangular.

$$-\frac{1}{X} \frac{d^2 X}{dx^2} = \frac{1}{Y} \frac{d^2 Y}{dy^2}$$

Vemos que cada lado es independiente del otro ya que  $x$  y  $y$  son variables independientes, Esto requiere que cada lado sea igual a alguna constante. Entonces podemos obtener dos ecuaciones diferenciales ordinarias en términos de esta constante

$$\frac{d^2 X}{dx^2} + \lambda^2 X = 0 \quad y \quad \frac{d^2 Y}{dy^2} - \lambda^2 Y = 0 \quad (2.35)$$

En donde  $\lambda^2$  es llamada la constante de separación. Su valor debe ser determinado a partir de las condiciones de frontera, la solución dependerá del signo de  $\lambda^2$ , es más fácil manejar el álgebra cuando se realiza la siguiente sustitución

$$\theta = T - T_1$$

$$\text{sen } \lambda W = 0$$

$$\lambda = \frac{n\pi}{W}$$

Por lo tanto la solución final es:

$$T = T_m \frac{\text{senh } \frac{\pi y}{W}}{\text{senh } \frac{\pi H}{W}} \text{sen} \left( \frac{\pi x}{W} \right) + T_1 \quad (2.36)$$

Considerando condiciones de frontera tenemos:

$$T - T_1 = \sum_{n=1}^{\infty} C_n \text{sen} \left( \frac{n\pi x}{W} \right) \text{senh} \left( \frac{n\pi y}{W} \right)$$

$$T_2 - T_1 = \sum_{n=1}^{\infty} C_n \text{sen} \left( \frac{n\pi x}{W} \right) \text{senh} \left( \frac{n\pi H}{W} \right)$$

Esta es una serie sinusoidal de Fourier y los valores de  $C$ , pueden ser determinados expandiendo la diferencia de temperatura constante  $T_2 - T_1$  en una serie de Fourier sobre un intervalo  $0 < x < W$ . Esta serie es:

$$T_2 - T_1 = (T_2 - T_1) \frac{2}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^{n+1} + 1}{n} \operatorname{sen} \left( \frac{n\pi x}{W} \right)$$

Y la solución final se expresa como

$$\frac{T - T_1}{T_2 - T_1} = \frac{2}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^{n+1} + 1}{n} \operatorname{sen} \left( \frac{n\pi x}{W} \right) \frac{\operatorname{senh} \left( \frac{n\pi y}{W} \right)}{\operatorname{senh} \left( \frac{n\pi H}{W} \right)} \quad (2.37)$$

### 2.5.3. MÉTODOS NUMÉRICOS Y LA PRÁCTICA EN INGENIERÍA.

los métodos numéricos son técnicas por las cuales es posible formular problemas matemáticos, de tal forma que estas puedan ser resueltas utilizando simples operaciones aritméticas, actualmente se conocen muchos métodos numéricos, los cuales comparten una característica común, el requerimiento de un buen número de tediosos cálculos aritméticos, este pequeño inconveniente es solucionado en la actualidad con el uso de eficientes computadoras, por lo cual el uso de estos métodos ha ido aumentando con los años.

A través de los años se fue variando la manera de solucionar los problemas en ingeniería, con la aparición de las computadoras el empleo de los métodos numéricos se fue masificando, se puede plantear tres fases de la forma en la que se solucionan los problemas y la diferencia en entre antes y el después de la aparición de las computadoras, como se muestra en la figura.

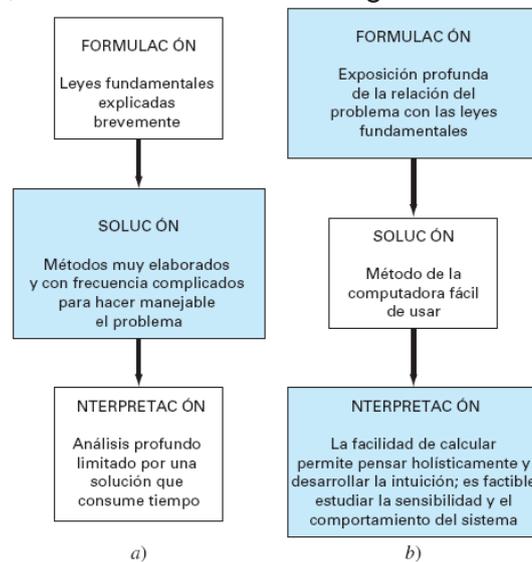


Figura N° 2. 11 Formas de solucionar un problema en ingeniería, a) la era anterior a las computadoras y b) la era de las computadoras.

Fuente: métodos numéricos para ingeniería, Steven C. Chapra, México 2007.

Desde finales de la década de los 40, la disponibilidad de las computadoras por su costo relativamente bajo, llevaron al amplio desarrollo de los métodos numéricos.

- los métodos numéricos son herramientas muy poderosas para la solución de problemas, manipulan sistemas de ecuaciones grandes, manejan no linealidades y resuelven geometrías complicadas que a menudo se ven en ingeniería las cuales son imposibles resolver por procedimientos analíticos.
- Actualmente existen programas o software comerciales que solucionan problemas por métodos numéricos, pero que pasa si el programa que se tiene en el mercado cuesta demasiado como para poder adquirirlo o es insuficiente para las necesidades requeridas, por ello es indispensable que el ingeniero sea hábil en programación de computadoras y buen entendedor de los métodos numéricos para que pueda desarrollar programas los cuales se adapten a sus necesidades.

#### **2.5.4. MÉTODOS NUMÉRICOS EN LA CONDUCCIÓN DE CALOR**

Durante los últimos 100 años se ha acumulado un inmenso número de soluciones analíticas para los problemas de transferencia de calor. Aun así, en numerosas situaciones prácticas, la geometría o condiciones de frontera son tales que no se ha podido obtener una solución analítica, o si se ha desarrollado una solución, ésta involucra una solución en serie tan compleja que la evaluación numérica se vuelve en extremo difícil. Para tales situaciones el enfoque más fructífero es el que se basa en técnicas de diferencia finita, cuyos principios básicos presentaremos brevemente en esta sección.

Considérese un cuerpo bidimensional que se ha de dividir en incrementos iguales tanto en la dirección  $x$  como en  $y$ , tal como se muestra en la figura 2.12:

### 2.5.4.1. CONDUCCION BIDIMENSIONAL EN ESTADO ESTACIONARIO PLANTEADO EN DIFERENCIAS FINITAS

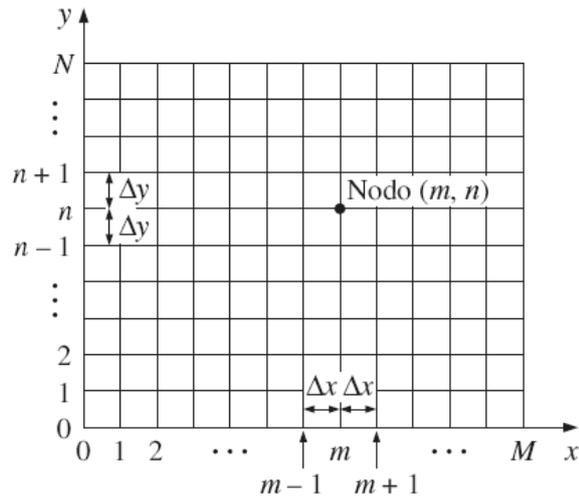


Figura N° 2. 12 Red nodal para la formulación en diferencias finitas de la conducción bidimensional, en coordenadas rectangulares.

Fuente: Transferencia de Calor y masa cuarta edición, Yunus A. Cengel, México 2011.

Considere la región rectangular en la cual se considera significativa la conducción de calor en las direcciones "x" y "y" que está dividida en una malla rectangular de puntos nodales, con espaciamiento  $\Delta x$  y  $\Delta y$  en ambas dirección respectivamente como se muestra en la figura, considerando para ese análisis una profundidad unitaria de  $\Delta z = 1$  en la dirección "z", para el conteo de los nodos se seguirá la notación de subíndice doble (m,n), donde  $m = 0,1,2 \dots, M$  para el caso del conteo en la dirección "x", y  $n = 0,1,2 \dots, N$  para el caso del conteo en la dirección "y", en tal caso la temperatura en el nodo (m,n) se designa con  $T(m,n)$

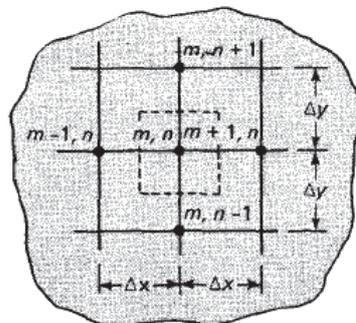


Figura N° 2. 13 Elemento de volumen de un nodo interior general (m, n) para la conducción bidimensional en coordenadas rectangulares.

Fuente: Transferencia de Calor decima edición, J.P. Holman, México 1999.

Los puntos nodales están designados como se muestran; las posiciones “m” indican el incremento “x” y las “n” indican el incremento “y”. Deseamos establecer las temperaturas en cualquiera de estos puntos nodales dentro del cuerpo, utilizando la ecuación.

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = 0 \quad (2.38)$$

Como una condición dominante. Se usan diferencias finitas para aproximar incrementos diferenciales en las coordenadas de temperatura y espacio; y entre más pequeños escojamos estos incrementos finitos, más exacta será la aproximación de la verdadera distribución de temperatura.

Los gradientes de temperatura se pueden escribir de la manera siguiente:

$$\begin{aligned} \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{m+\frac{1}{2},n} &\approx \frac{T_{m+1,n} - T_{m,n}}{\Delta x} \\ \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{m-\frac{1}{2},n} &\approx \frac{T_{m,n} - T_{m-1,n}}{\Delta x} \\ \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{m,n+\frac{1}{2}} &\approx \frac{T_{m,n+1} - T_{m,n}}{\Delta y} \\ \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{m,n-\frac{1}{2}} &\approx \frac{T_{m,n} - T_{m,n-1}}{\Delta y} \end{aligned}$$

$$\left. \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right|_{m,n} \approx \frac{\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{m+\frac{1}{2},n} - \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{m-\frac{1}{2},n}}{\Delta x} = \frac{T_{m+1,n} + T_{m-1,n} - 2T_{m,n}}{(\Delta x)^2} \quad (2.39)$$

$$\left. \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right|_{m,n} \approx \frac{\left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{m,n+\frac{1}{2}} - \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{m,n-\frac{1}{2}}}{\Delta y} = \frac{T_{m,n+1} + T_{m,n-1} - 2T_{m,n}}{(\Delta y)^2} \quad (2.40)$$

Entonces:

De este modo, la aproximación de diferencias finitas para la se convierte en:

$$\frac{T_{m+1,n} + T_{m-1,n} - 2T_{m,n}}{(\Delta x)^2} + \frac{T_{m,n+1} + T_{m,n-1} - 2T_{m,n}}{(\Delta y)^2} = 0 \quad (2.41)$$

Si,  $\Delta x = \Delta y$

$$T_{m+1,n} + T_{m-1,n} + T_{m,n+1} + T_{m,n-1} - 4T_{m,n} = 0 \quad (2.42)$$

Como estamos considerando el caso de conductividad térmica constante, todos los flujos de calor pueden ser expresados en términos de diferenciales de temperatura. La ecuación anterior establece de manera muy simple que el flujo de calor neto dentro de cualquier nodo es cero en condiciones de estado estacionario. En efecto, el enfoque numérico de diferencias finitas reemplaza la distribución de temperatura continua por medio de barras de conducción de calor ficticias conectadas entre puntos nodales pequeños que no generan calor.

### 2.5.4.1.1. NODO FRONTERA

Cuando el sólido es expuesto a alguna condición de frontera de convección, las temperaturas en la superficie deberán calcularse de un modo diferente al expuesto. El balance de energía en el nodo  $(m, n)$  es

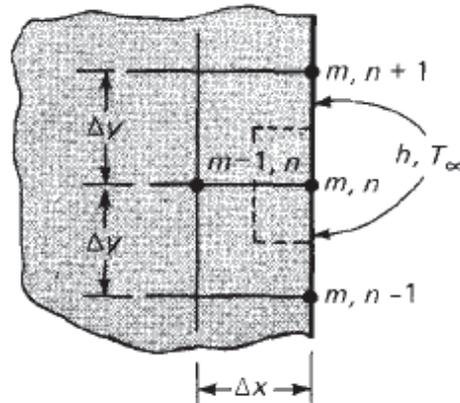


Figura N° 2. 14 Elemento de volumen de un nodo frontera a convección  $(m, n)$  para la conducción bidimensional en coordenadas rectangulares.

Fuente: Transferencia de Calor decima edición, J.P. Holman, México 1999.

$$-k\Delta y \frac{T_{m,n} - T_{m-1,n}}{\Delta x} - k \frac{\Delta x}{2} \frac{T_{m,n} - T_{m,n+1}}{\Delta y} - k \frac{\Delta x}{2} \frac{T_{m,n} - T_{m,n-1}}{\Delta y} = h\Delta y(T_{m,n} - T_{\infty}) \quad (2.43)$$

Si,  $\Delta x = \Delta y$ , la temperatura de frontera esta expresada de la siguiente manera.

$$T_{m,n} \left( \frac{h\Delta x}{k} + 2 \right) - \frac{h\Delta x}{k} T_{\infty} - \frac{1}{2} (2T_{m-1,n} + T_{m,n+1} + T_{m,n-1}) = 0 \quad (2.44)$$

Esta se aplica a superficies planas expuestas a condiciones de frontera de convección. No se podrá aplicar en otras situaciones, tales como una pared aislada o una esquina expuesta a condiciones de frontera de convección. Consideramos que la sección de la esquina flujo de calor en las frontera. El balance de energía para la sección de la esquina es

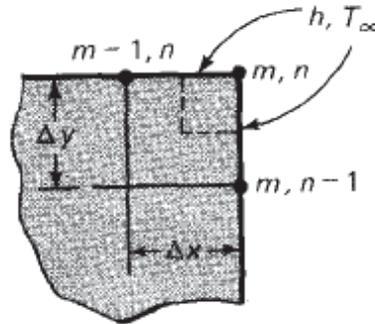


Figura N° 2. 15 Elemento de volumen de un vértice frontera a convección (m, n) para la conducción bidimensional en coordenadas rectangulares.

Fuente: Transferencia de Calor décima edición, J.P. Holman, México 1999.

$$-k \frac{\Delta y}{2} \frac{T_{m,n} - T_{m-1,n}}{\Delta x} - k \frac{\Delta x}{2} \frac{T_{m,n} - T_{m,n-1}}{\Delta y} = h \frac{\Delta x}{2} (T_{m,n} - T_{\infty}) + h \frac{\Delta y}{2} (T_{m,n} - T_{\infty})$$

Si,  $\Delta x = \Delta y$

$$2 T_{m,n} \left( \frac{h \Delta x}{k} + 1 \right) - 2 \frac{h \Delta x}{k} T_{\infty} - (T_{m-1,n} + T_{m,n-1}) = 0 \quad (2.45)$$

Se pueden tratar de manera similar otras condiciones de frontera

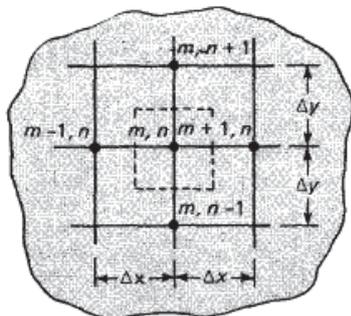
**Resumen de fórmulas nodales para cálculos de diferencia finita (Las líneas achuradas indican elemento de volumen).**

Situación física

Ecuación nodal para incrementos iguales en  $x$  y  $y$

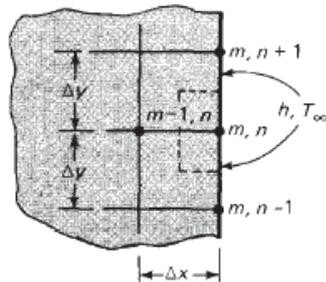
(a) Nodo interior

$$0 = T_{m+1,n} + T_{m,n+1} + T_{m-1,n} + T_{m,n-1} - 4T_{m,n}$$



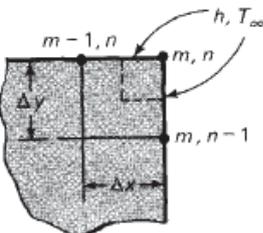
(b) Nodo de frontera de convección

$$0 = \frac{h \Delta x}{k} T_{\infty} + \frac{1}{2} (2T_{m-1,n} + T_{m,n+1} + T_{m,n-1}) - \left( \frac{h \Delta x}{k} + 2 \right) T_{m,n}$$



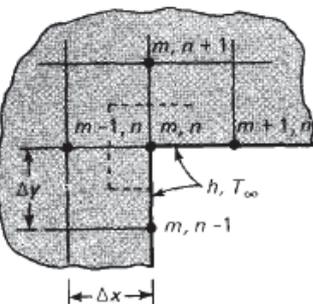
(c) Vértice exterior con frontera de convección

$$0 = 2 \frac{h \Delta x}{k} T_{\infty} + (T_{m-1,n} + T_{m,n-1}) - 2 \left( \frac{h \Delta x}{k} + 1 \right) T_{m,n}$$



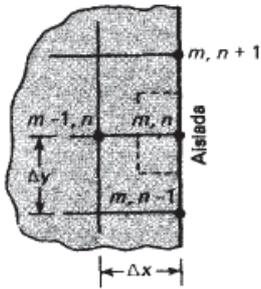
(d) Vértice interior con frontera de convección

$$0 = 2 \frac{h \Delta x}{k} T_{\infty} + 2T_{m-1,n} + 2T_{m,n+1} + T_{m+1,n} + T_{m,n-1} - 2 \left( 3 + \frac{h \Delta x}{k} \right) T_{m,n}$$



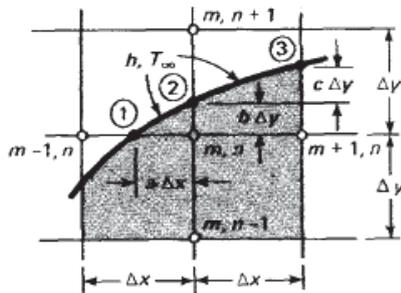
(e) Frontera aislada

$$0 = T_{m,n+1} + T_{m,n-1} + 2T_{m-1,n} - 4T_{m,n}$$



(f) Nodo interior cerca de una frontera curva

$$0 = \frac{2}{b(b+1)} T_2 + \frac{2}{a+1} T_{m+1,n} + \frac{2}{b+1} T_{m,n-1} + \frac{2}{a(a+1)} T_1 - 2 \left( \frac{1}{a} + \frac{1}{b} \right) T_{m,n}$$



(g) Nodo frontera con convección a lo largo de una frontera curva-nodo 2 para (f) arriba

$$0 = \frac{b}{\sqrt{a^2 + b^2}} T_1 + \frac{b}{\sqrt{c^2 + 1}} T_3 + \frac{a+1}{b} T_{m,n} + \frac{h \Delta x}{k} (\sqrt{c^2 + 1} + \sqrt{a^2 + b^2}) T_\infty \left[ \frac{b}{\sqrt{a^2 + b^2}} + \frac{b}{\sqrt{c^2 + 1}} + \frac{a+1}{b} \right]$$

Figura N° 2. 16 Ecuaciones características según la ubicación del nodo.

Fuente: Transferencia de Calor décima edición, J.P. Holman, México 1999.

## 2.6. CRITERIOS TECNICOS PARA LA SELECCION DE TERMAS SOLARES

Las termas solares, no son capaces de producir su potencia máxima en cualquier condición. Los factores que pueden alterar dicha potencia son de carácter climatológico, de inclinación, de orientación y dependerá las horas de radiación solar de la que dispongan según el lugar dónde estén instalados

La radiación solar es un conjunto de radiaciones electromagnéticas emitidas por el sol. Como es lógico, en un sistema de captación solar no necesitamos todo el espectro de esta radiación, que va desde el ultravioleta hasta el infrarrojo. La magnitud que mide la radiación solar que llega a la tierra es la irradiancia, que mide la energía que, por unidad de tiempo y área, alcanza a la tierra. Su unidad es el W/m<sup>2</sup>.

Para la selección de la terma solar necesitamos conocer algunos conceptos previos.

### 2.6.1. EL NORTE VERDADERO.-

Llamado también Norte geográfico es la dirección del eje terrestre con dirección al polo norte, hace referencia al punto en donde todas las líneas longitudinales se encuentran en el mapa en el Polo Norte. Representado por una estrella.

### 2.6.2. EL NORTE MAGNÉTICO.-

Es la dirección en la que apunta la brújula, se refiere a la inclinación del campo magnético de la tierra, por lo tanto es la línea que pasa por los polos magnéticos que atraviesan la línea de la tierra de forma perpendicular el cual varía con respecto al tiempo. Representado por una flecha.

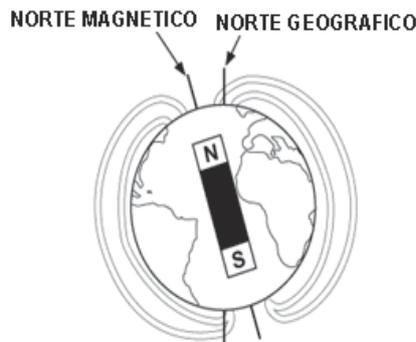


Figura N° 2. 17 Norte Magnético Norte Geográfico  
Fuente: [www.cubasolar.cu](http://www.cubasolar.cu)

### 2.6.3. CENIT.-

Es el punto más alto en el cielo con relación al observador y se encuentra justo sobre la cabeza de este (90°). La vertical de un lugar, o dirección de la gravedad en ese lugar, corta a la esfera celeste en dos puntos.

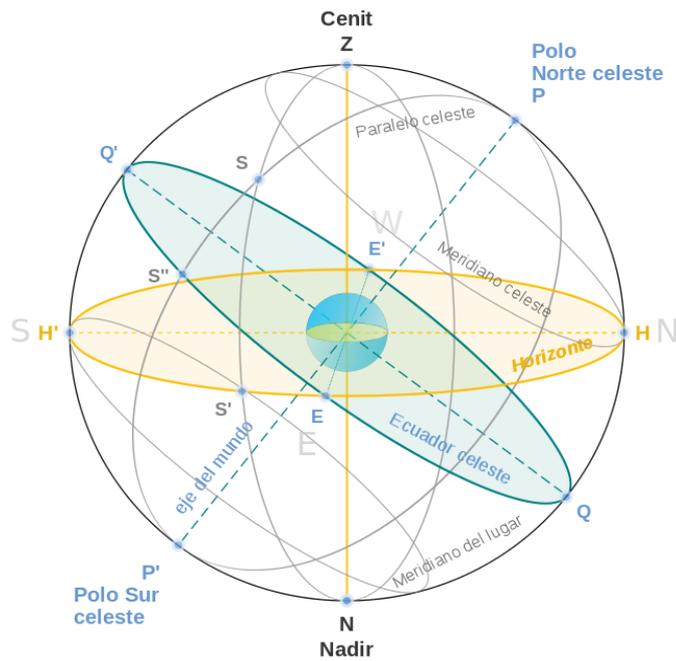


Figura N° 2. 18 Zenit - Nadir

Fuente: [www.cubasolar.cu](http://www.cubasolar.cu)

#### 2.6.4. NADIR.-

Es el punto equidistante diametralmente opuesto, ver figura N° 2.18.

#### 2.6.5. HUSO HORARIO.-

El huso horario es la estructura geográfica artificialmente creada por el hombre para organizar los horarios del planeta Tierra de manera sucesiva y permanente. Los husos horarios son 24 espacios artificiales que definen el horario específico de cada región del planeta y que sirven para conocer con mayor exactitud la hora en la que cada parte del planeta está en cada momento.

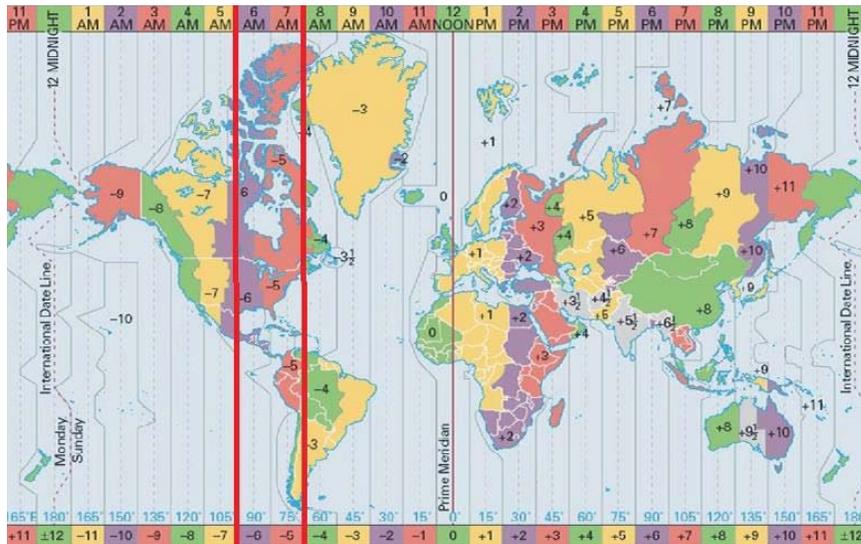


Figura N° 2. 19 Huso Horario.  
[www.viviendasaludable.es](http://www.viviendasaludable.es)

### 2.6.6. RUMBO.-

Rumbo es un indicador de dirección, la dirección en la que nos movemos o navegamos, o en la cual nos dirigimos o miramos, vendría a ser el ángulo que forma con el norte o sur, variando de 0° a 90 °. Tendremos rumbo geográfico o rumbo magnético

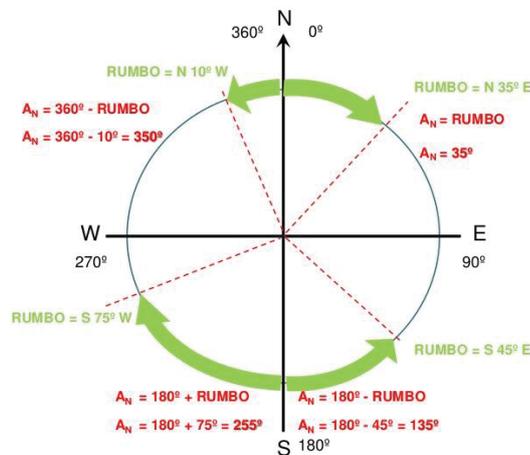


Figura N° 2. 20 Rumbo  
Fuente: [www.arqhs.com](http://www.arqhs.com)

### 2.6.7. AZIMUT.-

Es el Angulo que se mide desde el norte en sentido de las manecillas del reloj sentido horario, su valor varía desde 0° a 360°, lo que nos permite ubicar el valor del azimut en cuatro cuadrantes desde el norte hacia la derecha.

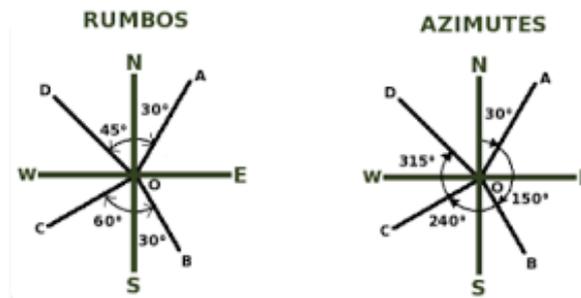


Figura N° 2. 21 Rumbos – Azimutes  
Fuente: www.arqhys.com

### 2.6.8. LOS TRÓPICOS.-

Son los paralelos situados a  $23^{\circ} 27'$  al Norte y  $23^{\circ} 27'$  al Sur respecto al Ecuador, donde los rayos del sol inciden perpendicularmente al mediodía al menos un día al año.

Trópico de Cáncer ( $23^{\circ} 27'$  Norte).

Trópico de Capricornio ( $23^{\circ} 27'$  Sur)

La zona localizada entre ambos trópicos se denomina ZIT (Zona Intertropical)

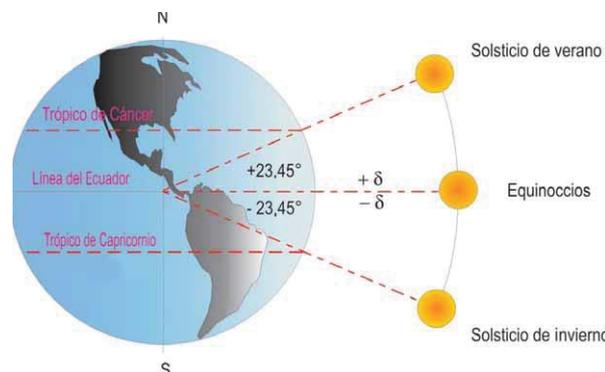


Figura N° 2. 22 Los Trópicos  
Fuente: www.arqhys.com

### 2.6.9. LOS CÍRCULOS POLARES.-

Son los paralelos que se encuentra a  $66^{\circ} 33'$  al Norte y  $66^{\circ} 33'$  al Sur respecto al Ecuador, donde los rayos de sol llegan de forma oblicua haciendo que los días sin sol aumenten hasta llegar a los Polos ( $90^{\circ}$  Norte y  $90^{\circ}$  Sur).

Círculo Polar Ártico ( $60^{\circ} 33'$  Norte)

Círculo Polar Antártico ( $60^{\circ} 33'$  Sur)



Figura N° 2. 23 Círculos Polares  
Fuente: energypedi.info

### 2.6.10. GEOMETRÍA SOLAR.-

De los cinco movimientos de la tierra existen dos que son los mayormente significativos

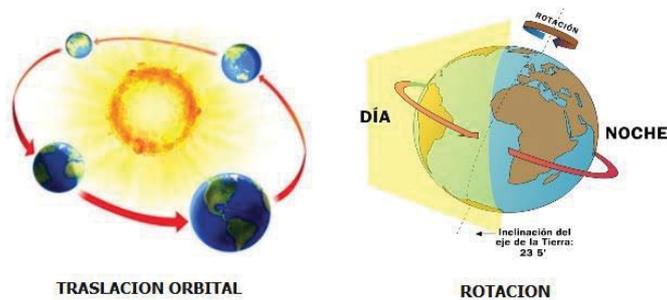


Figura N° 2. 24 Rotación y traslación del planeta  
Fuente: www.arqhys.com

### 2.6.11. ORIENTACION DE LA TERMA SOLAR.-

La trayectoria solar es en dirección Este-Oeste.

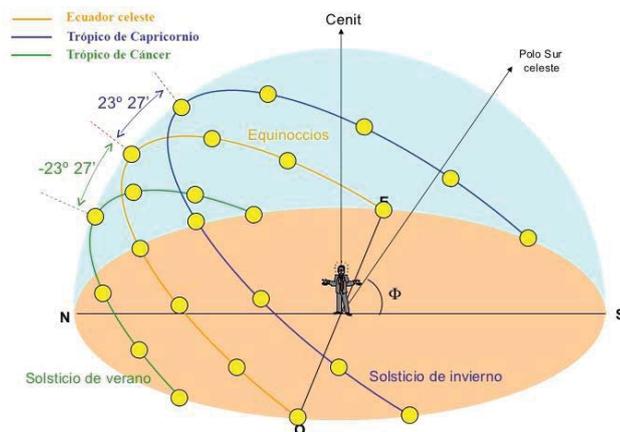


Figura N° 2. 25 Trayectoria aparente del sol en el Hemisferio Sur  
Fuente: www.arqhys.com

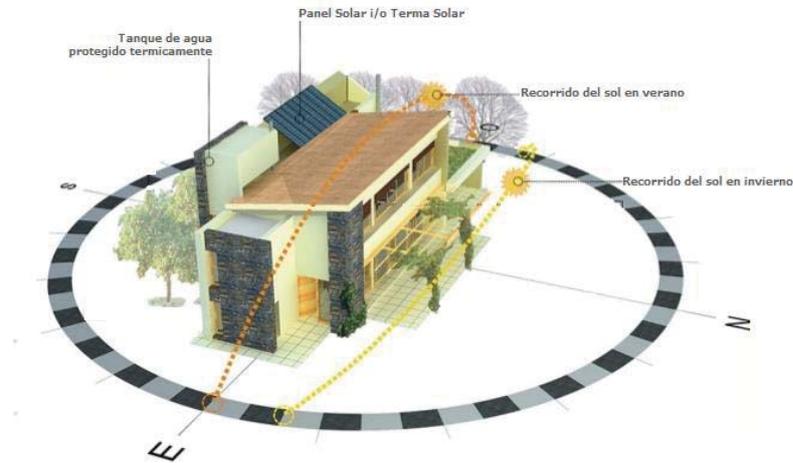


Figura N° 2. 26 Orientación Aparente para una terma solar en el Hemisferio sur  
Fuente: [www.arqhys.com](http://www.arqhys.com)

La orientación óptima de la terma solar dependerá del conocimiento de la geometría solar, para efectos de calentamiento, en pro del confort humano se logran conociendo la geometría solar

Para el hemisferio Sur la inclinación hacia el sol constante es la orientación Norte y para el hemisferio Norte la inclinación hacia el sol constante es la orientación Sur.

Las termas con orientación Este y Oeste también “atrapan los rayos de sol”, aunque en menor intensidad y tiempo. Esta intensidad variará en temporadas de verano e invierno. También es importante considerar el ángulo de incidencia solar que varía entre las temporadas de verano e invierno.

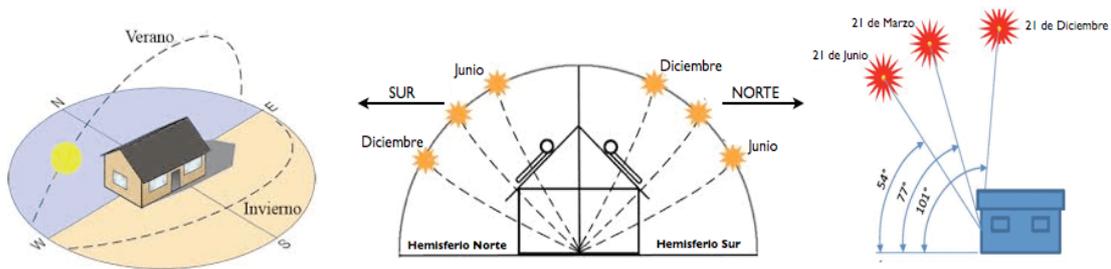


Figura N° 2. 27 Orientación de la Terma Solar en el Hemisferio Sur  
Fuente: [www.ocw.upm.es](http://www.ocw.upm.es)

En conclusión, la irradiancia no es la misma en las diferentes horas del día, puesto que el sol va incrementando su altura desde el amanecer hasta el mediodía y decreciéndola desde el mediodía hasta el ocaso De la desde el amanecer hasta el

mediodía y decreciéndola desde el mediodía hasta el ocaso. De la misma forma que tampoco es la misma en el transcurso de las estaciones, pues de igual modo Este movimiento que crece y decrece durante el año, y durante el día va a determinar la cantidad útil de horas de las que dispondremos, que ya conocemos como Hora Solar Pico.



Figura N° 2. 28 Irradiancia a lo largo del día

#### 2.6.11. HORA SOLAR PICO (HSP).-

La hora solar pico (HSP), podríamos definirla como una unidad encargada de medir la irradiación solar y definirla como el tiempo (en horas) de una hipotética irradiancia solar constante de  $1.000 \text{ W/m}^2$ .

En las fichas técnicas de termas solares los datos como STC (del inglés Standard Test Conditions) o condiciones de prueba estándar, aparte de otros parámetros, se indica que la irradiancia es de  $1.000 \text{ W/m}^2$ , o lo que es lo mismo una hora solar pico.

Llegados a este punto, ya podríamos deducir que la irradiancia no es igual en el tiempo, durante el día ni el año.

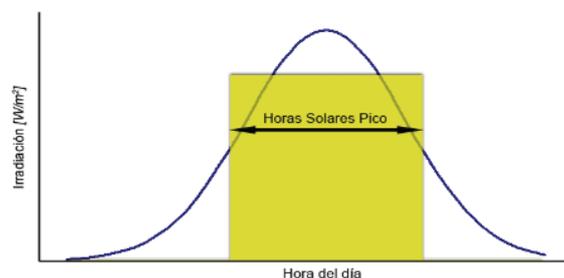


Figura N° 2. 29 Hora sol pico  
Fuente: [www.ocw.upm.es](http://www.ocw.upm.es)

Encontramos diversos tipos de diagramas con distintas finalidades: de trayectoria y posición solar y diagramas para la estimación cuantitativa de la energía solar.

Para llegar al análisis de la trayectoria solar se pueden tomar por los siguientes métodos.

Método gráfico

Método matemático

Modelos físicos de simulación

### 2.6.12. SELECCIÓN DE TERMAS SOLARES.-

Para el caso de la selección del colector solar es necesario experimentar con una terma solar de tubos al vacío para poder medir la producción de agua caliente en función del tiempo y el flujo másico necesario para alimentar el sistema de calefacción por suelo radiante, en la tesis del Sr. Olivera de la PUCP selecciona la terma solar según el análisis experimental que se realizó a una terma solar que funciona con un panel colector de 2m<sup>2</sup> y de 180 litros de tanque de almacenamiento, y utilizando la ecuación 2.46 Con la cual se puede calcular la cantidad de calor suministrado por la terma solar en función del tiempo:

$$Q = \frac{m_{\text{agua-reservorio}} * C_p * (T_{\text{max}} - T_{\text{min}})}{t} \quad (2.46)$$

**Dónde:**

$m_{\text{agua-reservorio}}$ : cantidad de masa de agua en el termo tanque

$C_p$ : Calor específico del agua

$T_{\text{max}}$  = Temperatura máxima del agua que se alcanza en la terma solar

$T_{\text{min}}$  = Temperatura necesaria para que funcione el sistema de calefacción

$t$ : Tiempo de funcionamiento del sistema.

Teniendo en cuenta que las termas solares de tubos al vacío son más eficientes que las termas solares de paneles ya que la temperatura que alcanza el agua en estas está en el rango de operación es de 80°C hasta 160°C tomaremos un valor aproximado al mínimo en este caso próximo al de la temperatura de ebullición del agua a esta altitud, la temperatura seleccionada para nuestro caso es de  $T_{\text{max}} = 83$  °C, se realizara el calculo con una terma de 350 litros, reemplazando estos datos en la ecuación.

$$Q = \frac{350 * 4190 * (83 - 46.9)}{9 * 3600} = 1830 [W]$$

A simple vista esta esta terma brindaría la potencia necesaria para el sistema de calefacción pero esta fórmula fue desarrollada mediante experimentos para una terma solar con colector solar plano y no de tubos al vacío por ello esta sección se corroborara experimentalmente con pruebas en la terma solar con tubos al vacío la cual se pretende usar en el módulo.

#### 2.6.14. **ÁNGULO ÓPTIMO DE INCLINACIÓN DE LA TERMA SOLAR.-**

Para el cálculo del ángulo óptimo de inclinación necesitamos las coordenadas del lugar a evaluar, para la presente tesis obtendremos las coordenadas para la ciudad del cusco.

Latitud: 13.528257

Longitud: -71.96433

#### **Declinación solar ( $\delta$ ).**

Para nuestro cálculo de inclinación óptima necesitamos conocer la declinación solar de cada día del año o en su defecto en un momento crítico determinado del año.

$$\delta = 23.45 * \text{sen} \left( 360 * \frac{284 + \delta_0}{365} \right) \quad (2.47)$$

Dónde:

$\delta$ : declinación en grados ( $^{\circ}$ )

$\delta_0$ : día del año (1...365, tomando 1 para el primer día de enero)

Cabe mencionar que la declinación no es para un lugar específico, sino es la desviación del eje de rotación para todo el planeta, osea es el ángulo entre la línea Sol-Tierra y el plano ecuatorial celeste.

#### **Inclinación optima de una terma solar i/o panel fotovoltaico.**

Para que una superficie reciba la radiación solar optima tendremos que variar el Angulo de inclinación desde  $\beta = \varphi - \delta$  en el solsticio de verano a  $\beta = \varphi + \delta$  en el solsticio de invierno, pasando por el valor  $\beta = \varphi$  en los equinoccios.

Dónde:

$\beta$ = Inclinación Optima

$\varphi$ = Latitud

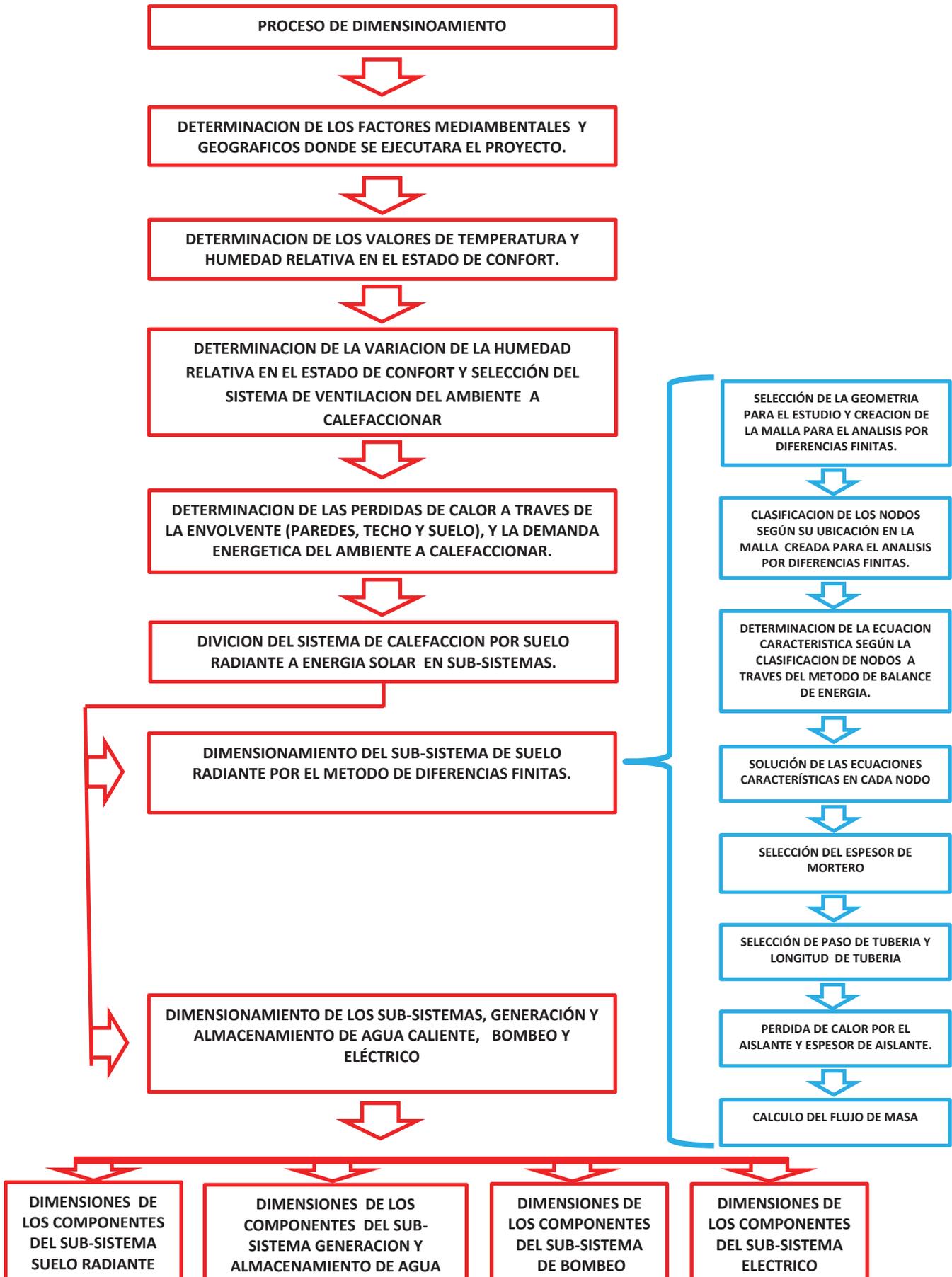
$\delta$ = Declinación

## **CAPITULO III: CALCULOS**

### **DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE CALEFACCION POR SUELO RADIANTE A ENERGIA SOLAR**

### 3. DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE CALEFACCION POR SUELO RADIANTE A ENERGIA SOLAR

DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROCESO DE DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA



### 3.1. DETERMINACION DE LOS FACTORES MEDIO-AMBENTALES Y GEOGRAFICOS DONDE SE EJECUTARA EL PROYECTO.

#### 3.1.1. FACTORES MEDIO-AMBIENTALES, DETERMINACION DE LA TEMPERATURA Y HUMEDAD RELATIVA DEL AIRE EXTERIOR.

Para determinar la temperatura exterior del aire y su humedad relativa es necesario determinar la zona bioclimática en la que se encuentra la ciudad del Cusco, según lo que indica la tabla N° 3.1, se establece que el Cusco se encuentra la zona bioclimática número 4, denominada como meso-andino

**Tabla 3. 1: Zonificación Bioclimática del Perú.**

| Zona bioclimática | Definición climática |
|-------------------|----------------------|
| 1                 | Desértico costero    |
| 2                 | Desértico            |
| 3                 | Interandino bajo     |
| 4                 | Mesoandino           |
| 5                 | Altoandino           |
| 6                 | Nevado               |
| 7                 | Ceja de Montaña      |
| 8                 | Subtropical húmedo   |
| 9                 | Tropical húmedo      |

Fuente: Norma EM.110 Confort Térmico y lumínico con eficiencia energética.

Para esta zona bioclimática se presentan los valores de la temperatura externa media anual ( $T_e$ ), temperatura externa máxima media anual ( $T_{e\max}$ ) y la humedad relativa media anual (HR) en la tabla N° 3.2, para definir los valores con los que se trabajara se procede a comparar los valores remarcados en la tabla 3.2 con los valores extraídos del SENAEMI, tabla N° 3.3 para saber cuáles son los temperaturas más bajas registradas en el horario en el cual se pondrá en operación el sistema (06:00Hr.- 13:00Hr.).

**Tabla 3. 2: Valores de Te y Te-max y humedad relativa media (HR) por zona bioclimática**

| Zona bioclimática | Valor de T <sub>e</sub> (°C) | Valor de T <sub>e,max</sub> (°C) | Valor de HR (%) |
|-------------------|------------------------------|----------------------------------|-----------------|
| 1                 | 18                           | 30                               | 80              |
| 2                 | 24                           | 33                               | 70              |
| 3                 | 20                           | 30                               | 50              |
| 4                 | 12                           | 21                               | 50              |
| 5                 | 6                            | 15                               | 50              |
| 6                 | 0                            | -                                | 50              |
| 7                 | 26                           | 31                               | 70              |
| 8                 | 22                           | 31                               | 70              |
| 9                 | 27                           | 32                               | 70              |

**Fuente: Norma EM.110 Confort Térmico y lumínico con eficiencia energética**

**Tabla 3. 3: Temperaturas más bajas durante el 2015 en el horario de funcionamiento del sistema de calefacción.**

| HORA  | 20 de mayo | 31 de mayo | 6 DE JUNIO | 7 DE JUNIO | 20 DE JUNIO | 26 DE JUNIO | 7 DE JULIO | 27 DE JULIO |
|-------|------------|------------|------------|------------|-------------|-------------|------------|-------------|
|       | 2015       | 2015       | 2015       | 2015       | 2015        | 2015        | 2015       | 2015        |
|       | Temp       | Temp       | Temp       | Temp       | Temp        | Temp        | Temp       | Temp        |
| 06:00 | 9°C        | 10°C       | 6°C        | 7°C        | 9°C         | 6°C         | 6°C        | 6°C         |
| 06:30 | 11°C       | 13°C       | 10°C       | 9°C        | 10°C        | 8°C         | 7°C        | 8°C         |
| 07:00 | 11°C       | 14°C       | 11°C       | 11°C       | 11°C        | 10°C        | 8°C        | 9°C         |
| 07:30 | 14°C       | 16°C       | 13°C       | 14°C       | 13°C        | 12°C        | 10°C       | 12°C        |
| 08:00 | 15°C       | 15°C       | 17°C       | 14°C       | 13°C        | 13°C        | 11°C       | 13°C        |
| 08:30 | 16°C       | 18°C       | 17°C       | 14°C       | 15°C        | 15°C        | 12°C       | 15°C        |
| 09:00 | 17°C       | 18°C       | 18°C       | 17°C       | 16°C        | 16°C        | 14°C       | 17°C        |
| 09:30 | 18°C       | 17°C       | 19°C       | 17°C       | 17°C        | 18°C        | 15°C       | 18°C        |
| 10:00 | 19°C       | 17°C       | 19°C       | 18°C       | 17°C        | 19°C        | 16°C       | 19°C        |
| 10:30 | 20°C       | 17°C       | 20°C       | 19°C       | 19°C        | 20°C        | 18°C       | 21°C        |
| 11:00 | 20°C       | 14°C       | 21°C       | 19°C       | 20°C        | 20°C        | 18°C       | 22°C        |
| 11:30 | 20°C       | 16°C       | 16°C       | 19°C       | 20°C        | 21°C        | 19°C       | 22°C        |
| 12:00 | 18°C       | 17°C       | 17°C       | 20°C       | 21°C        | 21°C        | 19°C       | 22°C        |
| 12:30 | 19°C       | 17°C       | 21°C       | 21°C       | 21°C        | 20°C        | 19°C       | 22°C        |
| 13:00 | 20°C       | 18°C       | 21°C       | 21°C       | 21°C        | 20°C        | 19°C       | 22°C        |
| 13:30 | 20°C       | 19°C       | 22°C       | 21°C       | 20°C        | 20°C        | 19°C       | 23°C        |
| 14:00 | 20°C       | 15°C       | 22°C       | 21°C       | 20°C        | 19°C        | 19°C       | 22°C        |
| 14:30 | 19°C       | 15°C       | 22°C       | 18°C       | 19°C        | 18°C        | 18°C       | 21°C        |
| 15:00 | 18°C       | 14°C       | 17°C       | 18°C       | 18°C        | 17°C        | 17°C       | 20°C        |

**Fuente: SENAHHI**

En la tabla N° 3.3 se presenta un resumen de los días en los cuales se registraron las temperaturas más bajas durante el año 2015, en el horario de operación del sistema de calefacción que se está diseñando, se resaltó en color rojo las celdas en las cuales se registran las temperaturas más bajas en los días de muestra, se tomara como parámetro de diseño el valor de  $T_e = 6^{\circ}\text{C}$ , se considera este valor porque durante el horario de operación del sistema, este tiene que suministrar una mínima cantidad de calor al ambiente interior para que este se mantenga a la temperatura de  $18^{\circ}\text{C}$ , si consideramos una temperatura mayor a  $6^{\circ}\text{C}$  como temperatura exterior de diseño, las pérdidas de calor a través de la envolvente de la edificación bajarán, y cuando la edificación se encuentre expuesta a una temperatura exterior de  $6^{\circ}\text{C}$  el sistema no será capaz de suministra la cantidad de energía necesaria para mantener la temperatura en el ambiente interior a  $18^{\circ}\text{C}$  durante el tiempo en el cual la edificación sea expuesta a una temperatura externa de  $6^{\circ}\text{C}$ , los sistemas de calefacción tienen que mantener la temperatura de forma uniforme durante su tiempo de funcionamiento.

Queda claro que a medida que las horas del día avancen la temperatura exterior aumentara y las pérdidas de calor por la envolvente serán menores y el calor suministrado por el sistema de calefacción que se considera uniforme durante el tiempo de operación, hará que la temperatura en el interior se incremente superando los  $18^{\circ}\text{C}$ , este flujo de calor se puede regular mediante la regulación del flujo del agua caliente que circula por la tubería del suelo radiante, utilizando una llave de paso se puede regular el caudal del agua.

En cuanto a la humedad relativa (HR), consideraremos para el cálculo el valor de la tabla 3.2 por un ser un valor promedio anual.

### **3.1.2. FACTORES GEOGRAFICOS.**

Dentro de los datos de ubicación geográfica se encuentran la latitud y longitud datos que determinaran la radiación solar, la cual es un factor importante al momento de dimensionar los equipos solares, los valores de latitud y longitud de la ciudad del Cusco se muestran en la tabla N° 3.4.

Otro factor importante en la ubicación geográfica es la altitud a la cual se realiza el proyecto, por el hecho que la presión atmosférica tiene un valor inferior al de la presión atmosférica al nivel del mar y constituye un factor importante al momento de determinar las propiedades físicas del aire a esta altitud (3399 msnm), para visualizar de forma adecuada la ubicación del proyecto ver el **ANEXO A-01** y los datos de la tabla 3.4

**Tabla 3. 4: Datos de ubicación geográfica.**

| DESCRIPCION | UNIDAD   | VALOR  |
|-------------|----------|--------|
| Longitud    | Grados   | -71.87 |
| Latitud     | Grados   | 13.56  |
| Altitud     | M.S.N.M. | 3399   |

### 3.1.2.1. RADIACION SOLAR

La radiación solar en la ciudad del cusco según los datos del SENAHMI varia durante el año entre 4.5 KW-h/m<sup>2</sup> a 6.0 KW-h/m<sup>2</sup>, para mayor información sobre estos datos revisar el **ANEXO B**

### 3.1.2.2. PRESION ATMOSFERICA

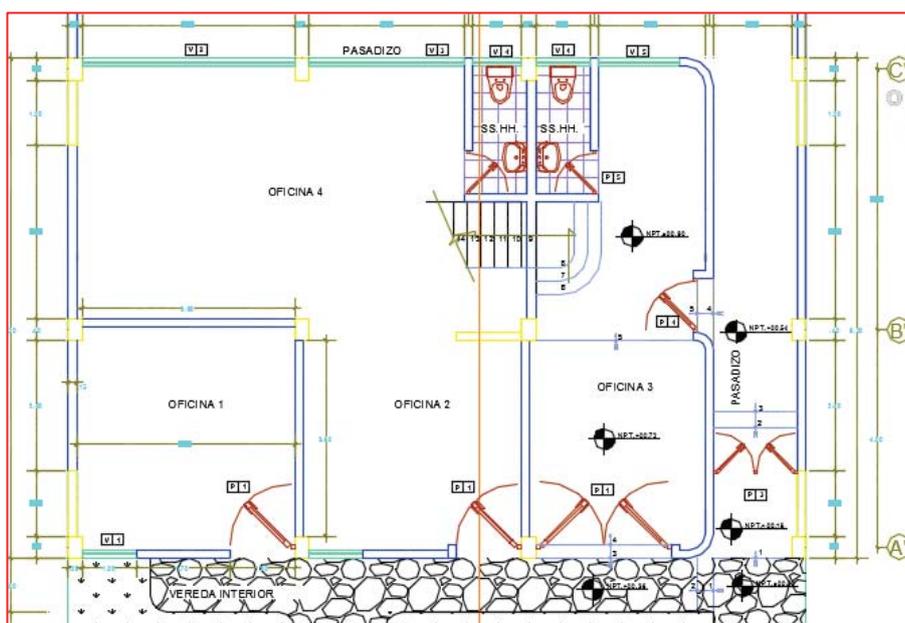
Para el cálculo la presión atmosférica a 3399 msnm es:

$$496 \text{ mm Hg} = 0,6613 \text{ bar} = 0,6526 \text{ atm} = 6,7433 \text{ m.c.a.} = 66124,695 \text{ Pa}$$

Este valor será considerado para determinar las propiedades físicas y térmicas del aire a esta presión atmosférica.

### 3.1.2.3. PLANOS DE ARQUITECTURA Y DIMENSIONES DEL AMBIENTE

Las dimensiones del ambiente a calefactar se muestran en la figuras 3.1 y 3.2, se muestran a detalle en **ANEXO A-02, ANEXO A-02.1, ANEXO A-02.2, ANEXO A-02.3, ANEXO A-02.4.**



**Figura Nº 3. 1: Vista de planta del ambiente a calefactar**  
Fuente: Creación propia

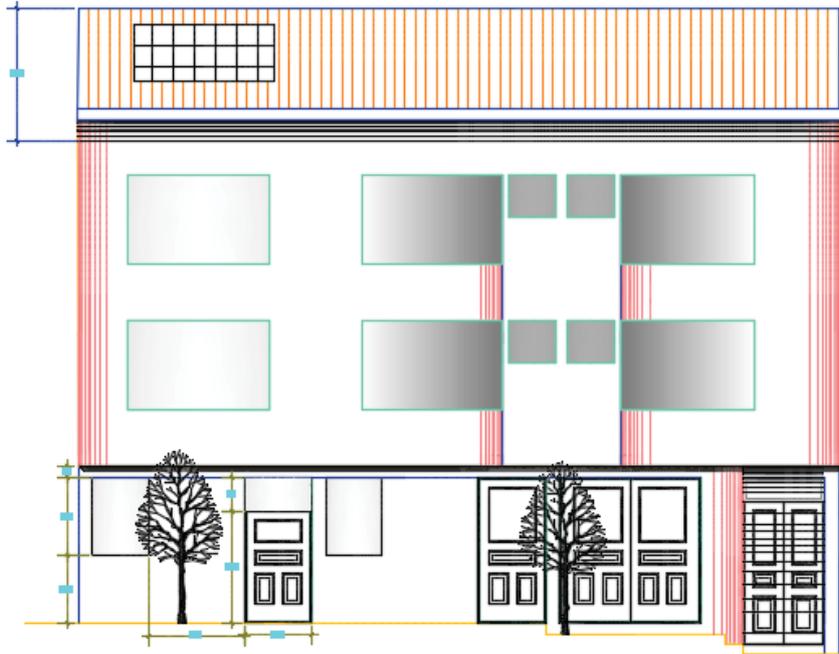


Figura N° 3. 2: Vista frontal del ambiente a calefactar

Fuente: Creación propia

### 3.2. DETERMINACION DE LOS VALORES DE TEMPERATURA Y HUMEDAD RELATIVA EN EL ESTADO DE CONFORT.

Según el reglamento nacional de edificaciones (Decreto Supremo N° 015-2004-VIVIENDA) para la habilitación urbana, en su norma técnica **EM.110 CONFORT TERMICO Y LUMINICO CON EFICIENCIA ENERGETICA**, establece las características del estado de confort según el uso que se dará al ambiente, el cual necesita ser calefactado.

En la presente tesis se considera el tipo de edificación como **LOCALES DE TRABAJO Y OFICINAS**, la temperatura para este tipo de locales se encuentra entre 18 °C y 20 °C, como se indica en la tabla N° 3.5, para evitar que la humedad relativa del aire disminuya significativamente al subir la temperatura se considera que la temperatura del aire en el interior del local sea de 18 °C

**Tabla 3. 5: Valores de temperaturas del ambiente interior por tipo de uso en edificaciones.**

| <b>Edificación o local</b> | <b>Temperatura del ambiente interior (T<sub>i</sub>) en °C</b> |
|----------------------------|--|
| Vivienda                   | 18   |
| Locales de trabajo         | 18 – 20  |
| Salas de exposiciones      | 15 – 18  |
| Bibliotecas, archivos      | 15 – 18  |
| Oficinas                   | 20   |
| Restaurantes               | 20   |
| Cantinas                   | 18   |
| Grandes almacenes          | 20   |
| Cines y teatros            | 20   |

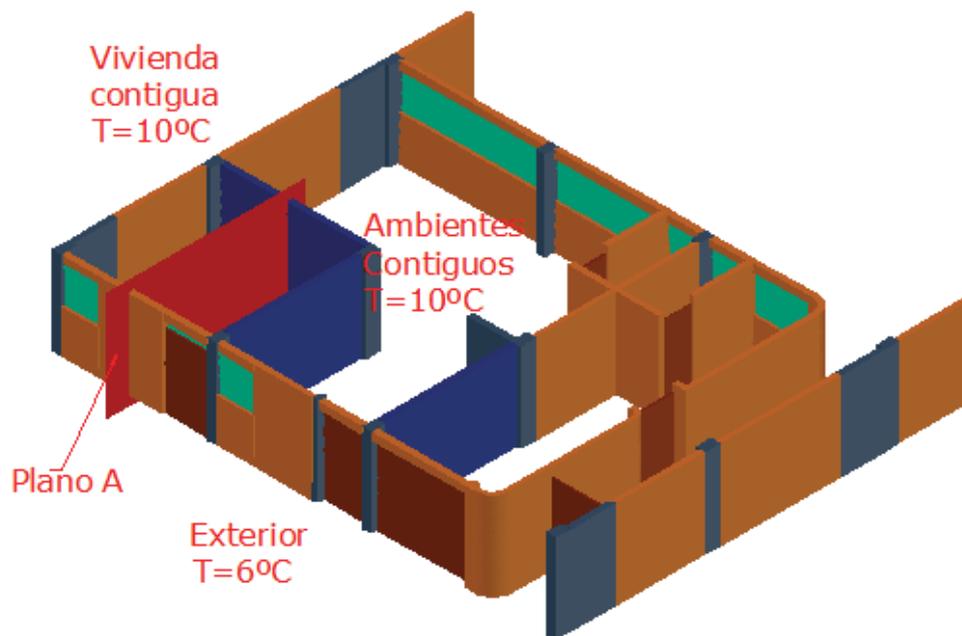
**Fuente: Norma EM.110 Confort Térmico y lumínico con eficiencia energética**

### **3.2.1. ANALISIS DEL COMPORTAMIENTO DE LA VARIACION DE LA TEMPERATURA DEL AIRE EN EL AMBIENTE A CALEFACCIONAR.**

El presente análisis se realizara y comprobara el comportamiento de las temperaturas a lo largo del ambiente a calefaccionar que según norma me indica 18 ° C para lo cual usaremos parámetros de cálculo, como las temperaturas del exterior del ambiente 6 y 10°C y la temperatura en la superficie del piso de 29°C, que mediante el método de diferencias finitas abordaremos a un comportamiento referencial de la temperatura en el interior del ambiente para comprobar la temperatura promedio de 18°C.

Para comenzar se muestra la vista en 3D de la primera planta donde se encuentra el ambiente que será calefaccionado, el cual esta seccionado por el plano A como se muestra en la figura 3.3, los elementos que se muestran en esta figura son:

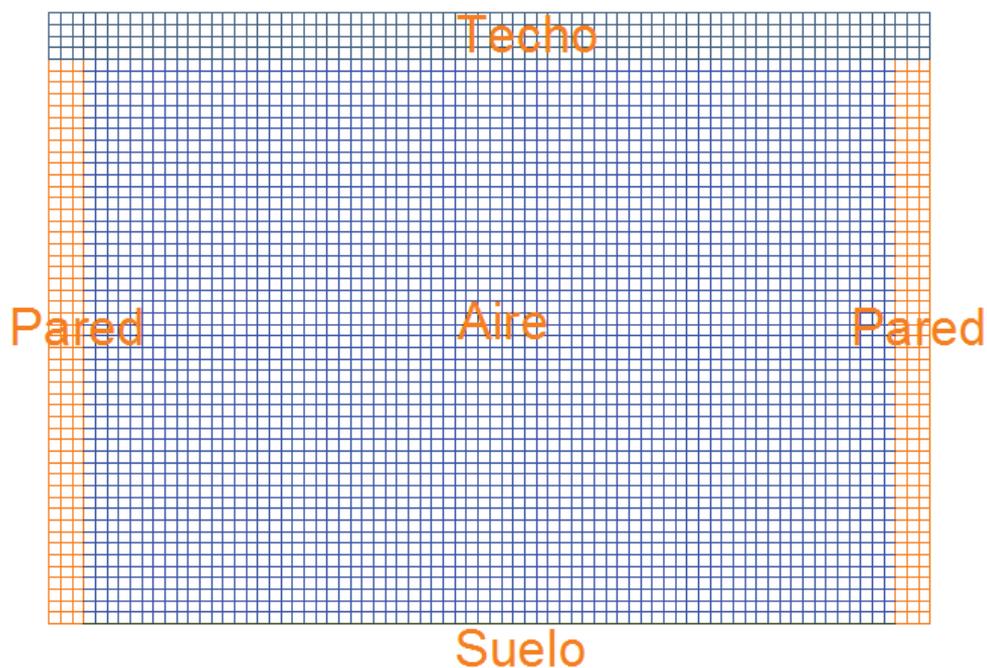
- Muros de ladrillo-**color anaranjado**
- Muros de doble plancha de drywall con fibra de vidrio entre planchas-**color azul.**
- Puertas de madera-**color marrón.**
- Placas y columnas de concreto-**color gris.**
- Ventanas de vidrio de 6 mm de espesor-**color verde.**
- Plano A de sección-**color rojo.**



**Figura N° 3. 3: Vista en 3D de la primera planta y selección del plano para el análisis de la variación de la temperatura con la altura por diferencias finitas.**

**Fuente: Creación propia**

Analizaremos los elementos que son seccionados por el plano A en el cual se realiza el enmallado con  $\Delta x = \Delta y = 56.7\text{mm}$  como se muestra en la figura 3.4.



**Figura N° 3. 4: malla para el análisis por diferencias finitas de la variación de la temperatura con la altura.**

**Fuente: Creación propia**

Las superficies exteriores del ambiente a calefaccionar se encuentran a distintas temperaturas como se muestra en la figura 3.5 las cuales son determinantes al momento de modelar la distribución de temperaturas al interior de este, en esta sección no se analizara a detalle el proceso de transferencia de calor y la forma constructiva de paredes, techo y piso, esto se tratara más adelante, el modelamiento de la variación de la temperatura del aire con la altura se muestra en la figura 3.5 , en este modelamiento se consideró que todo el proceso de transferencia de calor es por conducción y se desprecia la radiación, el modelamiento no es preciso pero nos ayuda a comprender una posible distribución de la temperatura del aire dentro del ambiente, el promedio de las temperaturas presentes en paredes, techo, suelo y aire es de 17.2 °C, temperatura cercana a 18°C la cual se considera para el cálculo, y se muestra la variación de la temperatura del aire a diferente alturas, para ver la variación de la temperatura en cada nodo ver el **ANEXO C**.

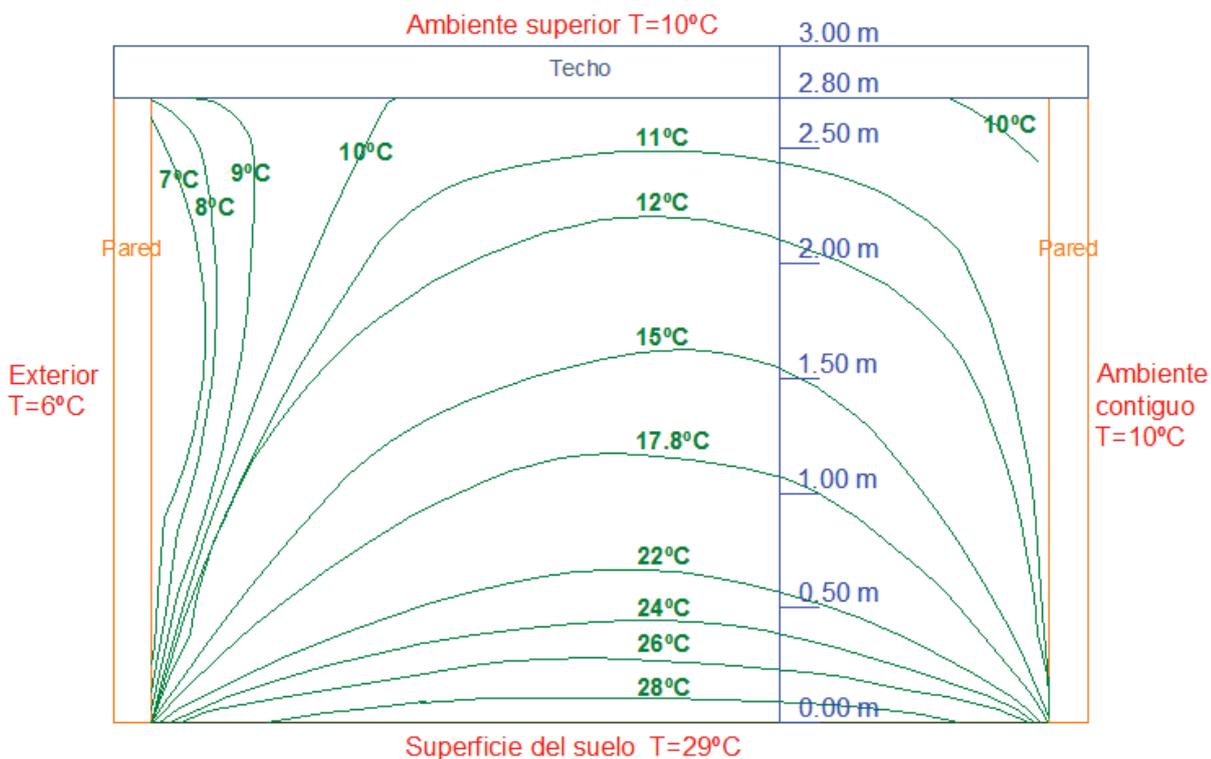


Figura Nº 3. 5: Variación de la temperatura con la altura.

Fuente: Creación propia

Para saber el porcentaje de humedad relativa (HR), la norma técnica **EM.110 CONFORT TERMICO Y LUMINICO CON EFICIENCIA ENERGETICA** hace referencia a lo indicado en la norma **UNE-EN ISO 7730**, la cual refiere que “**para el bienestar térmico y para evitar la excesiva humedad en la piel y la sequedad de la piel y las mucosas la humedad relativa del aire debe de estar en el intervalo de 30%-70%**”

### 3.3. DETERMINACION DE LA VARIACION DE LA HUMEDAD RELATIVA EN EL ESTADO DE CONFORT Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE VENTILACION DEL AMBIENTE A CALEFACCIONAR

#### 3.3.1. PROCESO DE ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE USANDO LA CARTA PSICOMETRICA

Como se desarrolló en el capítulo II , sobre los procesos de acondicionamiento de aire atmosférico primero tendremos que definir cuáles son los procesos que intervienen, como se muestra en la figura 3.6 y siguiendo el procedimiento descrito en el libro Termodinámica - Yunes Cengel y Michael Boles - Séptima Edición, en el capítulo 14 sobre mezclas de gas-vapor y acondicionamiento de aire, procedemos a ubicar el punto inicial del aire a una temperatura de 6°C y una humedad relativa ( $\Phi$ ) de 50% designado como el punto P1 en la figura 3.6, se necesita calentar el aire hasta la temperatura de 18°C designado como el punto P2, este proceso de incremento de temperatura, designado como PROCESO I, hace que la humedad relativa disminuya hasta el 22%, condición que no es favorable para el acondicionamiento de ambientes porque disminuye las condiciones de confort descritas anteriormente, entonces, será necesario un segundo proceso de humidificación que va del punto P2 al punto P3, designado como PROCESO II, el cual llevara al aire a su humedad relativa inicial de  $\Phi=50\%$ .

#### PROCESO I: CALENTAMIENTO SIMPLE.

En este proceso verificaremos la cantidad de energía necesaria para calentar el aire que se encuentra en un estado inicial (P1) de 6°C y  $\Phi=50\%$  hasta un segundo estado (P2) en cual se encuentra a 18°C y un  $\Phi \approx 22\%$ , este proceso se realiza a humedad especifica ( $\omega$ ) constante igual a 4 gr vapor de agua/Kg de aire seco según se indica en la figura 3.6, utilizando los puntos P2 y P4 para hallar la entalpia de punto P1, interpolando se tiene que.

| Punto | T<br>[°C] | h<br>[Kj/Kg] |
|-------|-----------|--------------|
| 4     | -1        | 10           |
| 1     | 6         | $h_1$        |
| 2     | 18        | 30           |



$$h_1 = 17.4 [KJ/Kg]$$

Teniendo la entalpia de ambos puntos se puede calcular la cantidad de energía necesaria para elevar la temperatura del aire desde 6°C a 18°C, con la condición que el piso alcanzo su temperatura de operación, es decir de 29°C,

$$\Delta h = h_2 - h_1 \quad (3.1)$$

$$\Delta h = 12.6 [KJ/Kg]$$

Si se multiplica esta variación de entalpia por la cantidad de masa de aire que tiene el volumen de aire en el ambiente a calefaccionar se tendría la cantidad de energía necesaria para elevar la temperatura del aire, el volumen de aire en el ambiente es de  $44.8 \text{ m}^3$  y la densidad del aire a la altura de 3399 msnm es de 0.653 atmosferas entonces la masa que ocupa este volumen de aire es de 35.1 kg, la energía necesaria para elevar la temperatura será:

$$H = 12.6 * 35.1 = 441.9 \text{ KJ}$$

## PROCESO II: HUMIDIFICACION.

En este proceso consideraremos que la temperatura del bulbo seco es constante e igual a  $18^\circ\text{C}$  porque en la calefacción por suelo radiante la humedad relativa no se ve afectada considerablemente y creemos que la cantidad de vapor que se ingresara al sistema no incrementara de sobre manera los  $18^\circ\text{C}$  de temperatura que se requiere en el ambiente, cabe aclarar que se considera un humidificador que funcione por vaporización y no por pulverización de agua porque si ingresamos agua pulverizada esto conllevara aun enfriamiento evaporativo bajando la temperatura por debajo de  $18^\circ\text{C}$ , temperatura que se requiere en la habitación para su calefacción.

Para establecer la cantidad de humedad que se requiere ingresar al ambiente es necesario hacer un balance de masa de agua entre el punto P2 y el punto P3, entonces se tiene que.

$$\Sigma \dot{m}_{v-entra} = \Sigma \dot{m}_{v-sale} \quad (3.2)$$

$$\dot{m}_{v2} + \dot{m}_f = \dot{m}_{v3} \quad (3.3)$$

Dónde:

$\dot{m}_v$ : Flujo de masa de vapor de agua presente en el aire.

$\dot{m}_f$ : Flujo de masa de agua que se añadirá al ambiente para subir la humedad especifica.

Por definición se sabe que la humedad especifica o absoluta es  $\omega = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_a}$ , reemplazando el flujo de vapor en términos del flujo de aire y humedad especifica en la ecuación (3.4) se tiene que.

$$\dot{m}_{a2} * \omega_2 + \dot{m}_f = \dot{m}_{a3} * \omega_3 \quad (3.4)$$

Se considera un flujo de aire constante y estable por lo que  $\dot{m}_{a2} = \dot{m}_{a3} = \dot{m}_a$

De la ecuación (3.4) obtenemos la ecuación (3.5) con la que se puede calcular la cantidad de vapor requerido para que el aire en el ambiente a calefaccionar tenga una humedad relativa de 50%.

$$\dot{m}_f = \dot{m}_a * (\omega_3 - \omega_2) \quad (3.5)$$

### DETERMINACION DEL FLUJO DE AIRE EN LA HABITACION

En la sección 3.4.5 se estableció que el volumen del ambiente es de  $44.8 \text{ m}^3$  y se consideró que la renovación de aire será de una renovación por hora y la densidad del aire a la temperatura de  $18^\circ\text{C}$  y a la presión atmosférica del Cusco de  $0.653$  atmosferas es de  $\rho = 0.783 \text{ Kg/m}^3$ , reemplazando estos valores en la ecuación (3.6), se tiene que.

$$\dot{m}_a = \frac{V * \rho}{t} \quad (3.6)$$

$$\dot{m}_a = \frac{44.8 * 0.783}{60} = 0.58 \text{ Kg/min}$$

En la tabla 3.6 se presenta las propiedades del aire en los puntos P2 y P3 extraídos de la carta psicométrica de la figura 3.6.

**Tabla 3. 6: Propiedades del aire en los puntos P2 y P3**

| DESCRIPCION               | SIMBOLO     | UNIDAD   | P2   | P3   |
|---------------------------|-------------|--|------|------|
| Humedad especifica        | $\omega$    | $\frac{\text{gr vapor de agua}}{\text{Kg de aire seco}}$ | 4    | 10   |
| Humedad relativa          | $\phi$      | %  | 22   | 50   |
| Temperatura de bulbo seco | T           | $^\circ\text{C}$   | 18   | 18   |
| Flujo de masa de aire     | $\dot{m}_a$ | $\frac{\text{Kg}}{\text{min}}$                           | 0.58 | 0.58 |

Utilizando la ecuación (3.5) y los datos de la tabla (3.6) calculamos la cantidad de vapor de agua requerida para incrementar la humedad relativa hasta el 50%.

$$\dot{m}_f = 0.58 * (10 - 4)$$

$$\dot{m}_f = 3.48 \text{ gr de vapor de agua/min}$$

Como se puede observar con el resultado obtenido se determina la cantidad de vapor de agua necesaria para incrementar la humedad relativa de 22% a 50% no es significativa, por lo que su efecto en el incremento de la temperatura no es determinante.

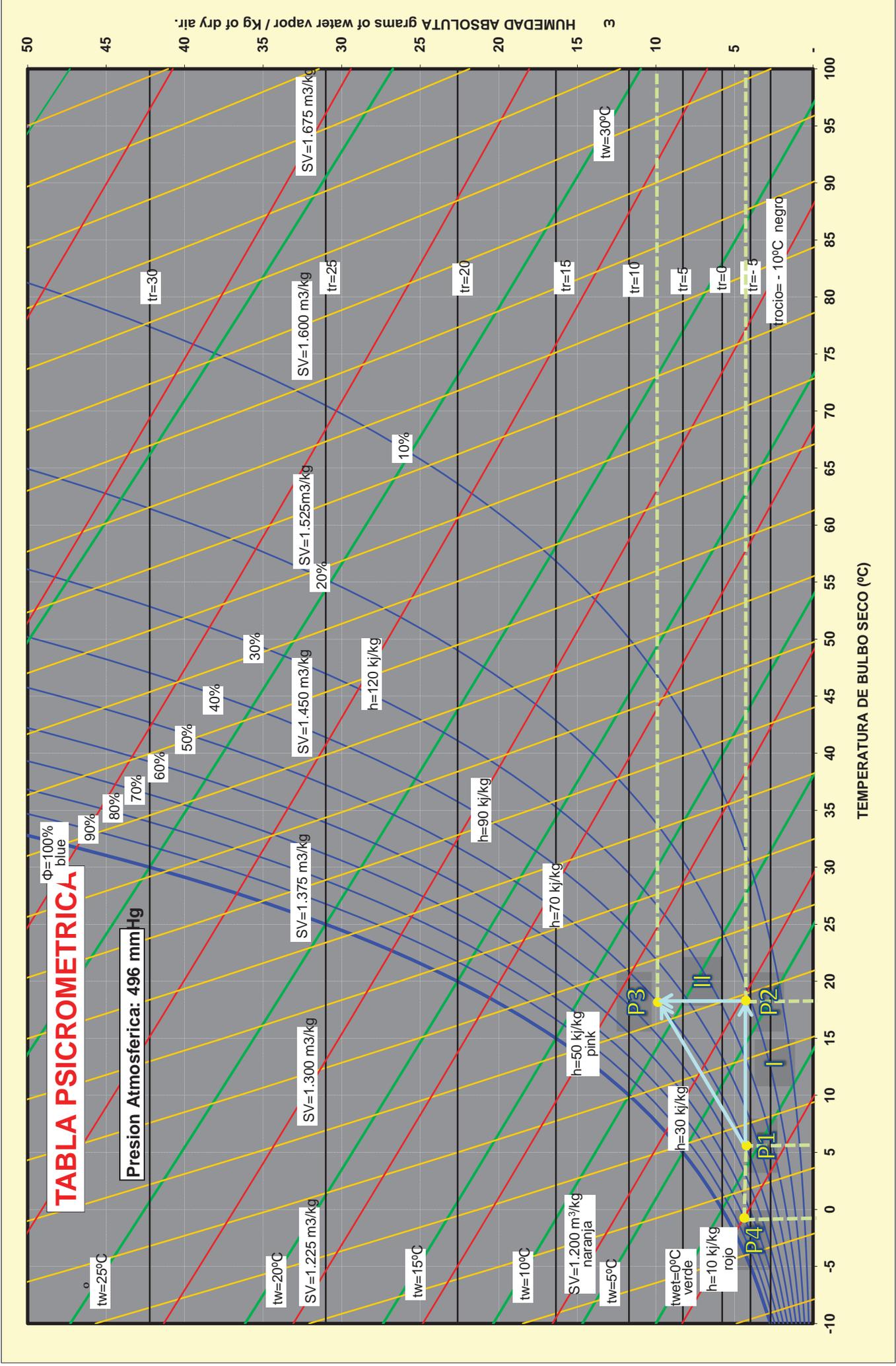


Figura N° 3. 6: Proceso de calentamiento y humidificación graficados en la carta psicrometrica a la presión del Cusco.

### 3.3.2. VENTILACION

Para el caso de la ventilación del ambiente a calefaccionar se considera la ventilación natural y se seguirá la recomendación expuesta en la norma peruana “**NORMA EM.030-INSTALACIONES DE VENTILACION**” publicada el 11 de Junio del 2006, esta norma indica en su **ARTICULO 10º** sobre **REQUISITOS DE VENTILACIÓN PARA USOS ESPECIFICOS** en el apartado 3.7, que , “**TODOS LOS AMBIENTES HABITUALMENTE USADOS POR SERES HUMANOS, SERAN DOTADOS DE VENTILACION, POR MEDIO DE VENTANAS CON UN AREA LIBRE DE VENTILACION NO MENOR A UN VEINTEAVO (1/20) DE LA SUPERFICIE DEL PISO DE LA HABITACION; O, EN CASO CONTRARIO, MEDIANTE UN SISTEMA MECANICO DE VENTILACION**”.

Teniendo en cuenta esta recomendación y considerando que el ambiente será usado como jardín en el cual realizaran clases niños menores de 6 años, por lo que el ambiente es considerado como **LOCAL EDUCACIONAL**.

El detalle de las dimensiones de la ventana exterior del ambiente a calefaccionar se muestra en la figura 3.8.

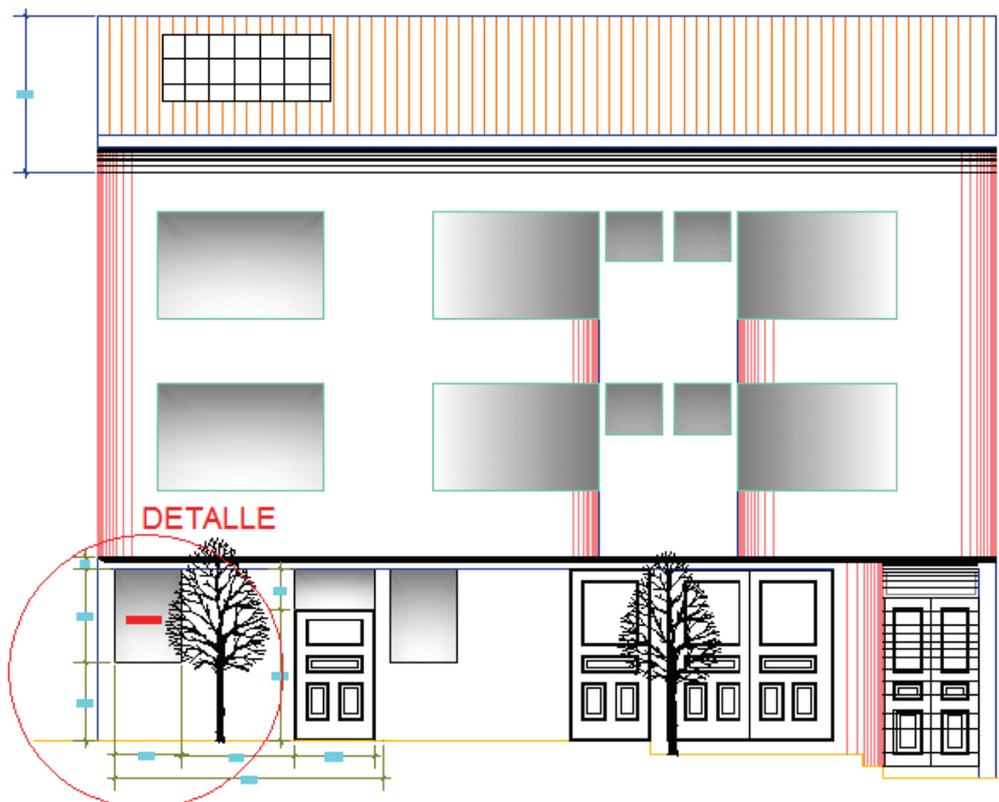
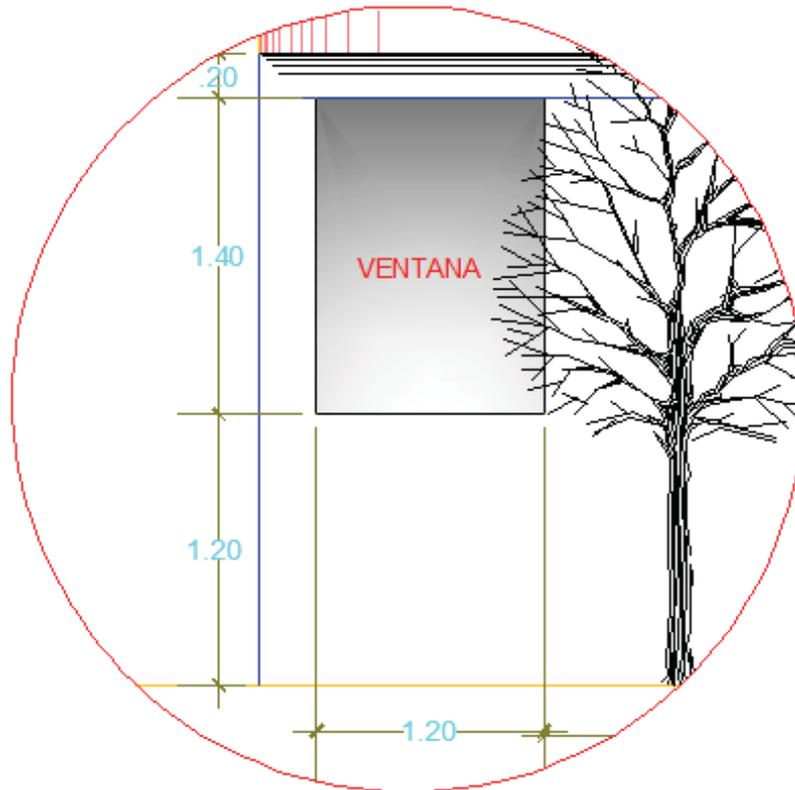


Figura Nº 3. 7: Vista frontal del ambiente a calefaccionar

Fuente: Creacion propia

## DETALLE



**Figura N° 3. 8: Detalle de las dimensiones de la ventana exterior del ambiente a calefaccionar.**

**Fuente: Creación propia**

Considerando el área de la ventana de  $1.68 \text{ m}^2$ , y cuando esté abierta descubre la mitad del área total siendo el área de apertura de  $0.84 \text{ m}^2$ , siendo este último valor, mayor al área mínima requerida para la ventilación de  $0.8 \text{ m}^2$ , según lo indicado por la NORMA EM.030, datos indicados en la tabla 3.7, entonces, consideramos que el local de estudio se ventila de forma adecuada, no se profundizara más sobre el estudio de este tema por no ser este el tema principal en este trabajo, en consecuencia nos limitaremos al cumplimiento de la norma EM.0.30.

**Tabla 3. 7: Datos de cumplimiento de la norma EM.030 sobre ventilación.**

| DESCRIPCION        | UNIDAD       | CANTIDAD |
|--------------------|--------------|----------|
| Área del piso      | $\text{m}^2$ | 16       |
| Área de la ventana | $\text{m}^2$ | 1.68     |
| Área de apertura   | $\text{m}^2$ | 0.84     |
| Área mínima        | $\text{m}^2$ | 0.8      |

### 3.4.DETERMINACION DE LAS PERDIDAS DE CALOR A TRAVES DE LA ENVOLVENTE (PAREDES, TECHO Y SUELO), Y LA DEMANDA ENERGETICA DEL AMBIENTE A CALEFACCIONAR.

#### 3.4.1. ELEMENTOS CONSTRUCTIVOS.

Es necesario definir los tipos de configuraciones o construcciones existentes en la envolvente del ambiente a calefaccionar, considerando la figura 3.9 se tiene que:

- C1, C2, C3 y C4: Columnas de concreto.
- PL1: Placa de concreto.
- M3, M4: Muros de doble de panel de drywall y fibra de vidrio entre paneles.
- M2, M1: Muros de ladrillo.
- MV1: Parte de Muro de ladrillo que está por debajo de la ventana V1.
- V1: Ventana de vidrio gris de 6 mm de espesor.
- P1: Puerta de madera de pino de 40 mm de espesor.
- VP1: Ventana de vidrio gris de 6mm de espesor ubicada sobre la puerta P1.

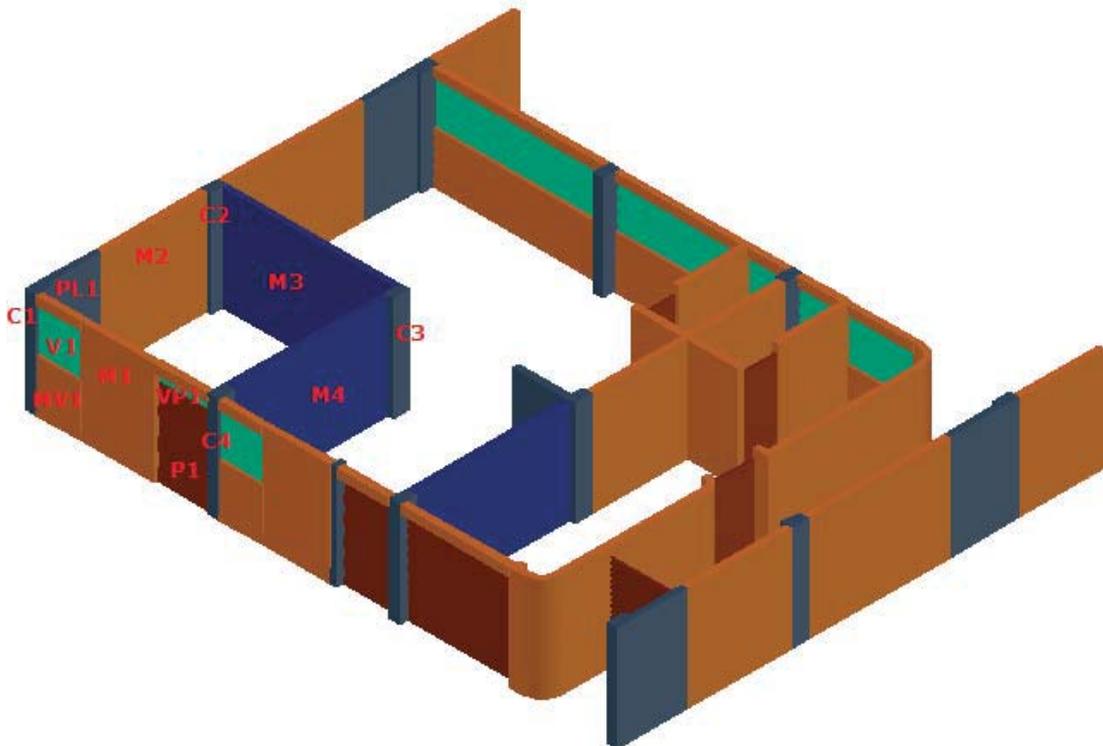


Figura Nº 3. 9: Elementos constructivos del ambiente a calefaccionar.  
Fuente: Creación propia

Ahora se procederá a juntar todos estos elementos según las coordenadas geográficas como se indica en la figura 3.10.

- **MURO SURESTE:** P1, M1, V1, MV1, VP1.
- **MURO NORESTE:** C3, M4, C4.
- **MURO NOROESTE:** M3.
- **MURO SUROESTE:** C2, M2, PL1, C1

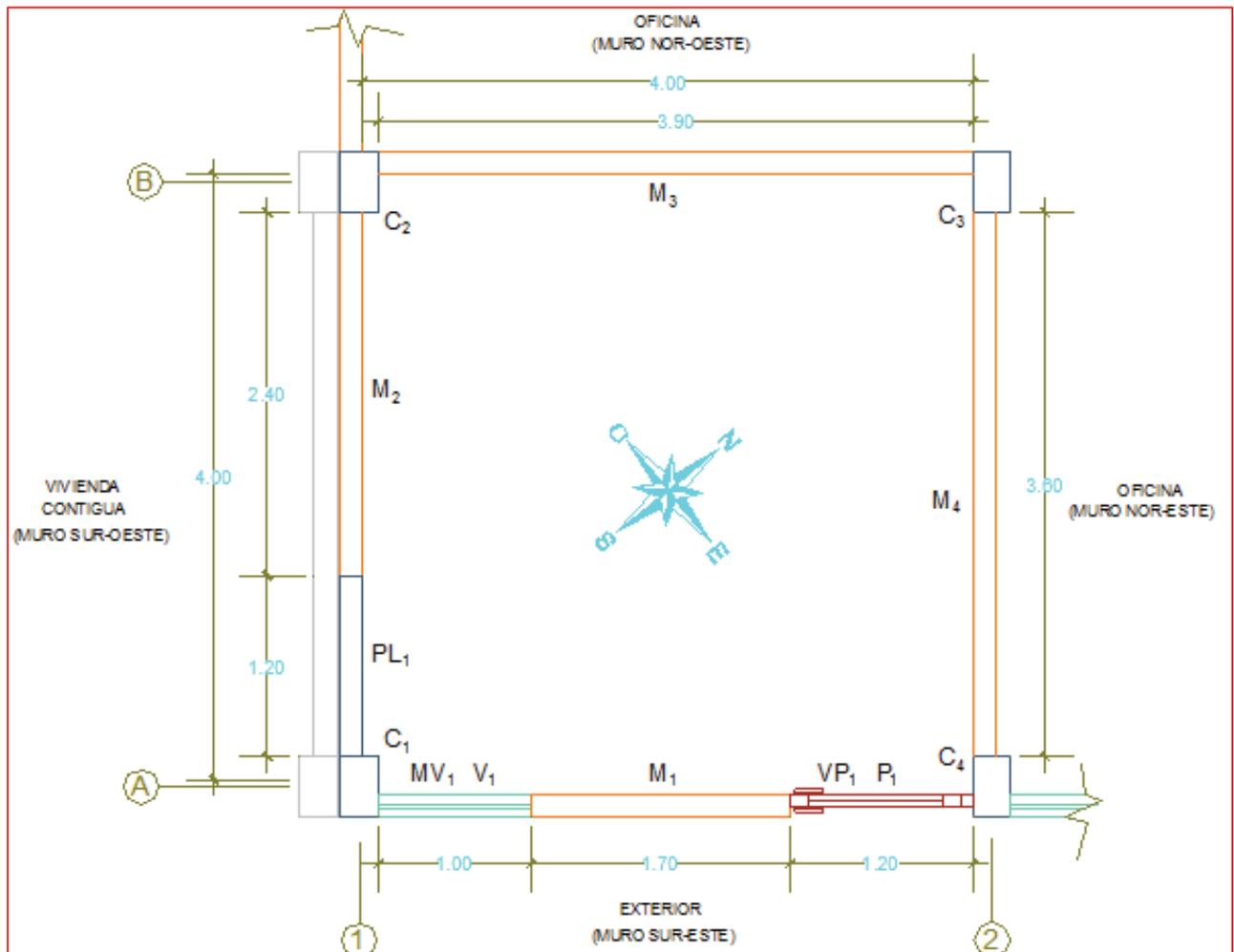


Figura N° 3. 10: Orientación del ambiente a calefaccionar.

Fuente: Creación propia

### 3.4.2. CALCULO DE LAS PERDIDAS DE CALOR A TRAVES DE LA ENVOLVENTE DE LA EDIFICACION.

Para el proceso de transferencia de calor a través de paredes, techo y suelo (perdidas de calor), se considera como transferencia de calor unidimensional, para ello se considera la temperatura media del ambiente a 18°C, se supondrá que las superficies interiores de paredes y techo están a 18°C.

En la tabla 3.8 y tabla 3.9 se muestran los valores de los espesores y conductividades térmicas respectivamente de los materiales que se utilizaron en la construcción del ambiente a calefaccionar, estos espesores serán utilizados en el cálculo de la resistencia térmica y por consiguiente la pérdida de calor por cada uno de los componentes de cada pared los espesores se muestran a detalle en las figuras 3.13 a la 3.30

**Tabla 3. 8: Espesores de los materiales componentes de paredes, techo y suelo**

| DESCRIPCION               | MATERIAL   | SIMBOLO       | ESPESOR [m] |
|---------------------------|--|---------------|-------------|
| <b>PAREDES Y COLUMNAS</b> | Enlucido o revestimiento de mortero de cemento               | $e_M$         | 0.02        |
|                           | Ladrillo   | $e_L$         | 0.13        |
|                           | Junta de mortero entre ladrillos                             | $J_V$ o $J_h$ | 0.01        |
|                           | Columna de concreto  | $e_C$         | 0.25        |
|                           | Placa de concreto  | $e_{PL}$      | 0.13        |
|                           | Vidrio o ventana   | $e_V$         | 0.006       |
|                           | Puerta   | $e_P$         | 0.04        |
|                           | Paneles de yeso (Drywall)                                    | $e_D$         | 0.01        |
|                           | Fibra de vidrio  | $e_{FV}$      | 0.09        |
| <b>TECHO</b>              | Parquet  | $e_P$         | 0.01        |
|                           | Loza de concreto aligerada                                   | $e_C$         | 0.05        |
|                           | Espesor de Poliestireno expandido                            | $e_{Pe}$      | 0.15        |
|                           | Enlucido de mortero de cemento                               | $e_M$         | 0.02        |
|                           | Ancho de poliestireno expandido                              | $a_{Pe}$      | 0.3         |
|                           | Ancho de la junta de concreto entre planchas de poliestireno | $a_C$         | 0.08        |
| <b>SUELO</b>              | Losa de concreto   | -             | 0.25        |

Fuente: Creación propia.

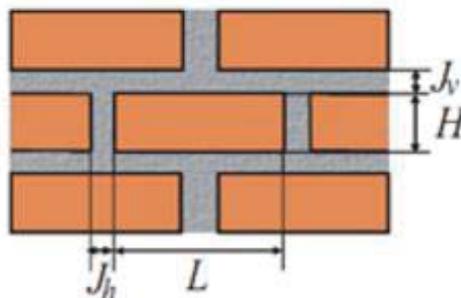
**Tabla 3. 9: Conductividad y resistencia térmica de materiales que componen la edificación**

| MATERIAL                  | K<br><i>W/m.K</i> | R<br><i>m<sup>2</sup>.K/W</i> |
|---------------------------|-------------------|-------------------------------|
| Mortero de cemento        | 1.4               | -                             |
| Ladrillo                  | 0.47              | -                             |
| Concreto                  | 1.63              | -                             |
| Vidrio de 6 mm de espesor | -                 | <b>0.175</b>                  |
| Tecnopor expandido        | 0.035             | -                             |
| Madera                    | 0.18              | -                             |
| Panel de Yeso             | 0.25              | -                             |
| Fibra de vidrio           | 0.04              | -                             |
| Mayólica                  | 1                 | -                             |
| Pegamento para mayólica   | 1.2               | -                             |
| Panel aislante            | 0.033             | -                             |

Fuente: Norma EM-110

### 3.4.2.1. DETALLE CONSTRUCTIVO DE PAREDES DE LADRILLO Y MORTERO DE CEMENTO.

Antes de empezar con el cálculo de las cargas térmicas se debe establecer la configuración de los muros que están contruidos con ladrillos y mortero de cemento, la configuración que presentan estos muros en la edificación se muestra en la figura 3.11, el ladrillo usado es King Kong 24x13x9 cm, y el espesor de la junta vertical ( $J_v$ ) y la junta horizontal ( $J_h$ ) es de 1cm, reemplazando estos datos en la ecuación (3.7), se tiene que la cantidad de ladrillos es de 40 ladrillos por metro cuadrado de muro.



**Figura N° 3. 11: Diagrama de la configuración de construcción de la pared de ladrillo.**

Fuente: Aceros Arequipa

$$CL = \frac{1}{(L + Jh) \times (H + Jv)} \quad (3.7)$$

**Dónde:**

CL: Cantidad de ladrillos por metro cuadrado de muro.

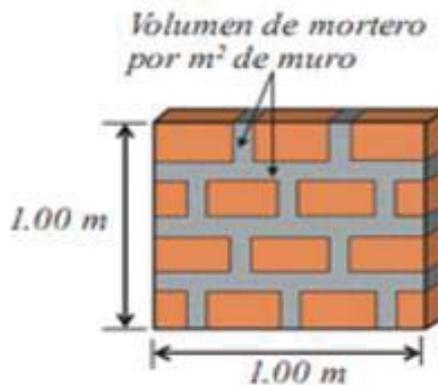
L: Longitud del ladrillo [m]

Jh: Espesor de junta horizontal [m]

H: altura del ladrillo [m]

Jv: espesor de junta vertical [m]

Ahora calcularemos el volumen de mortero que se utilizó en la construcción de un metro cuadrado de muro, con la ecuación 3.8, utilizando la figura 3.12.



**Figura N° 3. 12: Calculo del volumen de mortero por metro cuadrado de muro**

**Fuente: Aceros Arequipa**

$$V_{mort} = V_{muro} - V_{lad} \quad (3.8)$$

**Dónde:**

$V_{mort}$ : Volumen del mortero [ $m^3/m^2$ ]

$V_{muro}$ : Volumen de muro [ $m^3/m^2$ ]

$V_{lad}$ : Volumen de ladrillos [ $m^3/m^2$ ]

Ya se calculó la cantidad de ladrillos en el paso anterior ahora para calcular la cantidad de mortero solo hace falta restar el volumen que ocupan 40 ladrillos del volumen que tiene un metro cuadrado de pared, ecuación (3.8).

$$V_{mort} = 1 \times 1 \times 0.13 - 0.24 \times 0.13 \times 0.09 \times 40$$

$$V_{mort} = 0.0177 \left[ \frac{m^3}{m^2 \text{ de muro}} \right]$$

Para saber cuál es el área que ocupa este volumen de mortero ( $A_{mort}$ ) en un metro cuadrado de muro se divide el  $V_{mort}$  entre el espesor de la pared.

$$A_{mort} = \frac{0.0177}{0.13}$$

$$A_{mort} = 0.136 \left[ \frac{m^2}{m^2 \text{ de muro}} \right]$$

Y el área que ocupan 40 ladrillos ( $A_{lad}$ ) en un metro cuadrado de pared es.

$$A_{lad} = A_{muro} - A_{mort}$$

$$A_{lad} = 1 - 0.136 = 0.864 \left[ \frac{m^2}{m^2 \text{ de muro}} \right]$$

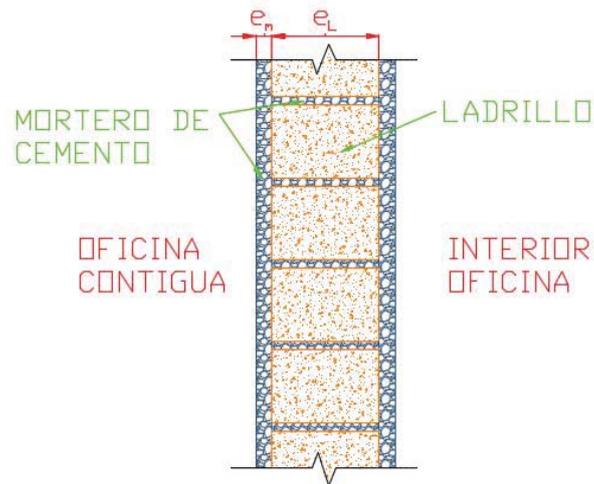
Teniendo por separado el área que ocupa los ladrillo y el mortero en un metro cuadrado de muro se procede a calcular la perdida de carga térmica por metro cuadrado de muro según la configuración de la figura 3.13.

### 3.4.3. TIPOS DE CONFIGURACIONES EXISTENTES EN EL AMBIENTE A CALEFACCIONAR.

Es necesario describir las configuraciones de las envolventes existentes en el ambiente a calefaccionar para poder calcular la transmitancia en cada una, al tratarse de un ambiente con diversas formas constructivas.

- **CONFIGURACION DE ENVOLVENTE N° 1**

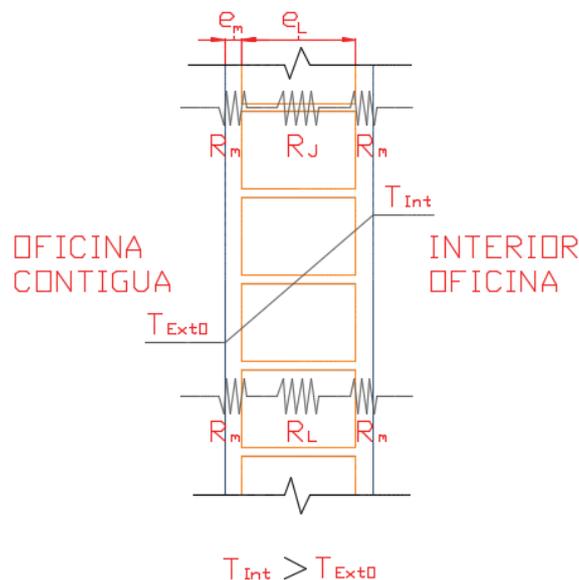
Esta configuración trata de un muro de ladrillos unidos con mortero de cemento y con la superficie interna y externa cubierta con mortero de cemento, el espesor de las cubiertas de mortero son  $e_M$  y espesor de la pared ladrillos es  $e_L$  y usando los datos de las tablas 3.8 y 3.9.



**Figura N° 3. 13: configuración de muro simple de ladrillos visto a través de un corte transversal en el muro**

**Fuente: Creación propia**

Para evaluar la resistencia térmica del muro simple mostrado en la figura 3.13 se elaboró el diagrama de resistencias térmicas equivalentes mostrado en la figura 3.14 en la cual se tiene que analizar la resistencia térmica de las cubiertas de mortero ( $R_M$ ), resistencia térmica del ladrillo ( $R_L$ ), y las resistencias térmicas de las juntas ( $R_J$ ), mostradas en la figura 3.13.



**Figura N° 3. 14: diagrama de resistencia térmica.**

**Fuente: Creación propia**

Como ya se conocen los valores del área y volumen que ocupan los ladrillos y el mortero usado en la juntas, calculado en el paso anterior se procede a calcular las resistencias térmicas equivalentes y la transmitancia por metro cuadrado de muro para ello usaremos las ecuaciones (3.9) y (3.10), los valores

de la conductividad térmica y espesores que se encuentran en las tablas 3.8 y 3.9.

Resistencia térmica.

$$R = \frac{e}{A.K} \quad (3.9)$$

Transmitancia térmica

$$U = \frac{1}{R_T} \quad (3.10)$$

Transferencia de calor

$$q = \frac{Q}{A} = U.\Delta T \quad (3.11)$$

**Dónde:**

e : Espesor.

K: coeficiente de conductividad térmica.

$R_T$  : Resistencia térmica total.

Como las resistencias  $R_L$  y  $R_J$  se encuentran en paralelo es necesario encontrar una resistencia equivalente.

$$\frac{1}{R_{eq}} = \frac{1}{R_L} + \frac{1}{R_J} = \frac{A_{lad} * K_L}{e_L} + \frac{A_{mort} * K_M}{e_M} \quad (3.12)$$

Reemplazando datos se tiene que:

$$R_{eq} = 0.218 \text{ m}^2.K/W$$

La resistencia total del sistema mostrado en la figura 3.14 es:

$$R_T = R_M + R_{eq} + R_M \quad (3.13)$$

$R_M$  es la resistencia del enlucido o recubrimiento de mortero de cemento en ambas superficies del muro como se muestra en la figura 3.13, entonces.

$$R_M = \frac{e_M}{A * K_M} = \frac{0.02}{1 * 1.4} = 0.0143 \text{ m}^2.K/W$$

Entonces reemplazando valores en la ecuación (3.13)

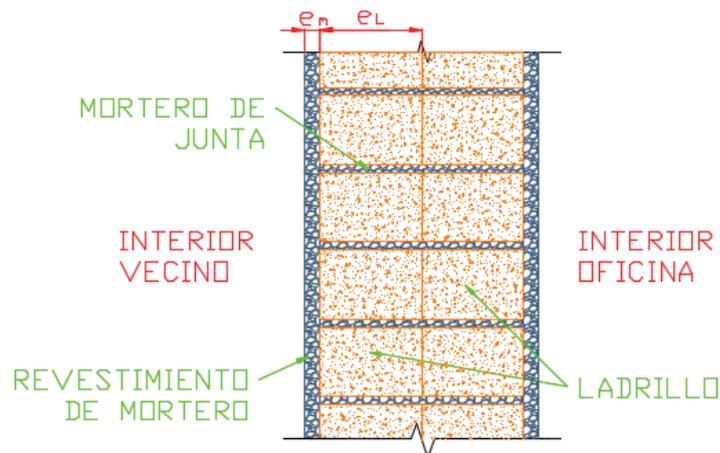
$$R_T = 0.2466 \text{ m}^2.K/W$$

La conductancia térmica de la configuración de la envolvente N° 1 es.

$$U_1 = \frac{1}{R_T} = 4.05 \left[ \frac{W}{K.m^2} \right] \quad (3.14)$$

- **CONFIGURACION DE ENVOLVENTE N° 2**

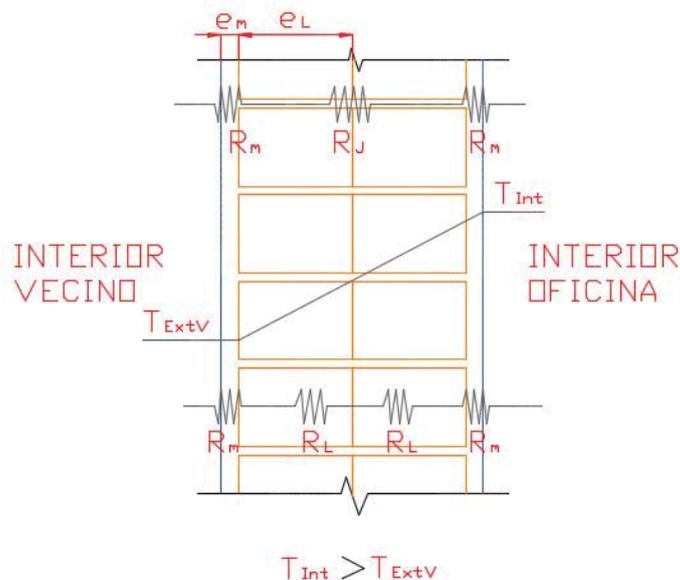
La configuración de esta envolvente comprende dos paredes de ladrillo contiguas, paredes de dos edificaciones vecinas, ambas paredes con un enlucido o revestimiento de mortero de cemento en las superficies externas como la figura 3.15 y los ladrillos están unidos en sus juntas con mortero de cemento.



**Figura N° 3. 15: configuración de muro doble de ladrillos visto a través de un corte transversal en el muro**

**Fuente: Creación propia**

El diagrama de resistencias térmicas equivalentes se muestra en la figura 3.16.



**Figura N° 3. 16: diagrama de resistencia térmica.**

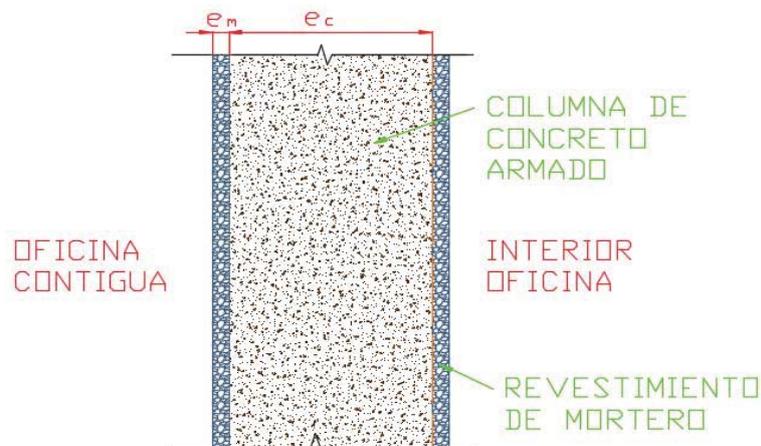
**Fuente: Creación propia**

Siguiendo el mismo procedimiento que se hizo para hallar la ecuación (3.14) para determinar la conductancia en la configuración de la envolvente N° 1, se halla la conductancia para la configuración de la envolvente N° 2, mostrada en la ecuación (3.15)

$$U_2 = \frac{1}{R_T} = 2.29 \left[ \frac{W}{K.m^2} \right] \quad (3.15)$$

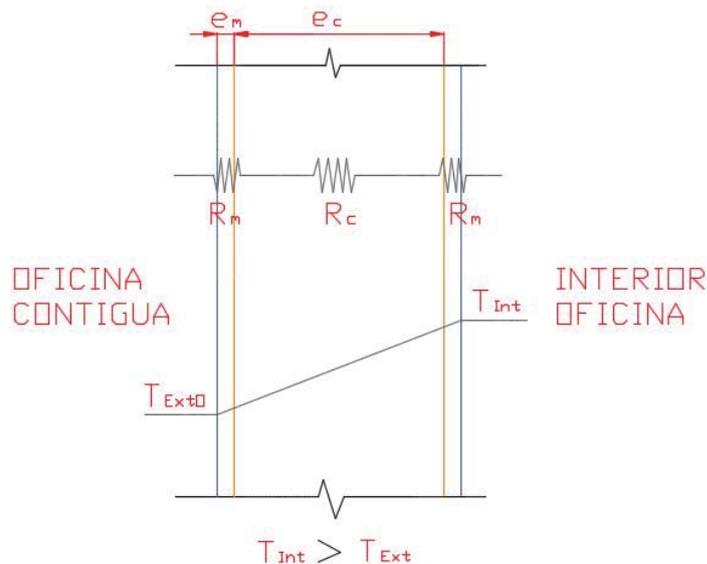
- **CONFIGURACION DE ENVOLVENTE N° 3**

Esta configuración comprende una columna de concreto, revestida con enlucido de mortero de cemento en ambas superficies como se muestra en la figura 3.17.



**Figura N° 3. 17: configuración de columna de concreto**

**Fuente: Creación propia**



**Figura N° 3. 18: diagrama de resistencia térmica.**

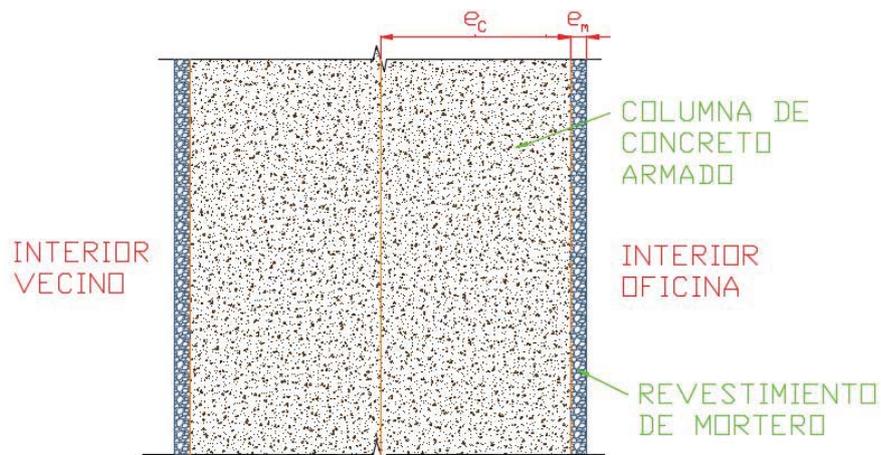
**Fuente: Creación propia**

La transmitancia de esta configuración es:

$$U_3 = \frac{1}{R_T} = 5.49 \left[ \frac{W}{K.m^2} \right] \quad (3.16)$$

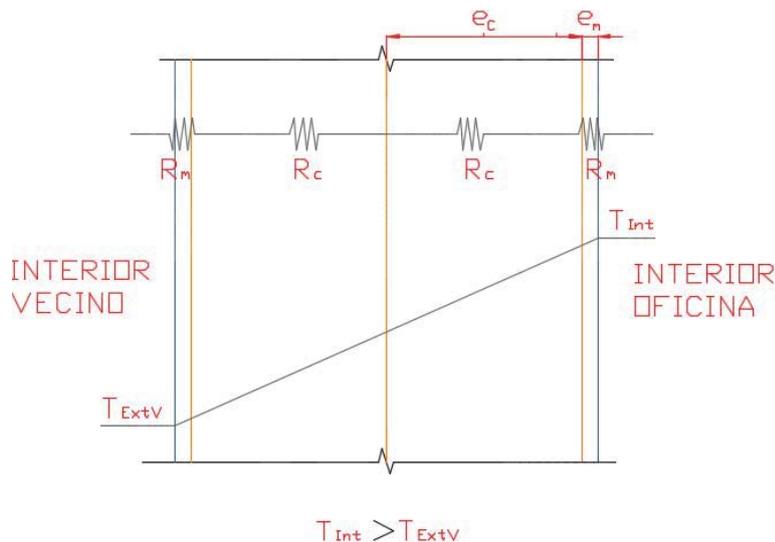
- **CONFIGURACION DE ENVOLVENTE N° 4**

Esta configuración comprende la unión de dos columnas una perteneciente al interior de la oficina que se quiere calefactar y la otra a la edificación vecina, ambas revestidas con enlucido de cemento como se muestra en la figura 3.19.



**Figura N° 3. 19: configuración de dos columnas de concreto**

**Fuente: Creación propia**



**Figura N° 3. 20: diagrama de resistencia térmica.**

**Fuente: Creación propia**

La transmitancia de esta configuración es:

$$U_4 = \frac{1}{R_T} = 2.98 \left[ \frac{W}{K.m^2} \right] \quad (3.17)$$

• **CONFIGURACION DE ENVOLVENTE N° 5**

Esta configuración comprende un muro que comprende una placa de concreto perteneciente a la oficina N° 1 y con un muro de ladrillo perteneciente a la edificación vecina, ambas revestidas con enlucido de mortero de cemento, como se muestra en la figura 3.21.

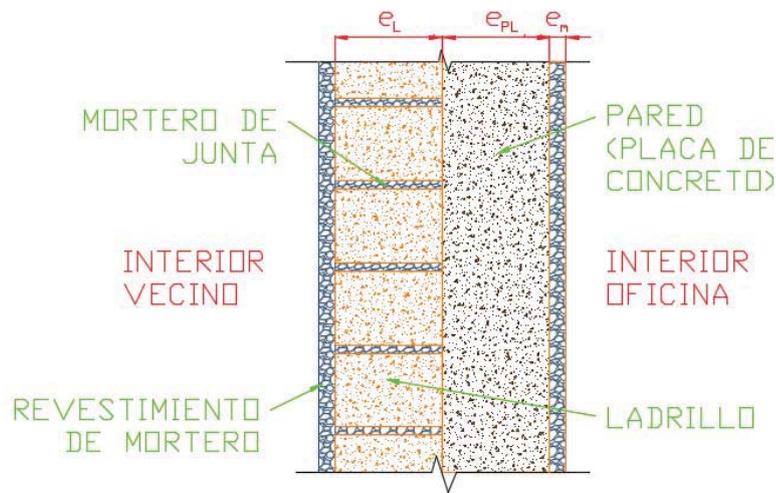


Figura N° 3. 21: configuración de placa de concreto junto a una pared de ladrillo

Fuente: Creación propia

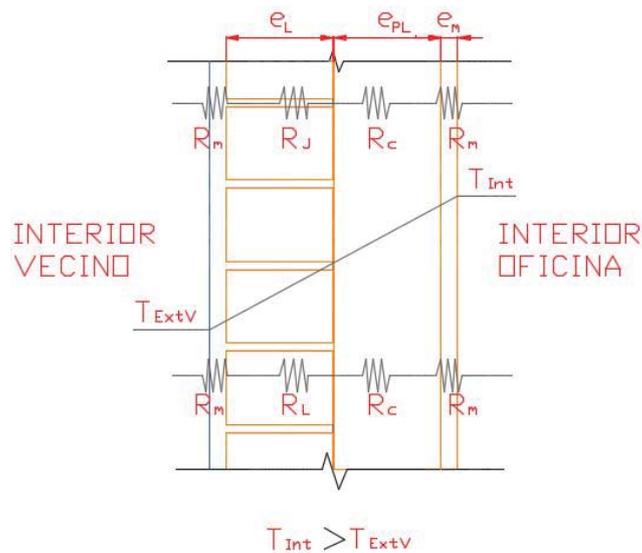


Figura N° 3. 22: diagrama de resistencia térmica.

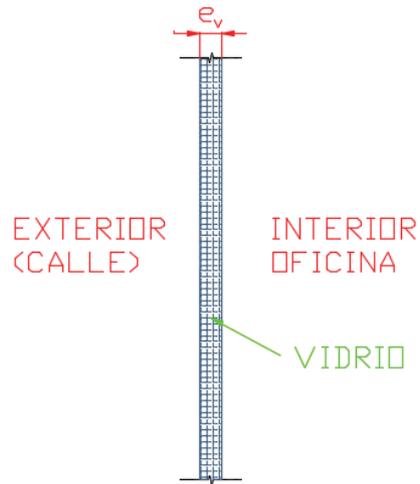
Fuente: Creación propia

La transmitancia de esta configuración es:

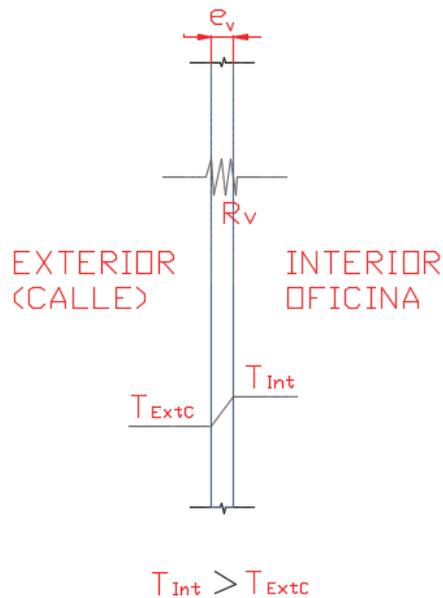
$$U_5 = \frac{1}{R_T} = 3.07 \left[ \frac{W}{K.m^2} \right] \quad (3.18)$$

- **CONFIGURACION DE ENVOLVENTE N° 6**

Esta configuración pertenece al vidrio que se instalan en las ventanas es vidrio incoloro de 6mm de espesor, figura 3.23.



**Figura N° 3. 23: configuración de ventanas**  
Fuente: Creación propia



**Figura N° 3. 24: diagrama de resistencia térmica.**  
Fuente: Creación propia

La transmitancia de esta configuración es:

$$U_6 = \frac{1}{R_V} = 5.07 \left[ \frac{W}{K \cdot m^2} \right] \quad (3. 19)$$

- **CONFIGURACION DE ENVOLVENTE N° 7**

Esta configuración comprende las puertas de madera que se encuentran instaladas en la oficina, el espesor de la puerta es de 40 mm, la madera es de pino, figura 3.25.

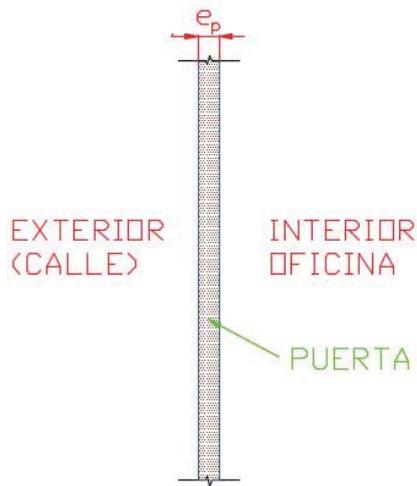


Figura N° 3. 25: configuración de puerta de madera

Fuente: Creación propia

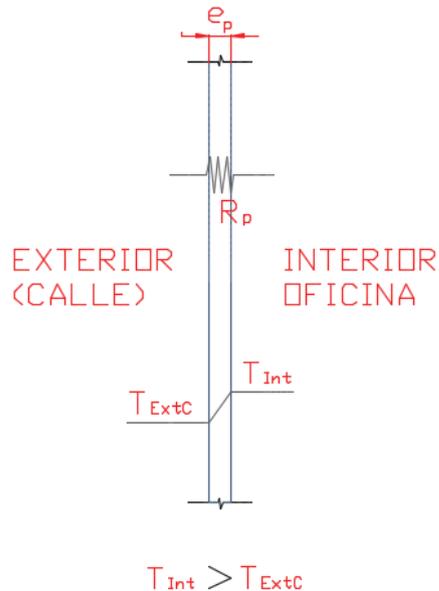


Figura N° 3. 26: diagrama de resistencia térmica.

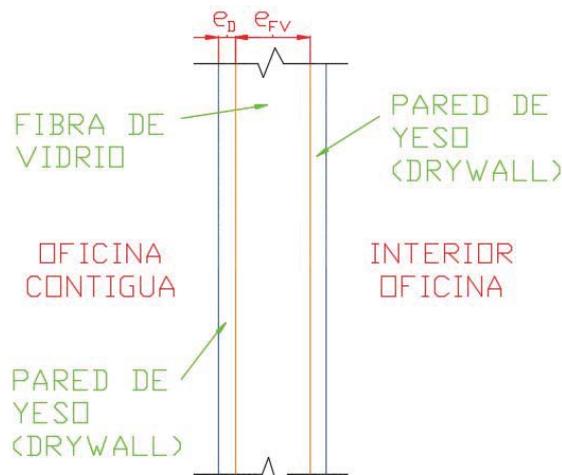
Fuente: Creación propia

La transmitancia de esta configuración es:

$$U_7 = \frac{1}{R_p} = 4.5 \left[ \frac{W}{K.m^2} \right] \quad (3. 20)$$

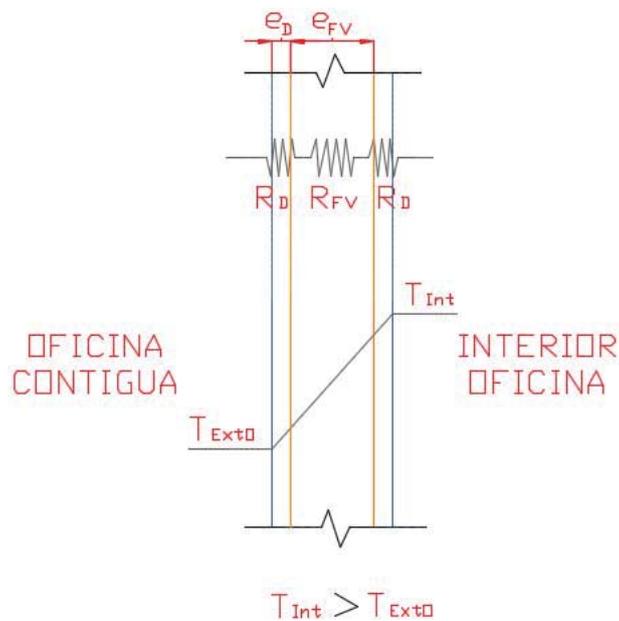
- **CONFIGURACION DE ENVOLVENTE N° 8**

Esta configuración presenta dos cubiertas de drywall y en la parte intermedia fibra de vidrio usado como aislante acústico y térmico, el espesor de la Plancha de drywall ( $e_D$ ) es de 1cm y el espesor de la fibra de vidrio ( $e_{FV}$ ) utilizada es de 9 cm, figura 3.27.



**Figura N° 3. 27: configuración de paredes internas**

**Fuente: Creación propia**



**Figura N° 3. 28: diagrama de resistencia térmica.**

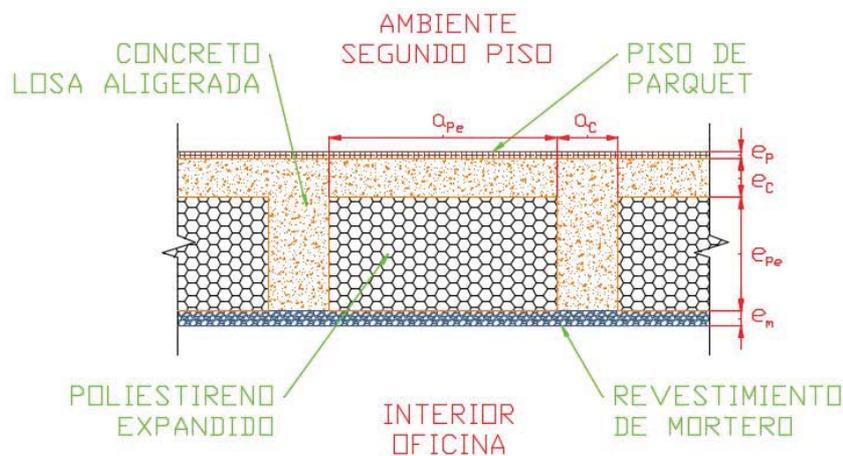
**Fuente: Creación propia**

La transmitancia de esta configuración es:

$$U_8 = \frac{1}{R_T} = 0.43 \left[ \frac{W}{K \cdot m^2} \right] \quad (3.21)$$

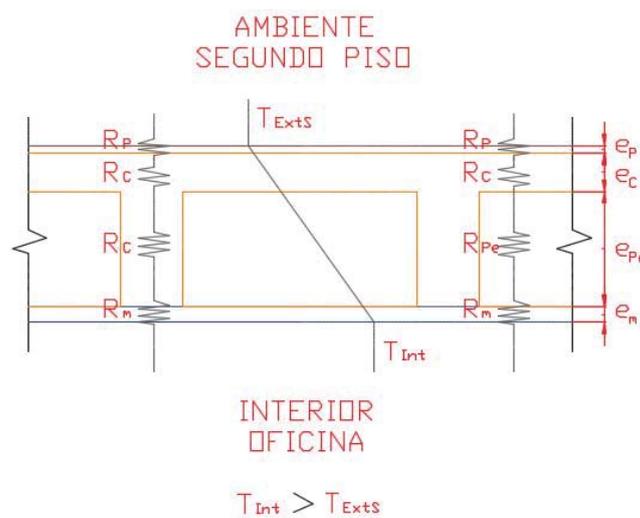
- **CONFIGURACION DE ENVOLVENTE N° 9**

Esta configuración pertenece al techo de la oficina 1 la cual se calefaccionara, está conformada por una losa de concreto aligera, poliestireno expandido, revestimiento de enlucido de mortero de cemento, y en la superficie exterior del techo un revestimiento de parquet por tratarse del piso de la habitación de segundo nivel, como se muestra en la figura 3.29.



**Figura N° 3. 29: configuración del techo de la habitación.**

**Fuente: Creación propia**



**Figura N° 3. 30: diagrama de resistencia térmica.**

**Fuente: Creación propia**

La transmitancia de esta configuración es:

$$U_9 = \frac{1}{R_T} = 2.13 \left[ \frac{W}{K.m^2} \right] \quad (3.22)$$

#### 3.4.4. CALCULO DE LAS PERDIDAS DE CALOR EN PAREDES Y TECHO

Teniendo en cuenta todos los componentes que conforman cada pared según lo indicado en las figuras 3.9 y 3.10, la transmitancia según la configuración de envolvente de cada componente indicando en las ecuaciones 3.14 a 3.22, el área superficial de cada componente indicado en las figuras 3.9 y 3.10 y la ecuación N° 3.23 se calcula la pérdida de calor a través de la envolvente del ambiente a calefaccionar, indicado en la tabla 3.10.

$$Q = U \cdot A \cdot (T_{int} - T_{ext}) \quad (3.23)$$

**Tabla 3. 10: Pérdida de calor a través de la envolvente ( $Q_{envol}$ ) de la oficina N° 1**

| PARED  | COMP. | ECUACION | Uk   | AREA [m2] | T <sub>int</sub> [°C] | T <sub>ext</sub> [°C] | TRANSF. DE CALOR |
|--|-------|----------|------|-----------|-----------------------|-----------------------|------------------|
| SURESTE  | P1    | 3.13     | 4.5  | 3.12      | 18                    | 6                     | 168.48           |
|  | M1    | 3.7      | 4.05 | 4.42      | 18                    | 6                     | 214.81           |
|  | V1    | 3.12     | 5.07 | 2.6       | 18                    | 6                     | 158.18           |
|  | MV1   | 3.7      | 4.05 | 1.2       | 18                    | 6                     | 58.32            |
|  | VP1   | 3.12     | 5.07 | 0.72      | 18                    | 6                     | 43.80            |
| NORTESTE   | C3    | 3.9      | 5.49 | 1.04      | 18                    | 10                    | 45.67            |
|  | M4    | 3.14     | 0.43 | 9.36      | 18                    | 10                    | 32.19            |
|  | C4    | 3.9      | 5.49 | 1.04      | 18                    | 10                    | 45.67            |
| NOROESTE   | M3    | 3.14     | 0.43 | 10.14     | 18                    | 10                    | 34.88            |
| SUROESTE   | C2    | 3.10     | 2.98 | 1.04      | 18                    | 10                    | 24.79            |
|  | M2    | 3.8      | 2.29 | 6.24      | 18                    | 10                    | 114.31           |
|  | PL1   | 3.11     | 3.07 | 3.12      | 18                    | 10                    | 76.62            |
|  | C1    | 3.10     | 2.98 | 1.04      | 18                    | 10                    | 24.79            |
| TECHO  | T     | 3.15     | 2.13 | 16        | 18                    | 10                    | 272.64           |
| <b>PERDIDA TOTAL DE CALOR A TRAVES DE LA ENVOLVENTE <math>Q_{envol}</math> [W]</b> |       |          |      |           |                       |                       | <b>1315.20</b>   |

### 3.4.5. PERDIDA DE CALOR POR RENOVACION DE AIRE EN EL AMBIENTE.

$$Q_{renov} = C_V * V_{vent} * (T_{\infty} - T_{ext}) [W] \quad (3. 24)$$

**Tabla 3. 11: Datos para el cálculo de la pérdida de calor por renovación de aire.**

| Descripción  | Símbolo   | Unidad                     | Valor |
|--|-----------|----------------------------|-------|
| Volumen del ambiente   | $V_{amb}$ | <b>m<sup>3</sup></b>       | 44.8  |
| Calor específico volumétrico del aire a 18°C y 0.653 atm     | $C_V$     | <b>[J/m<sup>3</sup>.K]</b> | 819   |
| Tiempo en el cual se realiza las renovaciones de aire 7 hrs  | $t$       | <b>[s]</b>                 | 25200 |
| Número de renovación del aire durante el tiempo de operación | N         | -                          | 7     |

Dónde:

$C_V$ : Calor específico volumétrico del aire en  $\left[\frac{J}{m^3.K}\right]$

$V_{vent}$ : Tasa de ventilación en  $\left[\frac{m^3}{s}\right]$

Considerando la tabla siguiente:

Entonces:

$$V_{vent} = \frac{N * V_{amb}}{t} \left[\frac{m^3}{s}\right] \quad (3. 25)$$

Dónde:

$V_{amb}$ : Volumen total del ambiente en  $[m^3]$

$t$  : Tiempo en el cual se realiza las renovaciones de aire en  $[s]$

$N$  : Número de renovación del aire durante el tiempo "t"

Entonces se tiene que:

$$V_{vent} = \frac{9 * 44.8}{32400} = 0.01244 \left[\frac{m^3}{s}\right]$$

$$Q_{renov} = 819 * 0.01244 * (18 - 6)$$

$$Q_{renov} = 122.26 [W]$$

La pérdida de calor total por pérdidas en paredes, techo y renovación de aire es ( $Q_{perdido}$ ):

$$Q_{perdido} = Q_{envol} + Q_{renov}$$

$$Q_{perdido} = 1315.20 + 122.26$$

$$Q_{perdido} = 1437.46 [W]$$

Para el cálculo de la temperatura de impulsión aún falta agregar la cantidad de calor que se perderá a través del panel aislante que se colocara en la base del suelo radiante, esta potencia perdida se calculara más adelante, el  $Q_{perdido}$  calculado bastara para poder dimensionar la longitud de la tubería y el paso de tubería, al ser esta calor perdido igual a la demanda energética requerida en el ambiente para que la temperatura se mantenga en 18°C en su interior.

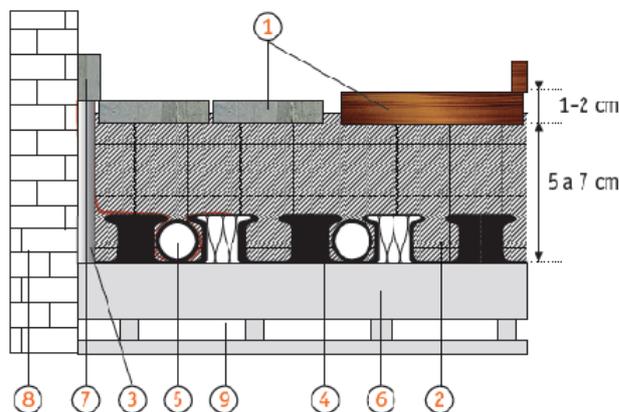
### 3.5. DIVISION DEL SISTEMA DE CALEFACCION POR SUELO RADIANTE A ENERGIA SOLAR EN SUB-SISTEMAS.

Para el dimensionamiento del sistema de calefacción por suelo radiante a energía solar se dividió el sistema en sub-sistemas, los cuales son descritos a continuación.

#### 3.5.1. Sub-sistema: Suelo radiante.

Este sub-sistema contempla los siguientes componentes pavimento final (1), mortero de concreto(2), banda perimetral (3), Panel aislante (4), tubería PEX (5) como se indica en la figura 3.31.

Para dimensionar este sub-sistema se necesita calcular las dimensiones de los componentes y los parámetros de funcionamiento como son la temperatura del agua a la entrada de la tubería y la temperatura al retorno, así como la longitud de la tubería, el paso de tubería.



**Figura N° 3. 31: Configuración de suelo radiante**  
**Fuente: Manual técnico biofloor**

### 3.5.2. Sub-sistema: Calentamiento y almacenamiento de agua.

Este sub-sistema está integrado por la terma solar la cual será dimensionada según la demanda energética del sistema.



Figura N° 3. 32: terma solar.  
Fuente: [www.paginasamarillas.com.pe](http://www.paginasamarillas.com.pe)

### 3.5.3. Sub-sistema: Bombeo

Comprende los siguientes componentes, bomba de impulsión, tubería de polipropileno de 1" encargada de transportar el agua caliente desde la terma solar hasta la bomba de impulsión, tubería polipropileno de ½" encargada de transportar el agua de la salida del suelo radiante hasta el tanque de agua, este sub-sistema también comprende los accesorios (codos, válvulas, llave de paso), así como el aislante que se colocara en la tuberías de polipropileno, la bomba será dimensionada según la caída de presión que se tenga en el sistema y está directamente relacionada a la longitud de tubería que PEX-PEX que se usara.



(a)



(b)

Figura N° 3. 33: (a) Tubería de polipropileno, (b) bomba solar de impulsión de agua.

Fuente: [www.paginasamarillas.com.pe](http://www.paginasamarillas.com.pe)

### 3.5.4. Sub-sistema: Eléctrico.

Este sub-sistema comprende los paneles fotovoltaicos, batería, conversor de voltaje y los cables y demás accesorios, la selección de estos estará en función de la demanda eléctrica (bomba de agua).



(a)



(b)

**Figura N° 3. 34: (a) Panel fotovoltaico, (b) batería**  
**Figura 3.6 Fuente: [www.paginasamarillas.com.pe](http://www.paginasamarillas.com.pe)**

## 3.6. DIMENSIONAMIENTO DEL SUB-SISTEMA DE SUELO RADIANTE POR EL METODO DE DIFERENCIAS FINITAS.

### 3.6.1. CALCULO DEL CALOR GENERADO POR LA SUPERFICIE DEL SUELO RADIANTE A 29 °C

Antes de proceder con el cálculo por diferencias finitas se tiene que comprobar que una temperatura en la superficie de 29°C producirá la demanda energética necesaria para que el funcione apropiadamente.

La temperatura de 29°C es considerada como la máxima temperatura permisible en la superficie del suelo radiante, tomada como condición ergonómica en el confort térmico establecida por la norma europea DIN EN-1264, se considera el valor establecido por esta norma a falta de un reglamento nacional que establezca los parámetros de funcionamiento de este tipo de sistemas.

El método usado para el cálculo de la transferencia de calor en la superficie del suelo radiante está descrita en el libro de Çengel.

Considerando que la superficie del suelo radiante se mantiene a una temperatura uniforme de  $T_s = 29\text{ °C}$ , calcularemos la cantidad de calor suministrado por el suelo radiante para verificar si con esta temperatura en la superficie del suelo radiante se cubrirá la demanda energética calculada en 3.4.4 y 3.4.5 ( $Q_{perdido}$ )

### 3.6.1.1. CALCULO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCION NATURAL ENTRE LA SUPERFICIE DEL SUELO RADIANTE Y EL AIRE DE LA OFICINA.

Primero hallamos la longitud característica con la ecuación (3.26)

$$L_c = \frac{A_s}{P} \quad (3.26)$$

Dónde:

$A_s$ : Área del suelo radiante.

$P$ : Perimetro del suelo radiante.

$$L_c = \frac{4 * 4}{2 * (4 + 4)} = 1 [m]$$

Calculamos la temperatura de la película  $T_f$  con la ecuación (3.27)

$$T_f = \frac{(T_s + T_\infty)}{2} \quad (3.27)$$

Dónde:

$T_s$ : Temperatura de la superficie del suelo radiante.

$T_\infty$ : Temperatura del aire al interior de la oficina.

Para el cálculo se considera que la temperatura en el interior del ambiente es igual a la temperatura del aire  $T_\infty = T_{int}$ , entonces;

$$T_f = \frac{(29 + 18)}{2}$$

$$T_f = 23.5 [^\circ C] = 296.5 [^\circ K]$$

Y el coeficiente de expansión volumétrica ecuación (3.28)

$$\beta = \frac{1}{T_f} \quad (3.28)$$

Propiedades del aire evaluadas a esta temperatura y a la presión de 0,635 atm, tabla 3.12.

**Tabla 3. 12: Propiedades del aire a la presión del Cusco de 0.635 atm.**

| Propiedad             | Símbolo | Unidad               | Valor                  |
|-----------------------|---------|----------------------|------------------------|
| Conductividad térmica | K       | [W/m.K]              | 0.0260                 |
| Numero de Prandtl     | Pr      | -                    | 0.7059                 |
| Viscosidad dinámica   | $\mu$   | [Kg/m.s]             | $1.827 \times 10^{-5}$ |
| Densidad              | $\rho$  | [Kg/m <sup>3</sup> ] | 0.81                   |
| Viscosidad cinemática | $\nu$   | [m <sup>2</sup> /s]  | $2.256 \times 10^{-5}$ |

Fuente: Fluidos y equipos de gasificación criogénicos: Criogenia, González Pérez, Rogelio

Ahora calculamos en número de Rayleigh, ecuación (3.29)

$$Ra = \frac{g * \beta * (T_S + T_{\infty}) * Lc^3 * Pr}{\nu^2} \quad (3. 29)$$

$$Ra = \frac{9.81 * (1/296.5) * (29 - 18) * 1^3 * 0.7059}{(2.256 \times 10^{-5})^2} = 5.05 * 10^8$$

Para Rayleigh en el intervalo de  $[10^7 - 10^{11}]$  se considera el cálculo del número de Nuseltf con la ecuación (3.30)

$$Nu = 0.15 * Ra^{\frac{1}{3}} \quad (3. 30)$$

$$Nu = 0.15 * (5.05 * 10^8)^{\frac{1}{3}} = 119.45$$

Se procede a calcular el coeficiente conectivo  $h_{conv}$ , ecuación (3.31)

$$h_{conv} = \frac{K_{aire} * Nu}{Lc} \quad (3. 31)$$

$$h_{conv} = \frac{0.0260 * 119.45}{1} = 3.10 \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

La transferencia de calor por convección natural del piso al aire será;

$$Q_{conv} = h_{conv} * A_S * (T_S + T_{\infty}) \quad (3. 32)$$

$$Q_{conv} = 3.10 * 16 * (29 - 18) = 545.6 [W]$$

### 3.6.1.2. CALCULO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACION DE LA SUPERFICIE DEL SUELO RADIANTE EN LA OFICINA.

Para el cálculo de la transferencia de calor por radiación, se considera que la emisividad del mortero de cemento a la temperatura de 302 °K es;

**Tabla 3. 13: Propiedades para el cálculo por radiación.**

| Propiedad             | Símbolo    | Unidad                                 | Valor            |
|-----------------------|------------|--|------------------|
| Emisividad            | $\epsilon$ | -                                      | 0.94             |
| Cte. Stefan-Boltzmann | $\sigma$   | $\left(\frac{W}{m^2 \cdot K^4}\right)$ | $5.67 * 10^{-8}$ |

Fuente: cengel

La transferencia de calor por radiación será;

$$Q_{rad} = \epsilon * \sigma * A_S (T_S^4 - T_{alred}^4) \quad (3. 33)$$

$$Q_{rad} = 0.94 * 5.67 * 10^{-8} * 16 * (302^4 - 291^4) = 978.38 [W]$$

Dónde:

$T_S$  : Temperatura de la superficie del suelo radiante.

$T_{alred}$ : Temperatura de los alrededores al suelo radiante.

$A_S$  : Área de la superficie del suelo radiante.

La transferencia de calor ( $Q_{generado}$ ) por radiación y convección será;

$$Q_{generado} = Q_{conv} + Q_{rad} \quad (3. 34)$$

$$Q_{generado} = (545.6 + 978.38) = 1523.98 [W]$$

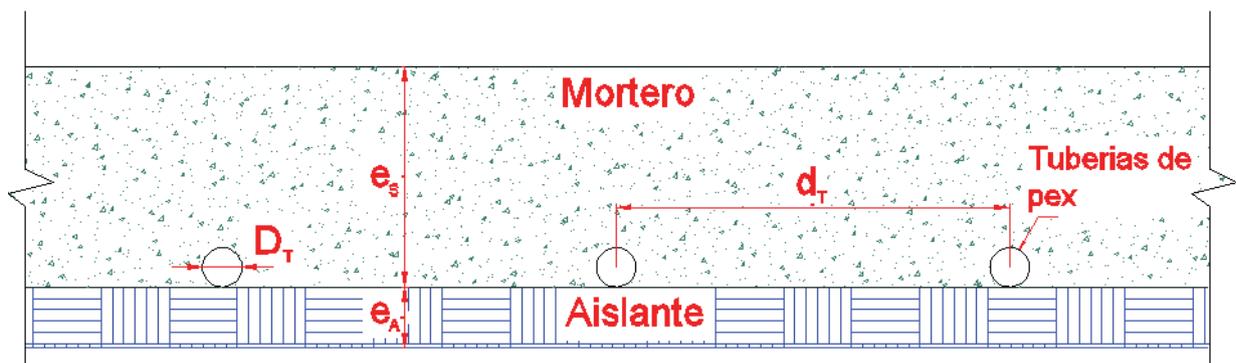
Una vez calculado la cantidad de calor que se perderá por la envolvente del ambiente que es igual al calor requerido para mantener el ambiente a 18°C  $Q_{perdido}$  y el calor que se suministra al ambiente  $Q_{generado}$  con la suposición que la superficie del suelo radiante se mantiene a una temperatura uniforme en toda su superficie de  $T_S = 29^\circ C$ , se comparan ambos valores y se observa que la transferencia de calor que se suministra al ambiente para que este se mantenga a una temperatura de 18 °C  $Q_{generado}$  es mayor que el calor perdido  $Q_{perdido}$ , con esta consideración se concluye que la temperatura asumida para la superficie del suelo radiante es adecuada para mantener el ambiente seleccionado (oficina 1) a la temperatura promedio de 18 °C.

### 3.6.2. SELECCIÓN DE LA GEOMETRIA PARA EL ESTUDIO Y CREACION DE LA MALLA PARA EL ANALISIS POR DIFERENCIAS FINITAS.

Hasta el momento se ha analizado el sistema con los conceptos de transferencia de calor unidimensional, pero para el caso del modelamiento de la transferencia de calor desde el fluido (agua) hacia el mortero se usaran los conceptos de transferencia de calor bidimensional (diferencias finitas) para poder calcular la variación de temperatura en la geometría del mortero.

Ahora procederemos a calcular la distribución de la temperatura sobre el suelo radiante en función de la temperatura del diámetro exterior de la tubería, para ello haremos un corte en la sección transversal del suelo radiante teniendo la siguiente configuración, figura 3.35, donde;

- $D_T$ : Diametro exterior de la tuberia de PEX
- $e_s$ : Espesor del mortero
- $e_A$ : Espesor del Aislante
- $d_T$ : Distancia entre los ejes de la tuberia o paso de tuberia

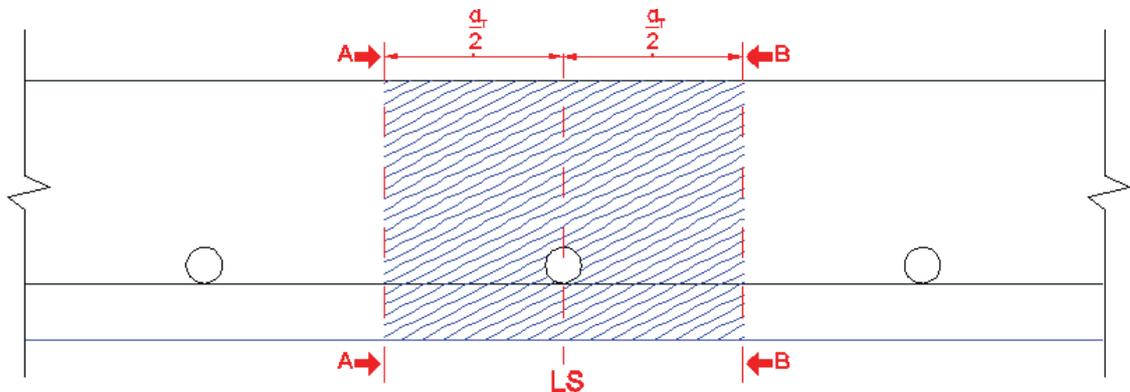


**Figura N° 3. 35: Esquema de la sección transversal de suelo radiante.  
Fuente: creación propia**

Para comenzar el análisis seleccionaremos el área sombreada en la figura 3.36, este es el espacio que analizaremos para ver la variación de la temperatura en la superficie del suelo radiante en función de la temperatura de la superficie externa de la tubería de PEX-AL-PEX, la cual se supondrá de  $43^{\circ}\text{C}$ , para el caso se trata de una figura geométrica simétrica, es decir que ambas secciones que están divididas por la línea de simetría (LS) son iguales entonces la distribución de temperaturas en la superficie a la derecha será igual a la distribución de temperaturas a la izquierda de la línea de simetría.

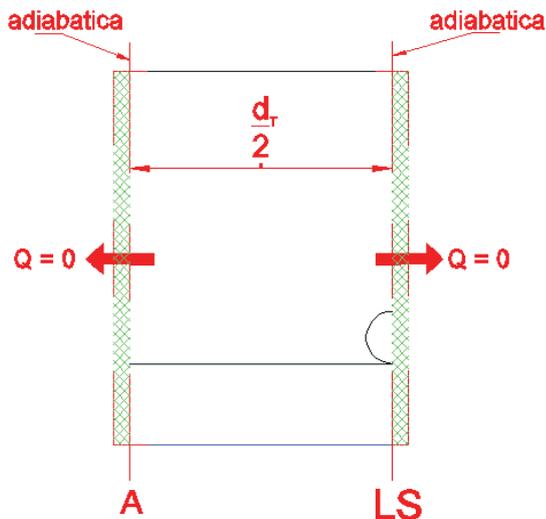
Para el cálculo se seleccionó la sección izquierda, sección comprendida entre la línea de simetría y la línea A-A.

El dato  $d_T/2$  se mide desde la línea de simetría "LS" (Figura 3.36) y  $e_S$  se mide desde la línea de frontera entre el mortero y el aislante hasta la superficie del suelo radiante (Figura 3.35)



**Figura N° 3. 36: Sección de análisis del suelo radiante.**  
Fuente: creación propia

Las líneas A-A y la línea de simetría (LS) son consideradas líneas adiabáticas, es decir que la transferencia de calor ( $Q$ ) a través de estas es igual a cero, como indica la figura 3.37.



**Figura N° 3. 37: Designación de las líneas adiabáticas.**  
Fuente: creación propia

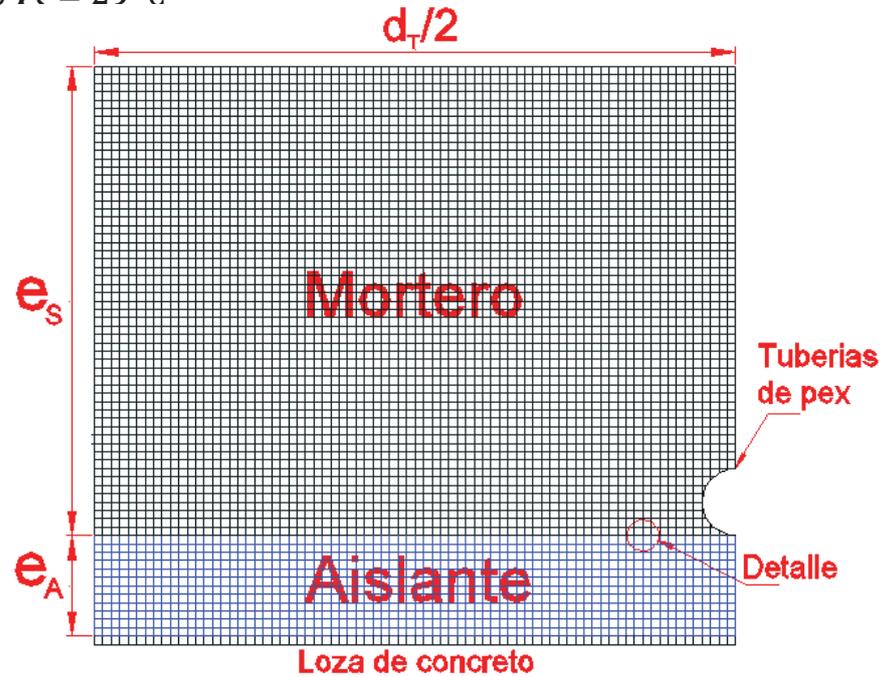
Utilizando el método de diferencias finitas procedemos a crear la malla para la conducción bidimensional en coordenadas rectangulares, para la construcción de la malla se considera que;

$$d_T/2 = 160 \text{ mm}$$

$$e_S = 117 \text{ mm}$$

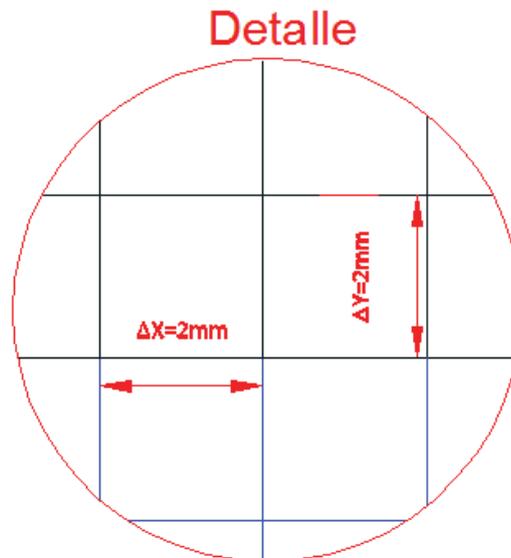
$$e_A = 25 \text{ mm}$$

Con estas longitudes se realizara el cálculo de todas las temperaturas en todos los nodos y se verificara como varia la temperatura en cada nodo a medida que se aleja de la tubería y escogeremos las longitudes de  $d_T/2$  y  $e_s$  optimas, las cuales nos aproximen al valor de la temperatura en la superficie que se requiere  $T_c = 29\text{ }^\circ\text{C}$ .



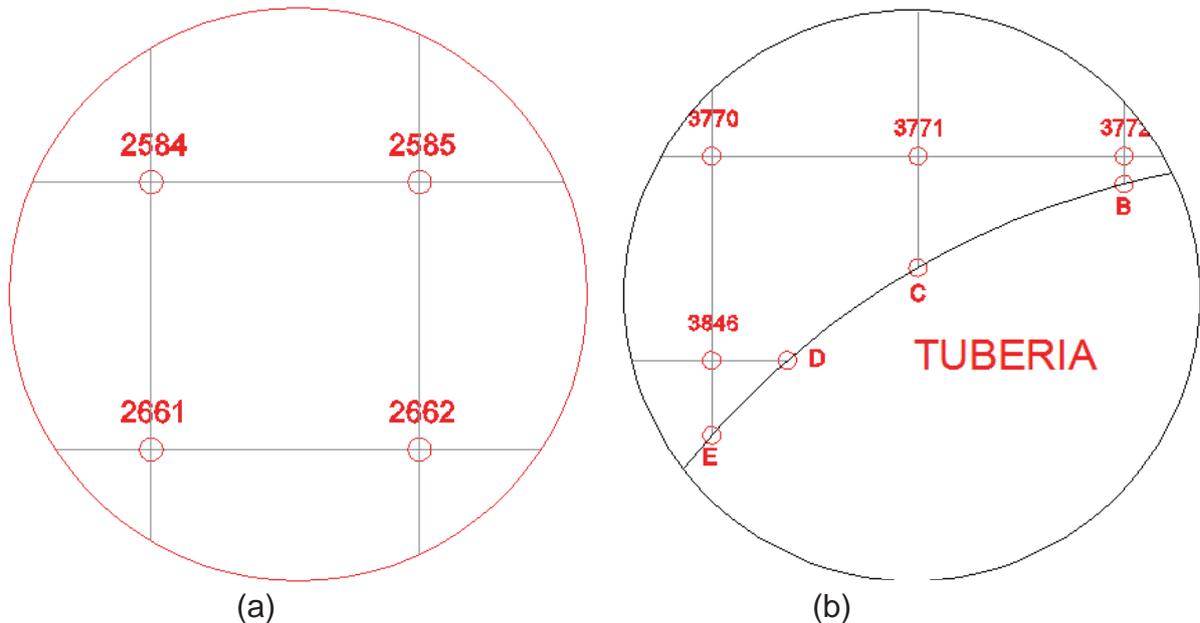
**Figura N° 3. 38: Especificación de los parámetros que intervienen en el cálculo.**  
Fuente: creación propia

El detalle muestra las longitudes de  $\Delta X$  y  $\Delta Y$  ambos iguales a 2.0 mm, longitudes en las cuales se dividirá toda la geometría.



**Figura N° 3. 39: especificación de las dimensiones de la malla.**  
Fuente: creación propia

Ahora se procederá a enumerar cada intersección entre las líneas verticales y horizontales que tomaran la denominación de nodos, a cada nodo se le asignara un numero el cual indica su posición en la malla como se indica en la figura 3.40a, los nodos que se encuentra en la línea de contacto entre el mortero y el diámetro exterior de la tubería se les designara letras en vez de números para poder diferenciarlos como se indica en la figura 3.40b.



**Figura N° 3. 40: Numeración de nodos.**  
**Fuente: creación propia**

Teniendo ya todos los nodos identificados, como se muestra en el **ANEXO D-01**, se procede a analizar los nodos para determinar la temperatura presente en cada uno mediante el método de energías, utilizando el método de diferencias finitas, para ello se identificaran las clases de nodos existentes.

### 3.6.3. CLASIFICACION DE LOS NODOS SEGÚN SU UBICACIÓN EN LA MALLA CREADA PARA EL ANALISIS POR DIFERENCIAS FINITAS.

Para la identificación de estos nodos utilizaremos la figura 3.41 en la cual se detalla la ubicación de cada clase en el espacio de la geometría seleccionada.

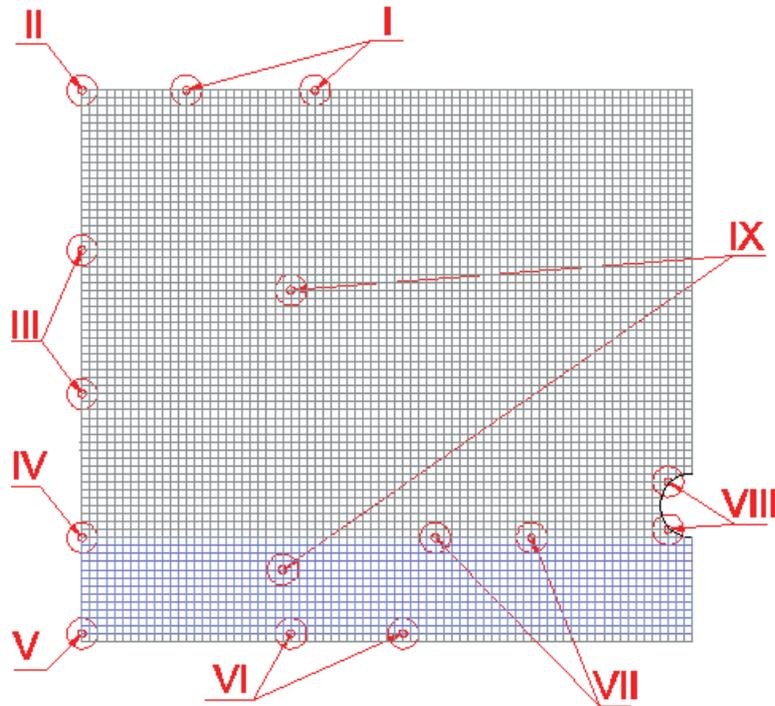


Figura Nº 3. 41: Tipos de nodos según su ubicación en la malla.

Fuente: creación propia

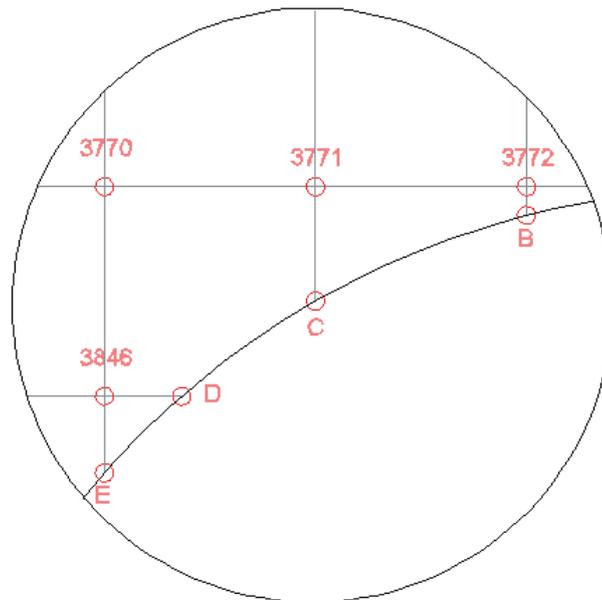
Recordando que las líneas que se encuentran en los extremos izquierdo y derecho son consideradas líneas adiabáticas se tiene:

- A) **NODOS CLASE I:** son los nodos frontera en la superficie del suelo radiante que están en contacto con el aire del interior de la habitación Figura 3.41.
- B) **NODOS CLASE II:** son los nodos frontera en la superficie del suelo radiante que están en contacto con el aire del interior de la habitación y además están en contacto con las líneas adiabáticas Figura 3.41.
- C) **NODOS CLASE III:** Son los nodos frontera que están en contacto con el mortero y las líneas adiabáticas Figura 3.41.
- D) **NODOS CLASE IV:** Son los nodos frontera que están en contacto con el mortero, líneas adiabáticas y el aislante Figura 3. 41.
- E) **NODOS CLASE V:** son los nodos frontera que están en contacto con el aislante, líneas adiabáticas y la losa o piso de la estructura sobre la cual será instalado el suelo radiante Figura 3. 41.

F) **NODOS CLASE VI:** son los nodos frontera que están en contacto con el aislante y la losa o piso de la estructura sobre la cual será instalado el suelo radiante Figura 3. 41.

G) **NODOS CLASE VII:** Son los nodos interiores que están en contacto con el mortero y el aislante Figura 3. 41.

H) **NODOS CLASE VIII:** son los nodos interiores cercanos a la línea en la cual el mortero y el diámetro exterior de la tubería se unen e interactúan con los nodos que se encuentran en esta línea Figura 3. 41, como por ejemplo los nodos **3772**, **3771** y **3846** Figura 3. 41.



**Figura Nº 3. 42: Nodos cercanos a al diámetro exterior de la tubería de PEX.**

**Fuente: creación propia**

I) **NODOS CLASE IX:** son los nodos interiores tanto en el mortero como en el aislante Figura 3. 41.

### 3.6.4. DETERMINACION DE LA ECUACION CARACTERISTICA SEGÚN LA CLASIFICACION DE NODOS A TRAVÉS DEL METODO DE BALANCE DE ENERGIA.

Utilizaremos el método de balance de energía sobre los distintos tipos de nodos descritos anteriormente y se procederá a escribir la ecuación correspondiente para la clase de nodo, para el caso se tomara como ejemplo el análisis sobre un nodo y este resultado será el mismo para todos los nodos de la misma clase.

#### A. NODOS CLASE I

Para el planteamiento de la ecuación de la temperatura del nodo 4 en función de las temperaturas de los nodos vecinos, haremos la siguiente suposición, los nodos en la superficie del suelo radiante están expuestos a transferencia de calor por convección natural y radiación, para poder resolver el problema necesitamos estimar un valor de  $h_{conv}$ , para ello volveremos al análisis que se hizo sobre la transferencia de calor por convección natural, se sabe que;

$$Ra = \frac{g * \beta * (T_s + T_{\infty}) * Lc^3 * Pr}{\nu^2} \quad (3.35)$$

Para  $Ra > 10^7$  se tiene que

$$Nu = 0.15 * Ra^{\frac{1}{3}} \quad (3.36)$$

$$h_{conv} = \frac{K_{aire} * Nu}{Lc} \quad (3.37)$$

Reemplazando las ecuaciones (3.35) y (3.36) en (3.37) se tiene.

$$h_{conv} = \frac{K_{aire} * 0.15 * \left( \frac{g * \beta * (T_s + T_{\infty}) * Lc^3 * Pr}{\nu^2} \right)^{\frac{1}{3}}}{Lc}$$

Simplificando términos se obtiene la ecuación (3.38)

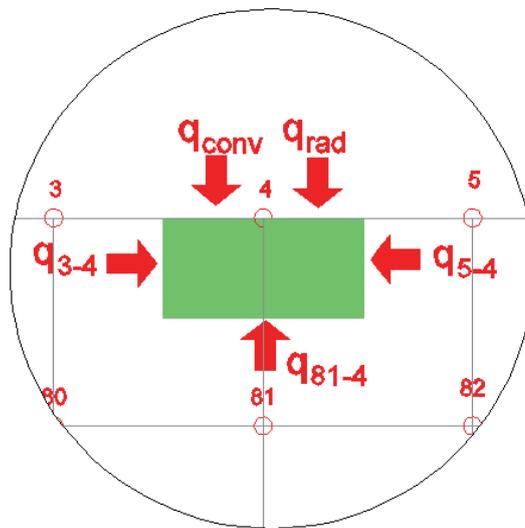
$$h_{conv} = 0.15 * K_{aire} * \left( \frac{g * \beta * (T_s + T_{\infty}) * Pr}{\nu^2} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.38)$$

Reemplazando todos los términos por sus valores respectivos en la ecuación (3.38), según lo descrito en el paso, se obtiene que:

$$h_{conv} = 3.10 \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$$

Para la condición de  $Ra > 10^7$ , se observa que el coeficiente de transferencia de calor por convección, ecuación (3.38) es independiente de la dimensiones que pueda tener el área en el cual se requiere definir este parámetro, por tal motivo tomaremos el valor  $h_{conv}$  como el valor promedio del coeficiente convectivo de transferencia de calor por convección natural presente en cada elemento diferencial.

Ya habiendo definido y asumido el valor  $h_{conv}$  (ecuación 3.38), procedemos a escribir la ecuación característica de esta clase de nodo (Figura 3.43), por el método de balance de energía.



**Figura Nº 3. 43: Balance térmico en el nodo 4.**  
Fuente: creación propia

Por el método de balance de energía considerando que todos los procesos de transferencia de calor entran al nodo 4, se obtiene la ecuación (3.39)

$$q_{conv} + q_{rad} + q_{3-4} + q_{5-4} + q_{81-4} = 0 \quad (3.39)$$

Reemplazando cada término de la ecuación (3.39) por su ecuación característica, sea transferencia de calor por convección natural ( $q_{conv}$ ), radiación ( $q_{rad}$ ) o conducción ( $q_{3-4}, q_{5-4}, q_{81-4}$ ), ecuación (3.40)

$$A_1 \cdot h_{conv} (T_\infty - T_4) + \varepsilon \cdot \sigma \cdot A_1 \cdot (T_{alred}^4 - T_4^4) + \frac{K_M \cdot A_2}{L_2} (T_3 - T_4) + \frac{K_M \cdot A_3}{L_3} (T_5 - T_4) + \frac{K_M \cdot A_4}{L_4} (T_{81} - T_4) = 0 \quad (3.40)$$

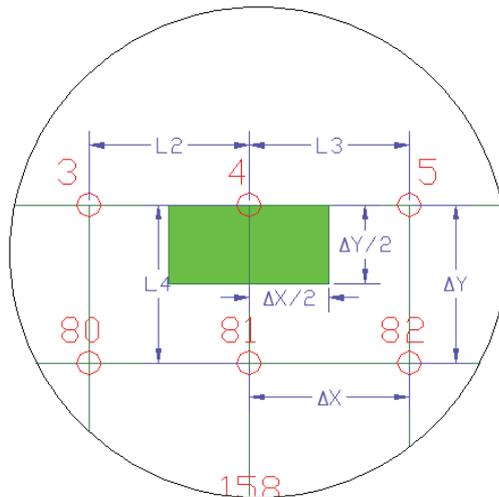
Para definir el volumen de control para el nodo 4 usaremos las dimensiones que se indican en la figura 3.44, se tendrá en cuenta que la profundidad del área sombreada de color verde en la figura 3.44 tiene el valor de la unidad, se tiene que,

$$L_2 = L_3 = L_4 = \Delta X = \Delta Y = 2\text{mm}$$

$$A_1 = A_4 = 1 * \Delta X$$

$$A_2 = A_3 = 1 * \frac{\Delta Y}{2}$$

Reemplazando estos valores en la ecuación (3.40), operando y despejando la temperatura en el nodo 4 ( $T_4$ ), se obtiene la ecuación (3.41)



**Figura N° 3. 44: dimensiones del volumen de control en el nodo 4.**

**Fuente: creación propia**

$$T_4 = \frac{K_C}{(4 * K_C + 2 * \Delta X * h_{conv})} \left[ T_3 + T_4 + 2 * T_{81} + \frac{2 * \Delta X * h_{conv}}{K_C} * T_{\infty} + \frac{2 * \Delta X * \epsilon * \sigma}{K_C} * (T_{alred}^4 - T_4^4) \right] \quad (3.41)$$

Como se observa en la ecuación (3.41) la temperatura  $T_4$  no se puede despejar porque esta ecuación no es lineal, entonces, para resolver este tipo de ecuación será necesario recurrir a métodos iterativos.

El procedimiento para obtener la ecuación característica de los demás nodos será el mismo, al que se usó para el nodo 4, por tal motivo en los demás casos solo se colocara la ecuación característica obviando el proceso del cálculo.

## B. NODOS CLASE II

El análisis para este clase es similar a la anterior con la diferencia que el este caso se trata de del vértice que se ubica en la esquina de la geometría como se ve en la figura 3.45, entonces resulta la ecuación 3.42.

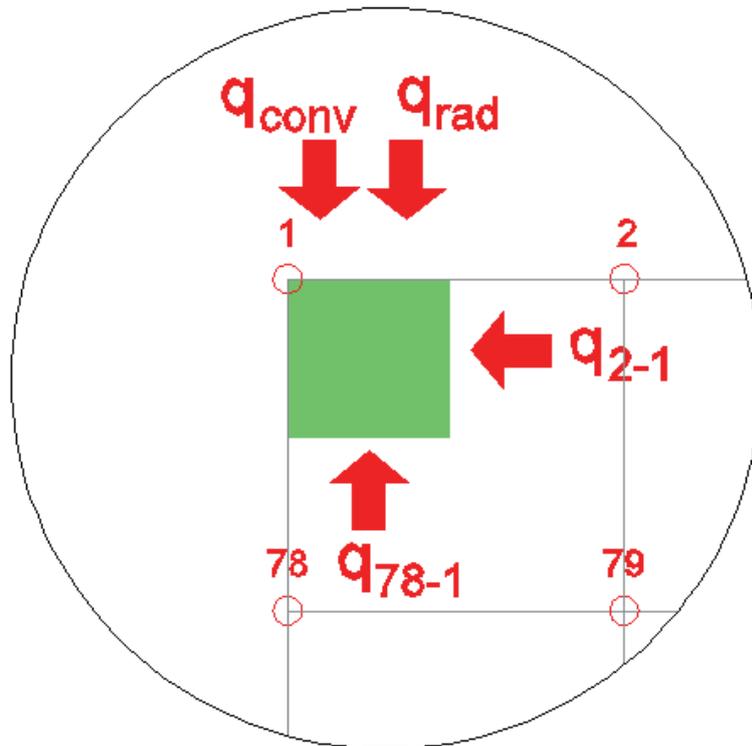


Figura N° 3. 45: Balance térmico en el nodo 1.

Fuente: creación propia

Ecuación característica.

$$T_1 = \frac{K_C}{(2 * K_C + * \Delta X * h_{conv})} \left[ T_2 + T_{72} + \frac{\Delta Y * h_{conv}}{K_C} * T_{\infty} + \frac{\Delta Y * \epsilon * \sigma}{K_C} * (T_{alred}^4 - T_1^4) \right] \quad (3. 42)$$

### C. NODOS CLASE III

Nodo frontera dentro del mortero, Figura 3.46.

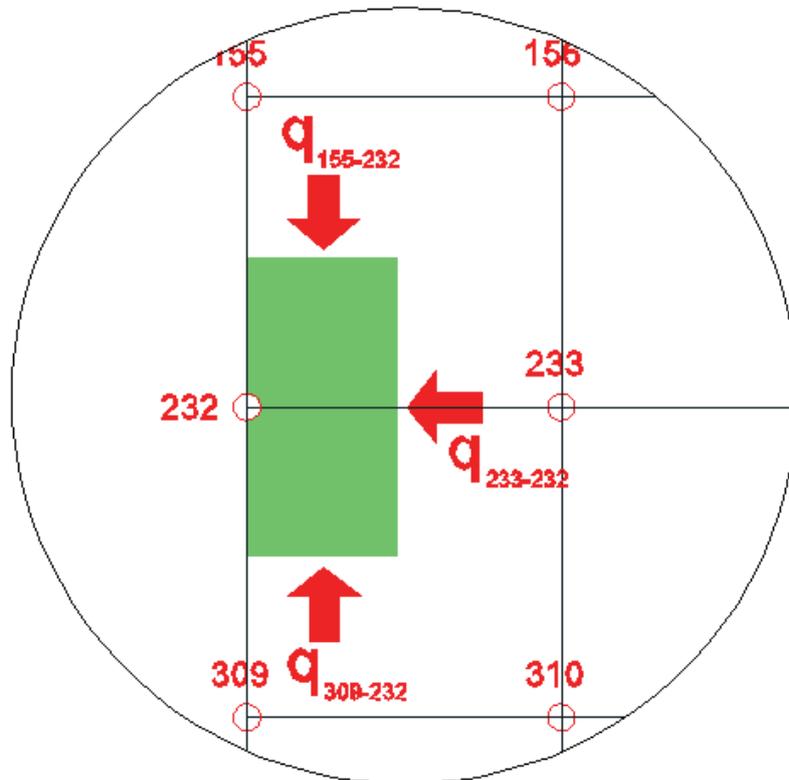


Figura Nº 3. 46: Balance térmico en el nodo 232.

Fuente: creación propia

Ecuación característica.

$$T_{232} = \frac{1}{4} * (2 * T_{233} + T_{155} + T_{309}) \quad (3. 43)$$

#### D. NODOS CLASE IV

Nodo frontera entre mortero y aislante, Figura 3.47

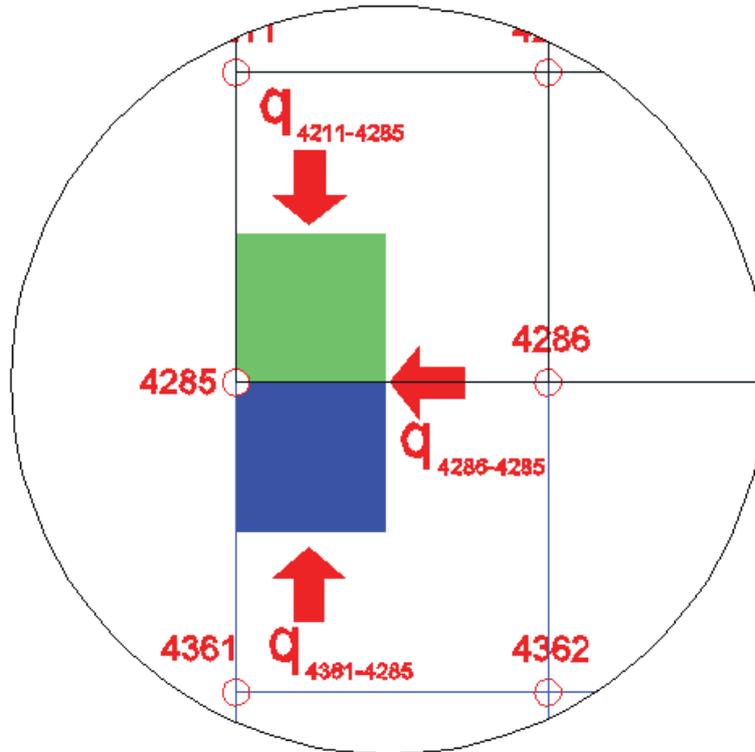


Figura N° 3. 47: Balance térmico en el nodo 4285.

Fuente: creación propia

Ecuación característica.

$$T_{4285} = \frac{K_C * T_{4211} + K_A * T_{4361} + (K_C + K_A) * T_{4286}}{2 * (K_C + K_A)} \quad (3. 44)$$

### E. NODOS CLASE V

Nodo frontera entre aislante y la loza, Figura 3.48.

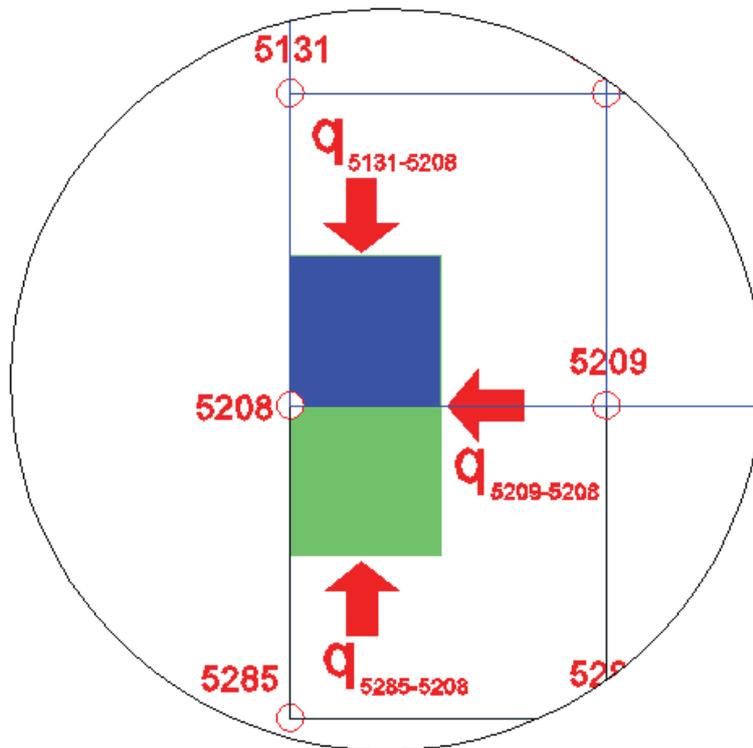


Figura Nº 3. 48: Balance térmico en el nodo 5208.  
Fuente: creación propia

Ecuación característica.

$$T_{5208} = \frac{K_A * (T_{5131} + T_{5209}) + K_C * (T_{5285} + T_{5209})}{2 * (K_A + K_C)} \quad (3. 45)$$

## F. NODOS CLASE VI

Nodo frontera entre aislante y la loza, Figura 3.49.

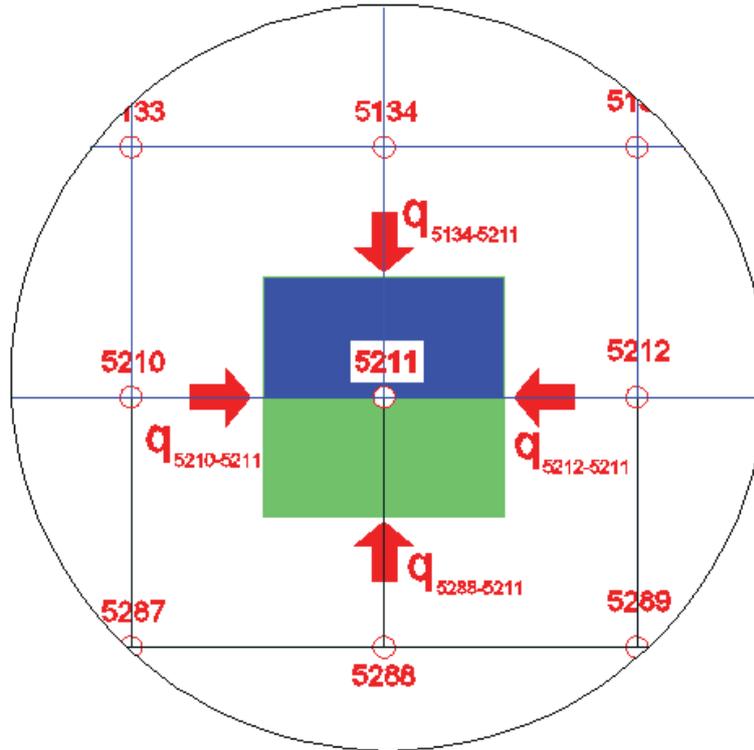


Figura N° 3. 49: Balance térmico en el nodo 5211.  
Fuente: creación propia

Ecuación característica.

$$T_{5211} = \frac{2 * K_A * T_{5134} + (K_A + K_C) * (T_{5210} + T_{5212}) + 2 * K_C * T_{5288}}{4 * (K_A + K_C)} \quad (3. 46)$$

## G. NODOS CLASE VII

Nodo frontera entre mortero y aislante, Figura 3.50.

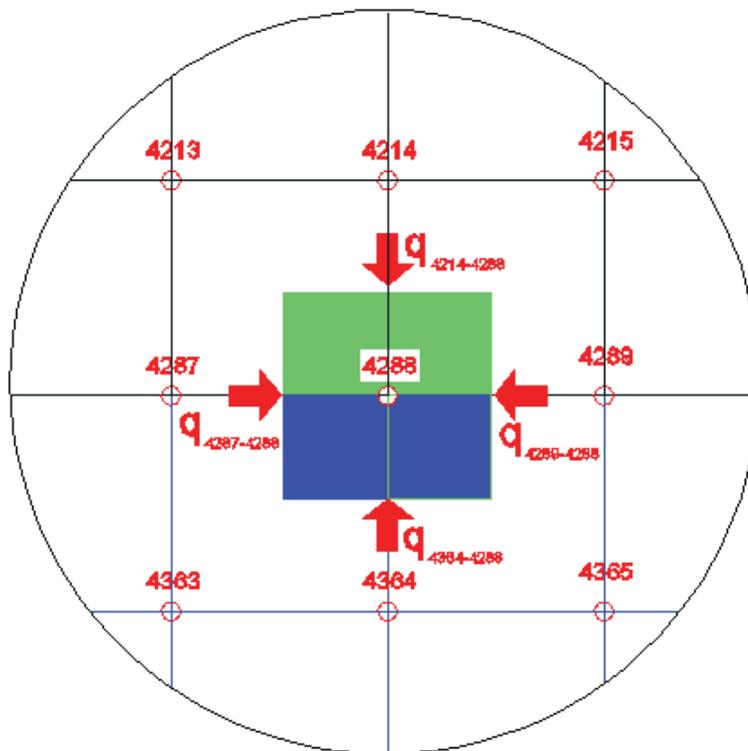


Figura N° 3. 50: Balance térmico en el nodo 4288.  
Fuente: creación propia

Ecuación característica.

$$T_{4288} = \frac{2 * K_C * T_{4214} + (K_A + K_C) * (T_{4287} + T_{4289}) + 2 * K_A * T_{4364}}{4 * (K_A + K_C)} \quad (3. 47)$$

## H. NODOS CLASE VIII

Para el análisis de los nodos cercanos a la tubería se procederá según lo desarrollado en el capítulo II, para ello se muestra las figuras correspondientes a cada nodo y la sección sombreada correspondiente donde se encuentran las dimensiones que intervienen en el proceso de transferencia de calor.

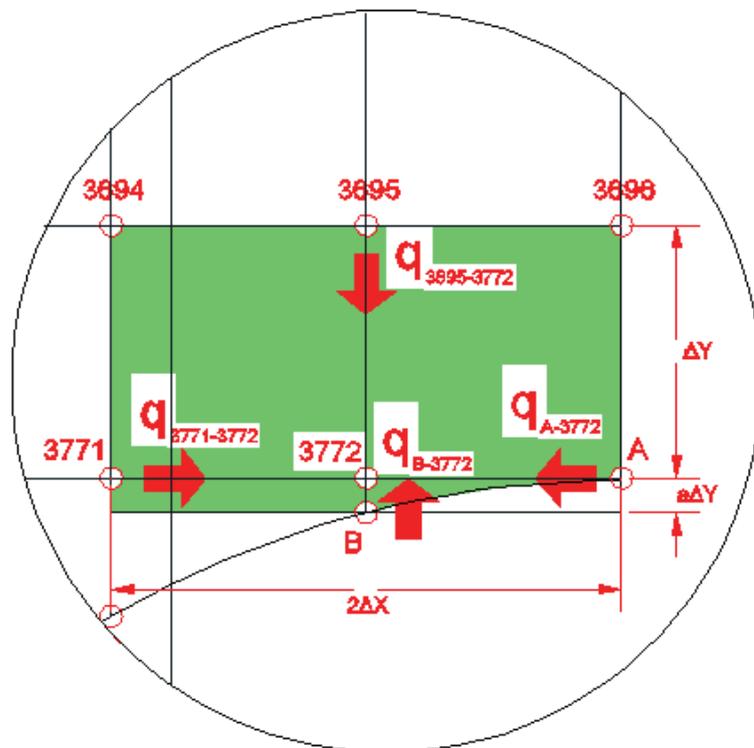
Estos nodos interactúan con los nodos que están en contacto con el diámetro exterior de la tubería los cuales están designados con las letras A, B, C, D, E, F, G, H, I, J, K, L, M, N, O, ver **ANEXO D-01**.

Para este caso los valores de “a”, “c” y “d” son fracciones de  $\Delta X$  o de  $\Delta Y$ , se muestran en la tabla N° 3.14.

**Tabla 3. 14**

| Dato | Valor  |
|------|--------|
| a    | 0.1387 |
| c    | 0.368  |
| d    | 0.545  |

**H.1. NODO 3772:** interactúa con nodos contenidos en el mortero (color verde).



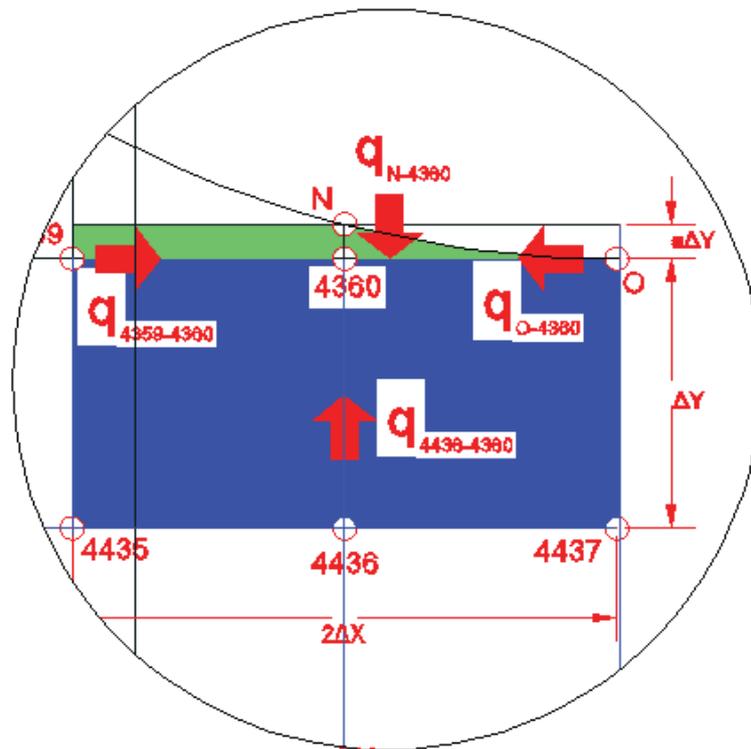
**Figura N° 3. 51: Balance térmico en el nodo 3772.**

Fuente: creación propia

Ecuación característica.

$$T_{3772} = \frac{a * (a + 1) * (T_A + T_{3771}) + 2 * a * T_{3695} + 2 * T_B}{2 * (a + 1)^2} \quad (3. 48)$$

**H.2. NODO 4360:** interactúa con nodos contenidos en el mortero (color verde) y el aislante (color azul).



**Figura N° 3. 52: Balance térmico en el nodo 4360.**  
Fuente: creación propia

Ecuación característica.

$$T_{3772} = \frac{a * (a * K_C + K_A) * (T_O + T_{4359}) + 2 * K_C * T_N + 2 * a * K_A * T_{4436}}{2 * (a^2 * K_C + 2 * a * K_A + K_C)} \quad (3. 49)$$

H.3. NODO 3771: interactúa con nodos contenidos en el mortero.

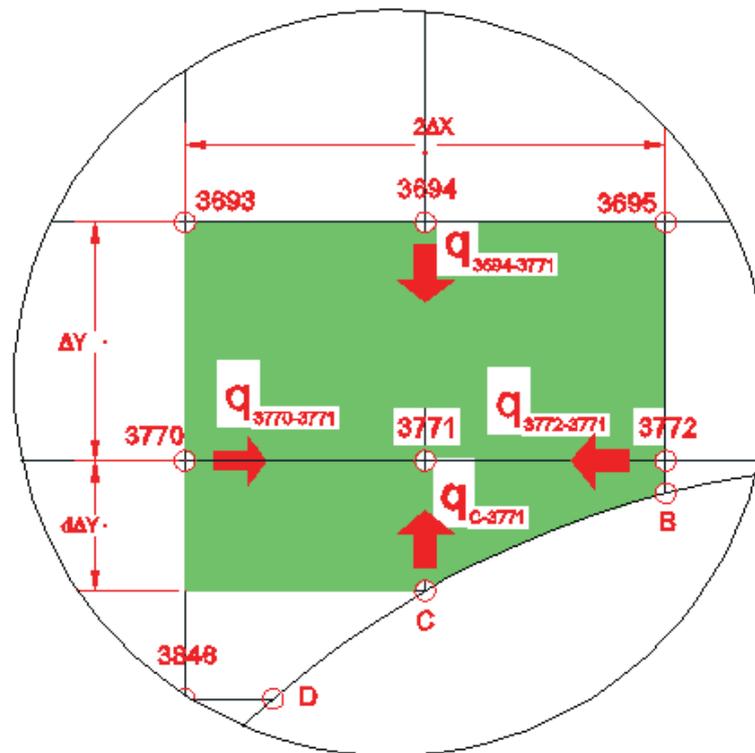


Figura N° 3. 53: Balance térmico en el nodo 3771.  
Fuente: creación propia

Ecuación característica.

$$T_{3771} = \frac{d * (1 + d) * (T_{3770} + T_{3772}) + 2 * d * T_{3694} + 2 * T_C}{2 * (1 + d)^2} \quad (3. 50)$$

H.4. NODO 4359: interactúa con nodos contenidos en el mortero y el aislante.

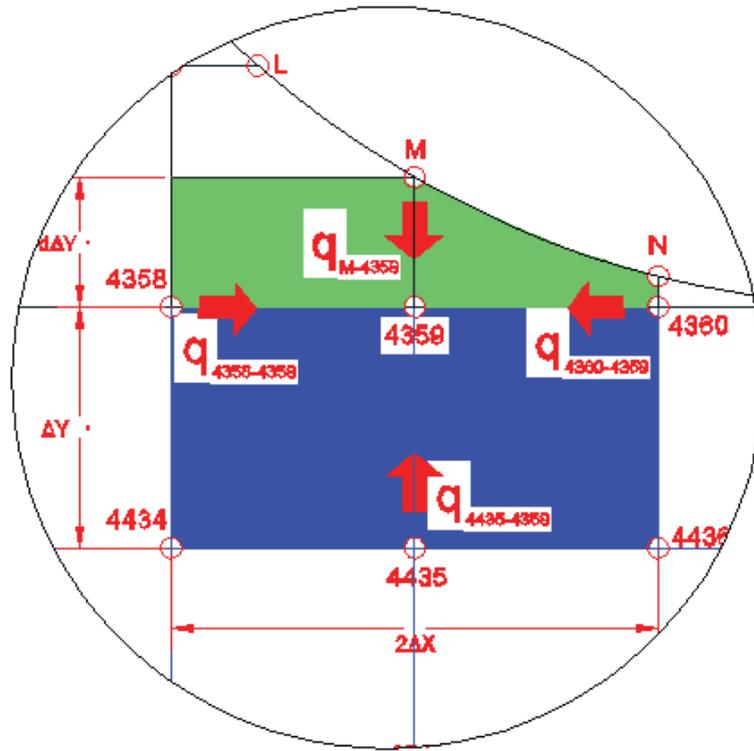


Figura Nº 3. 54: Balance térmico en el nodo 4359.  
Fuente: creación propia

Ecuación característica.

$$T_{4359} = \frac{d * (d * K_C + K_A) * (T_{4358} + T_{4360}) + 2 * K_C * T_M + 2 * d * K_A * T_{4435}}{2 * (d^2 * K_C + 2 * d * K_A + K_C)} \quad (3. 51)$$

H.5. NODO 3846: interactúa con nodos contenidos en el mortero.

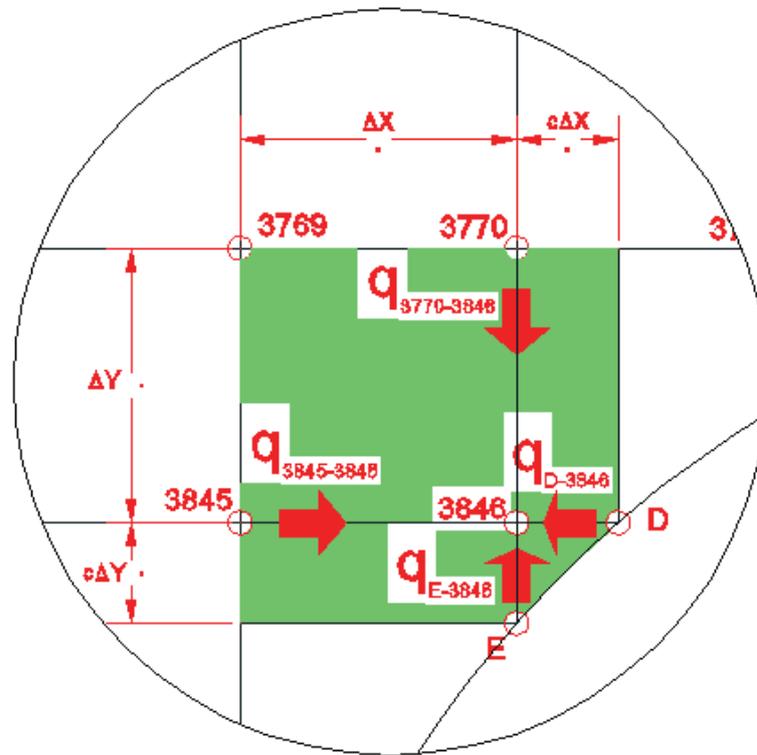


Figura N° 3. 55: Balance térmico en el nodo 3846.  
Fuente: creación propia

Ecuación característica.

$$T_{3846} = \frac{c * (T_{3845} + T_{3770}) + T_D + T_E}{2 * (1 + c)} \quad (3. 52)$$

H.6. NODO 4284: interactúa con nodos contenidos en el mortero.

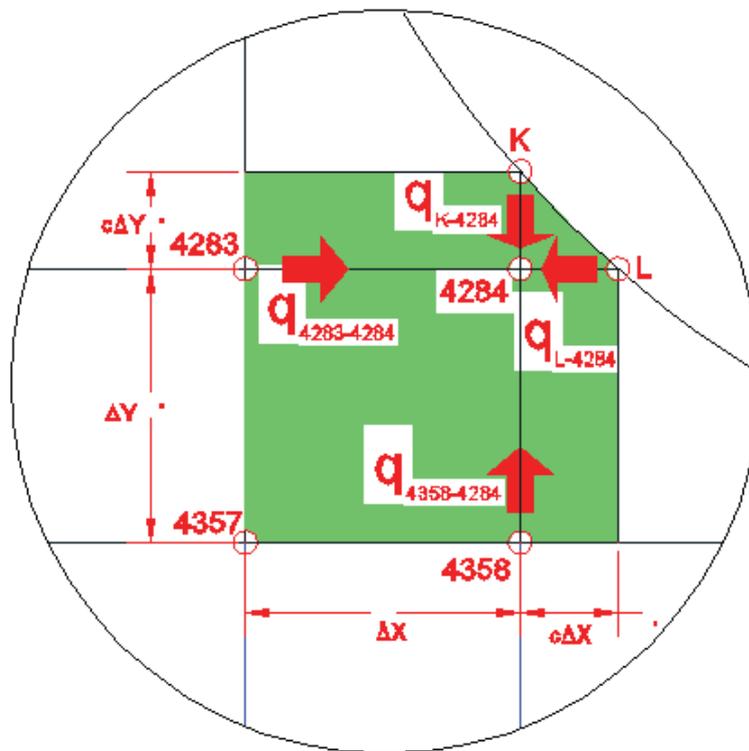


Figura N° 3. 56: Balance térmico en el nodo 4284.  
Fuente: creación propia

Ecuación característica.

$$T_{4284} = \frac{c * (T_{4283} + T_{4358}) + T_K + T_L}{2 * (1 + c)} \quad (3. 53)$$

H.7. NODO 3919: interactúa con nodos contenidos en el mortero.

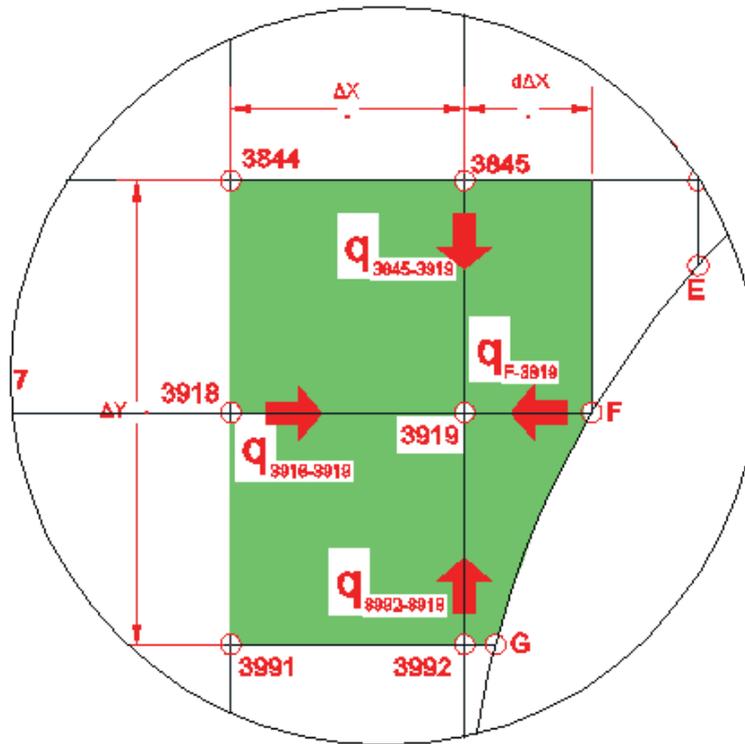


Figura N° 3. 57: Balance térmico en el nodo 3919.  
Fuente: creación propia

Ecuación característica.

$$T_{3919} = \frac{d * (1 + d) * (T_{3845} + T_{3992}) + 2 * d * T_{3918} + 2 * T_F}{2 * (1 + d)^2} \quad (3. 54)$$

H.8. NODO 4210: interactúa con nodos contenidos en el mortero

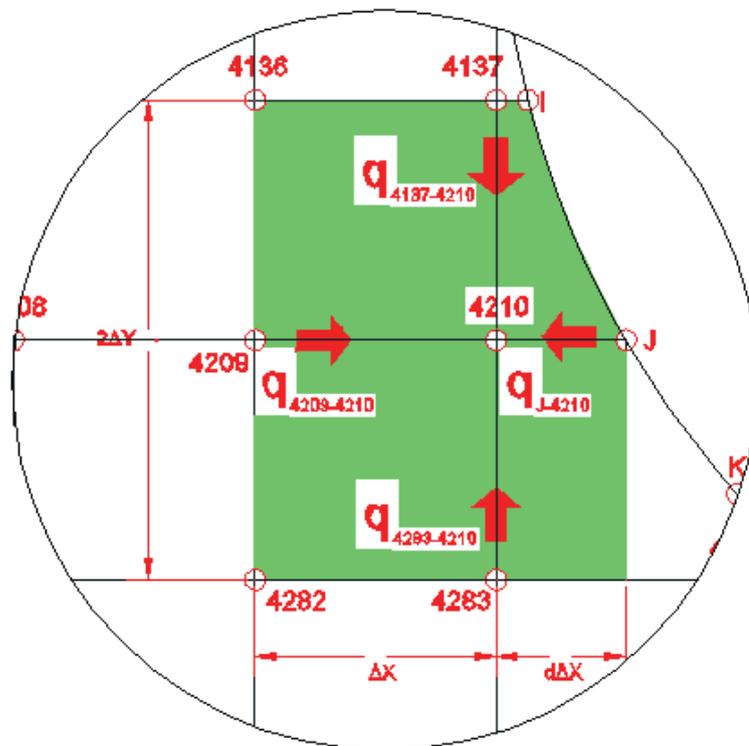


Figura Nº 3. 58 : Balance térmico en el nodo 4210.  
Fuente: creación propia

Ecuación característica.

$$T_{4210} = \frac{d * (1 + d) * (T_{4137} + T_{4283}) + 2 * d * T_{4209} + 2 * T_J}{2 * (1 + d)^2} \quad (3. 55)$$

H.9. NODO 3992: interactúa con nodos contenidos en el mortero

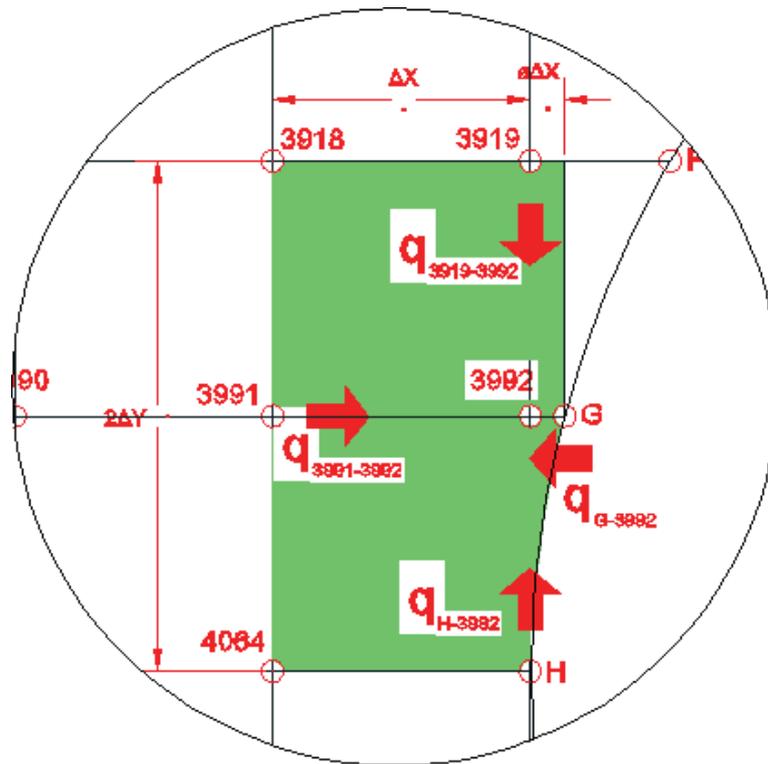
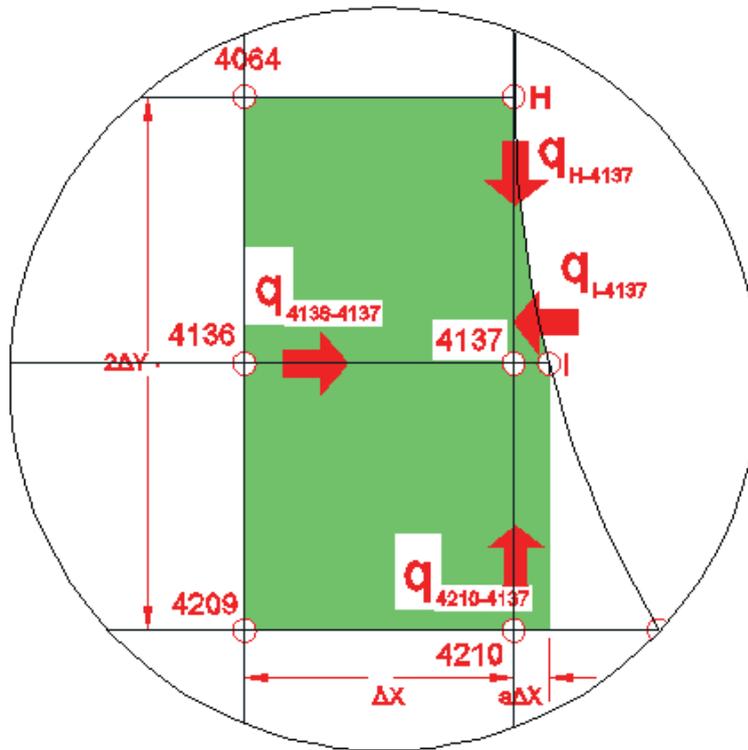


Figura N° 3. 59: Balance térmico en el nodo 3992.  
Fuente: creación propia

Ecuación característica.

$$T_{3992} = \frac{a * (a + 1) * (T_H + T_{3919}) + 2 * a * T_{3991} + 2 * T_G}{2 * (a + 1)^2} \quad (3. 56)$$

**H.10. NODO 4210:** interactúa con nodos contenidos en el mortero



**Figura N° 3. 60 Balance térmico en el nodo 4137.**  
Fuente: creación propia

Ecuación característica.

$$T_{3772} = \frac{a * (a + 1) * (T_H + T_{4210}) + 2 * a * T_{4136} + 2 * T_I}{2 * (a + 1)^2} \quad (3. 57)$$

## I. NODOS CLASE IX

Nodos que interactúan con nodos dentro del mismo material y no se encuentran en frontera alguna, Figura 3.61.

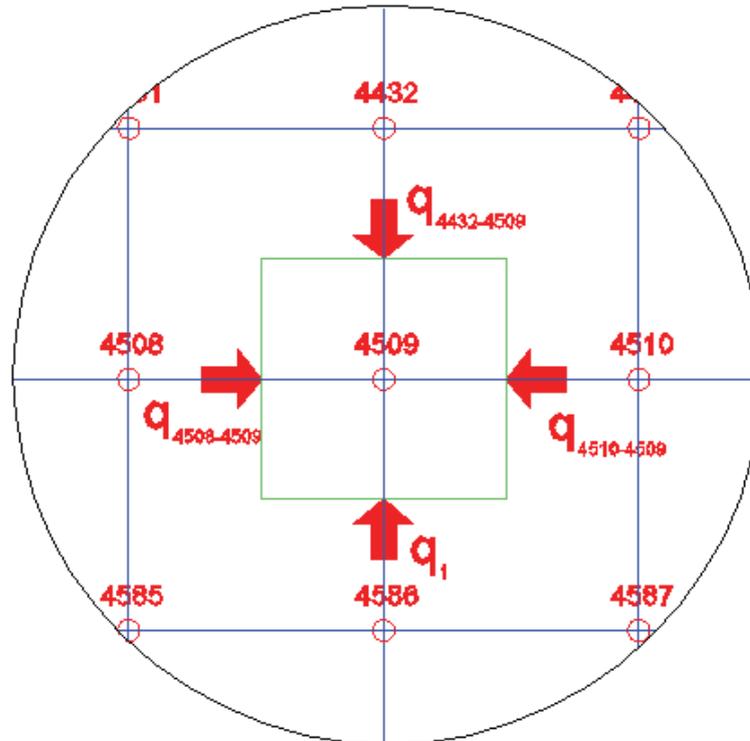


Figura Nº 3. 61: Balance térmico en el nodo 4509.  
Fuente: creación propia

Ecuación característica.

$$T_{4509} = \frac{1}{4} * (T_{4432} + T_{4508} + T_{4586} + T_{4510}) \quad (3. 58)$$

### 3.6.5. SOLUCIÓN DE LAS ECUACIONES CARACTERÍSTICAS EN CADA NODO

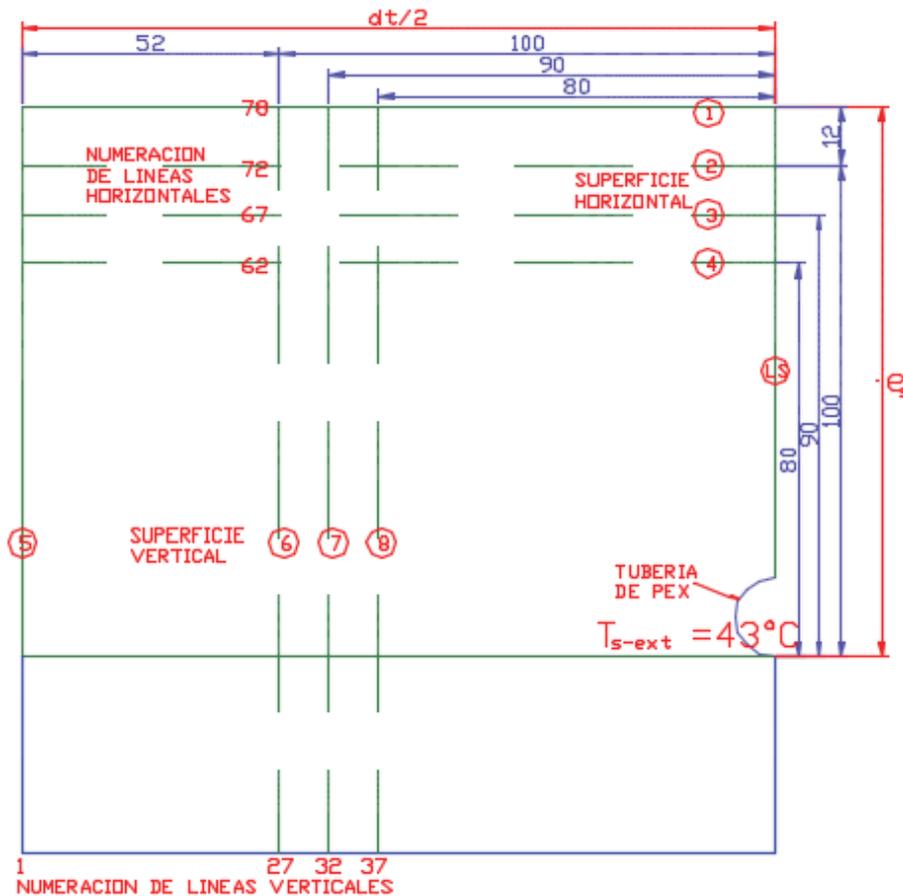
Como ya se estableció las ecuaciones para todos los nodos presentes según su posición en el arreglo de la malla ahora se tiene que resolver un sistema de ecuación de tantas ecuaciones como nodos hay en la malla, es decir un sistema de 5977 variables con la misma cantidad de ecuaciones, para la resolución de esta cantidad de ecuaciones utilizaremos el método iterativo de Gauss-Seidel, para poder utilizar este método podríamos usar paquetes de programación como el matlab, Excel u otro paquete comercial, en esta tesis se usara el Excel para solucionar todas las ecuaciones aprovechando la herramienta de cálculo iterativo que presenta este programa en la cual basta ingresar el número de iteraciones y el cambio máximo que en nuestro caso es la diferencia de la iteración anterior y la iteración actual o en otros términos el error del cálculo.

La unidad de las temperaturas se presenta en grados kelvin porque al estar trabajando con la transferencia de calor por radiación, la ecuación de Stefan-Boltzmann solo admite datos de temperatura en grados kelvin.

En la hoja de cálculo variamos la temperatura en la superficie exterior de la tubería de PEX-AL-PEX  $T_{S-ext}$ , hasta llegar al valor de 43°C el cual consideramos que es un valor adecuado para el diseño de suelo radiante, para el valor de  $T_{S-ext} = 43^{\circ}\text{C} = 316^{\circ}\text{K}$  la temperatura en todos los nodos se muestra en el **ANEXO D-02** donde también se muestran las isotermas en el mortero.

### 3.6.6. SELECCIÓN DEL ESPESOR DE MORTERO

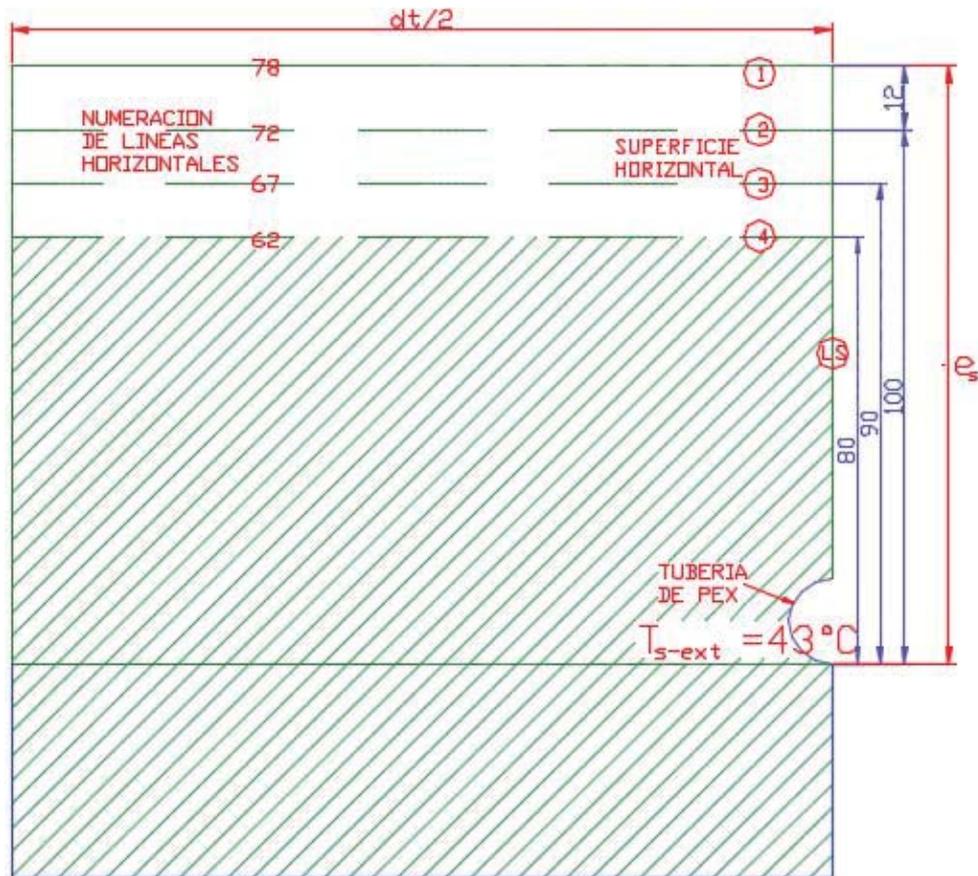
Ahora, para describir la forma de la selección de las dimensiones de “ $d_T/2$ ” y “ $e_S$ ”, dimensiones que deben de ser consideradas según la demanda energética del sistema, utilizaremos las dimensiones especificadas en la figura 3.62, cabe mencionar que al seleccionar las dimensiones finales del mortero que envolverá a la tubería de PEX, la superficie de este, que este en contacto con el aire del interior de la oficina será recubierta por mayólica y se tiene que considerar el recubrimiento de mayólica y el pegamento que es necesario para fijar la mayólica en el mortero, y cuyos coeficientes de transferencia de calor son menores al del mortero de cemento.



**Figura N° 3. 62: valores de las dimensiones de  $d_T/2$  y  $e_s$  ,  
dimensiones en milímetros**

**Fuente: creación propia**

Al obtener los valores de temperatura en cada nodo procedemos a verificar los valores de estos en cada superficie, valores que deben de ser superiores al valor de  $29^{\circ}\text{C}$  o  $302^{\circ}\text{K}$ , porque como se dijo antes, esta superficie será cubierta por mayólica, para ello se consideran las superficies horizontales 1, 2, 3, y 4, ver figura 3.62, que se encuentran sobre las líneas horizontales 78, 72, 67 y 62 respectivamente, numeración que se puede verificar en el **ANEXO D-02**, cada una de estas superficies está determinada por un valor de  $e_s$  como se muestra en la figura 3.63, al revisar los valores de la temperatura sobre cada nodo en el **ANEXO D-02** en las cuatro superficies horizontales observamos que la superficie N° 4 presenta valores de temperaturas en los nodos que están sobre esta, son mayores a  $302^{\circ}\text{K}$  y con la condición que esta superficie será cubierta por mayólica que tiene una conductividad térmica menor que la del mortero de cemento, se considera que esta superficie será la adecuada para transmitir la cantidad de calor requerido por el sistema, entonces, el valor para  $e_s$  que es el espesor del mortero en el suelo radiante viene a ser de 80 mm.



**Figura N° 3. 63: Selección de la dimensión de  $e_s$**   
**Fuente: creación propia**

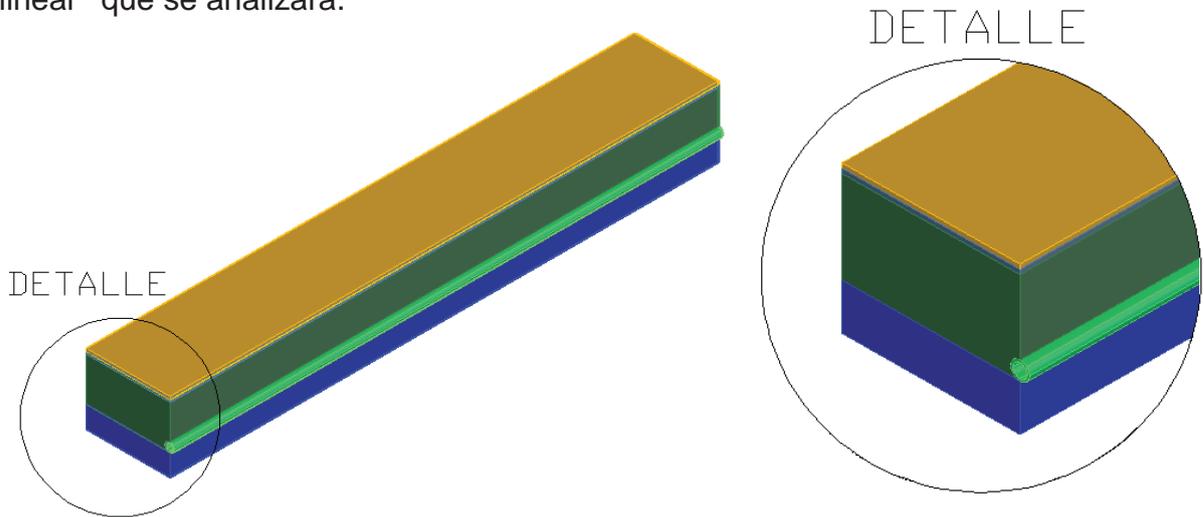
### 3.6.7. SELECCIÓN DE PASO DE TUBERIA Y LONGITUD DE TUBERIA

Para determinar el valor de la distancia entre tubos o paso de tubería  $d_T$  procedemos a cubrir la superficie horizontal 4 con mayólica como se muestra en la figura 3.68, para el caso los espesores de mayólica y el pegamento usado para fijar la mayólica al mortero de cemento será de 4mm, para determinar el valor de  $d_T/2$ , consideremos los valores de  $d_T/2$  delimitados por las superficies verticales 5, 6,7, 8 y 9 se tienen cinco longitudes de la superficie horizontal 4 de 152, 125, 100, 90 y 80 mm respectivamente, como se indica en la figura 3.68.

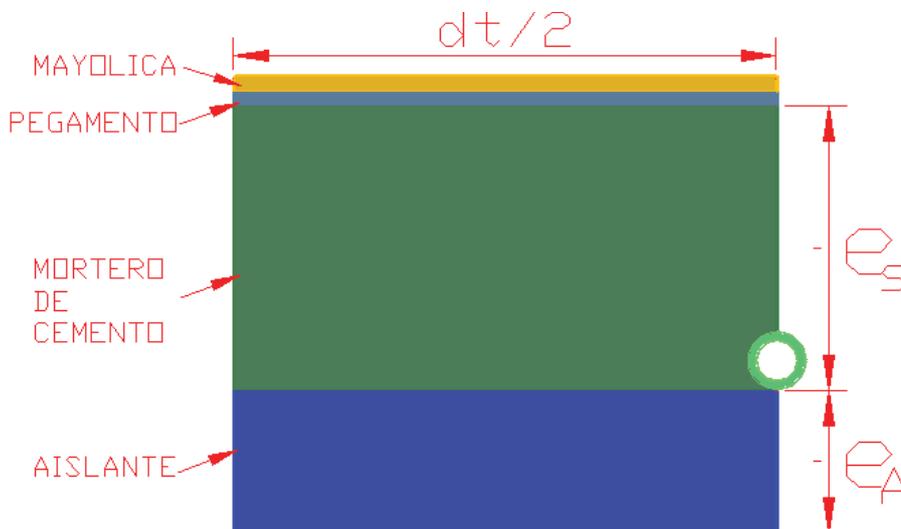
Teniendo en cuenta que la longitud de tubería requerida en toda la superficie de la oficina se puede calcular en función del paso tubería ( $d_T$ ) con la ecuación (3.59).

$$L = \frac{A_S}{d_T} [m] \quad (3.59)$$

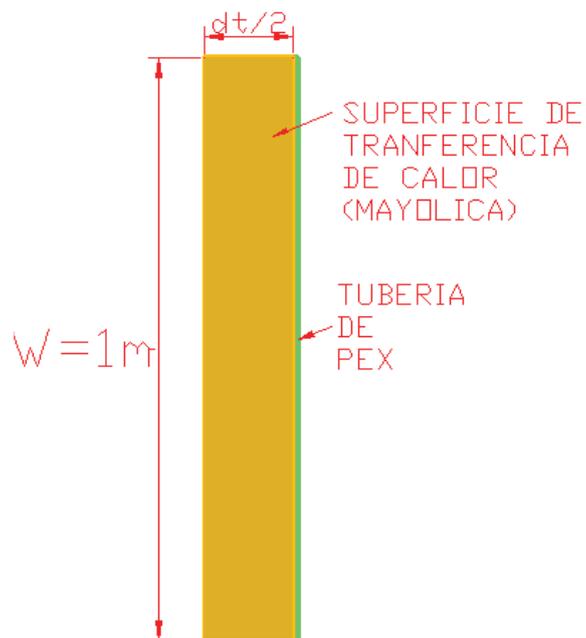
Necesitamos saber cuál es la transferencia de calor por metro lineal de tubería, en las figuras 3.64, 3.65, 3.66 y 3.67 se detallan los componentes del metro lineal que se analizará.



**Figura N° 3.64: vista isométrica del metro lineal de tubería.**  
Fuente: creación propia



**Figura N° 3.65: vista frontal del metro lineal de tubería.**  
Fuente: creación propia



**Figura Nº 3. 66: vista de planta del metro lineal.**

**Fuente: creación propia**



**Figura Nº 3. 67: vista lateral derecha del metro lineal de tubería.**

**Fuente: creación propia**

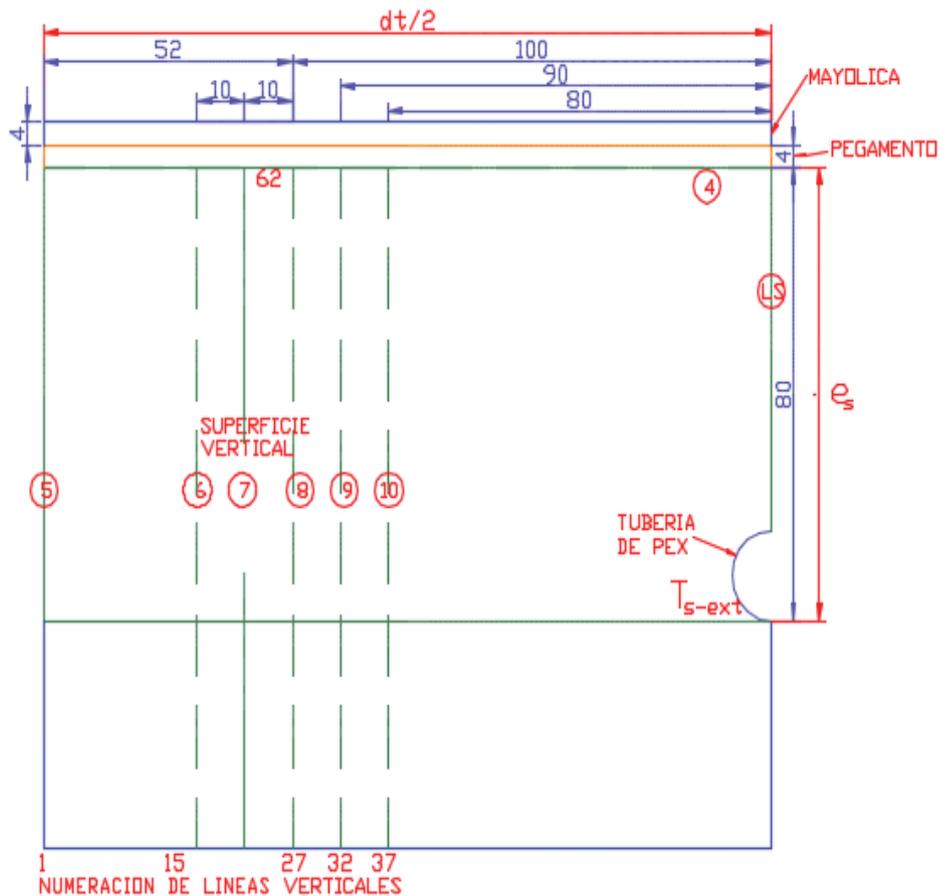
Habiendo ya descrito todos los componentes del metro lineal de tubería que se está analizando se procede a calcular la transferencia de calor en la superficie de la cubierta de mayólica variando el valor de  $d_T/2$  delimitado por la superficies verticales 5, 6, 7, 8, 9 y 10 como se indica en la figura 3.68.

Para cada valor de  $d_T/2$  se tendrá un área superficial de transferencia de calor distinto, al variar el valor de  $d_T/2$  pero se mantiene constante el valor de la longitud  $W=1\text{m}$ .

También se disminuirá la temperatura en la superficie del tubo de PEX AL PEX ( $T_{s-ext}$ ), porque al disminuir la masa y el volumen de mortero, es lógico pensar que se necesitara una menor temperatura de impulsión del agua para obtener la temperatura deseada en la superficie.

El área en la superficie por metro lineal de tubería es.

$$A_T = 2 * \frac{d_T}{2} * W \text{ [m}^2\text{]} \quad (3. 60)$$



**Figura Nº 3. 68: Selección de la dimensión de  $d_T/2$  en la vista frontal del metro lineal de tubería.**

**Fuente: creación propia**

Como ya se defino anteriormente el proceso de transferencia de calor en la superficie es por convección natural y radiación (ecuaciones 3.32 y 3.33), entonces se calculara la transferencia de calor en cada nodo luego se sumara estos valores para calcular el total de transferencia de calor para cada valor de  $d_T/2$  y así saber cuál es la transferencia de calor por metro lineal de tubería

y multiplicarla por la longitud de tubería y calcular el total de calor transferido por la superficie.

La temperatura  $T_{s-ext}$  que se considera para estos cálculos es de  $41^{\circ}\text{C}$ , con este valor de ingreso se procederá a calcular las temperaturas en cada nodo y se seleccionara el valor de  $d_T/2$  que se adecue a nuestra necesidad.

### 3.6.7.1. PASO DE TUBERIA DE $d_T = 0.16 \text{ m}$

Para comenzar con el análisis procedemos a seleccionar el área achurada de la figura 3.69 delimitada por la superficie vertical N° 10 que determina un valor de  $d_T/2 = 80\text{mm}$  se calcula las temperaturas en esta sección las cuales se pueden apreciar en el **ANEXO D-03**, ahora calculamos la transferencia de calor en cada nodo ( $T_i$ : temperatura i-esima en la superficie) por convección natural y radiación en la superficie de la cubierta de mayólica como se muestra en el **ANEXO D-03**,

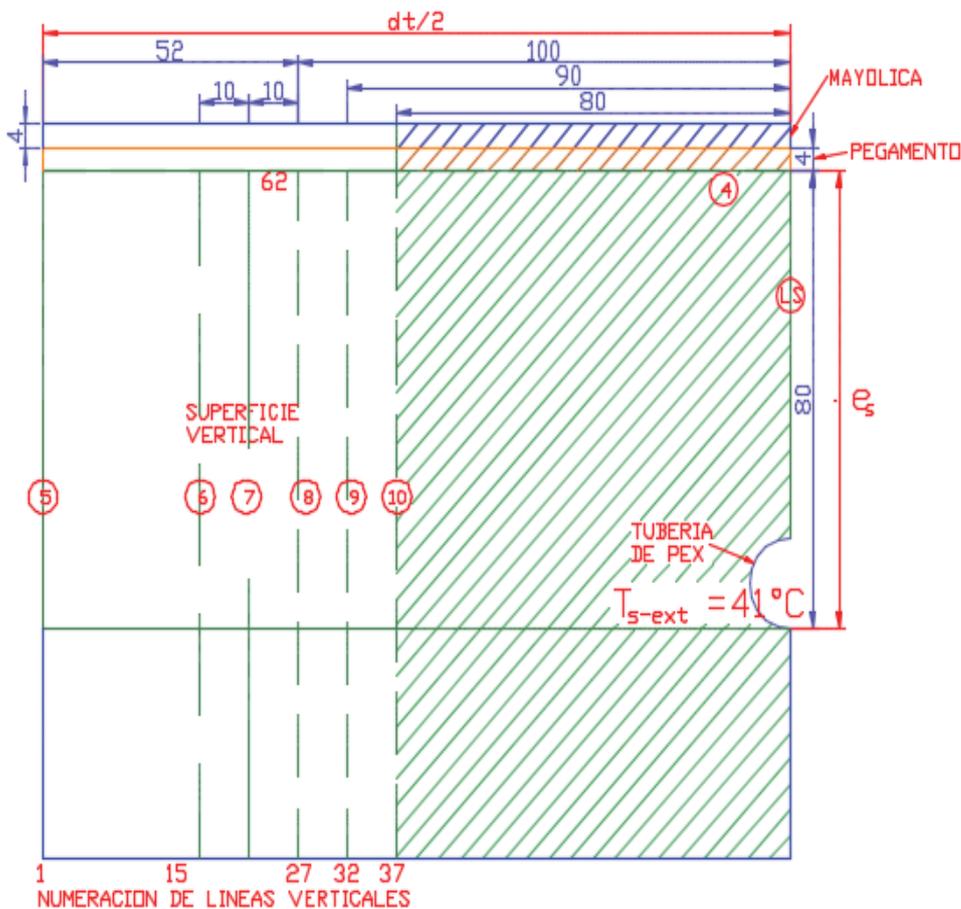


Figura N° 3. 69: Región de análisis para  $d_T/2 = 80\text{mm}$

Fuente: creación propia

Teniendo en cuenta los valores de la tabla 3.15 calcularemos la transferencia de calor en cada nodo como se indica en la tabla 3.16.

**Tabla 3. 15**

| <b>Descripción</b>                        | <b>Símbolo</b> | <b>Unidad</b>     | <b>Valor</b>     |
|---|----------------|-------------------|------------------|
| Área del elemento finito en la superficie | $\Delta A$     | $[m^2]$           | 0.002            |
| Emisividad                                | $\epsilon$     | --                | 0.94             |
| Cte. Stefan-Boltzmann                     | $\sigma$       | $W/m^2 \cdot K^4$ | $5.67 * 10^{-8}$ |
| Temp. De los alrededores                  | $T_{alrd}$     | $[^{\circ}K]$     | 291              |
| Temp. Del aire                            | $T_{\infty}$   | $[^{\circ}K]$     | 291              |
| Coeficiente convectivo                    | $h_{conv}$     | $W/m^2 \cdot K$   | 3.1              |

**Tabla 3. 16**

| UBICACIÓN |         | $T_i$<br>[°K] | $Q_{conv-i}$<br>[W] | $Q_{rad-i}$<br>[W] | Q<br>[W] |
|-----------|---------|---------------|---------------------|--------------------|----------|
| FILA      | COLUMNA |               |                     |                    |          |
| 66        | 1       | 303.20        | 0.038               | 0.068              | 0.144    |
| 66        | 2       | 303.20        | 0.076               | 0.136              | 0.212    |
| 66        | 3       | 303.20        | 0.076               | 0.136              | 0.212    |
| 66        | 4       | 303.20        | 0.076               | 0.137              | 0.212    |
| 66        | 5       | 303.21        | 0.076               | 0.137              | 0.212    |
| 66        | 6       | 303.22        | 0.076               | 0.137              | 0.212    |
| 66        | 7       | 303.23        | 0.076               | 0.137              | 0.213    |
| 66        | 8       | 303.24        | 0.076               | 0.137              | 0.213    |
| 66        | 9       | 303.25        | 0.076               | 0.137              | 0.213    |
| 66        | 10      | 303.26        | 0.076               | 0.137              | 0.213    |
| 66        | 11      | 303.27        | 0.076               | 0.137              | 0.213    |
| 66        | 12      | 303.29        | 0.076               | 0.138              | 0.214    |
| 66        | 13      | 303.31        | 0.076               | 0.138              | 0.214    |
| 66        | 14      | 303.33        | 0.076               | 0.138              | 0.214    |
| 66        | 15      | 303.34        | 0.077               | 0.138              | 0.215    |
| 66        | 16      | 303.36        | 0.077               | 0.138              | 0.215    |
| 66        | 17      | 303.39        | 0.077               | 0.139              | 0.215    |
| 66        | 18      | 303.41        | 0.077               | 0.139              | 0.216    |
| 66        | 19      | 303.43        | 0.077               | 0.139              | 0.216    |
| 66        | 20      | 303.45        | 0.077               | 0.139              | 0.217    |
| 66        | 21      | 303.47        | 0.077               | 0.140              | 0.217    |
| 66        | 22      | 303.50        | 0.077               | 0.140              | 0.217    |
| 66        | 23      | 303.52        | 0.078               | 0.140              | 0.218    |
| 66        | 24      | 303.54        | 0.078               | 0.141              | 0.218    |
| 66        | 25      | 303.57        | 0.078               | 0.141              | 0.219    |
| 66        | 26      | 303.59        | 0.078               | 0.141              | 0.219    |
| 66        | 27      | 303.61        | 0.078               | 0.141              | 0.220    |
| 66        | 28      | 303.63        | 0.078               | 0.142              | 0.220    |
| 66        | 29      | 303.65        | 0.078               | 0.142              | 0.220    |
| 66        | 30      | 303.67        | 0.079               | 0.142              | 0.221    |
| 66        | 31      | 303.69        | 0.079               | 0.142              | 0.221    |
| 66        | 32      | 303.70        | 0.079               | 0.142              | 0.221    |
| 66        | 33      | 303.72        | 0.079               | 0.143              | 0.221    |
| 66        | 34      | 303.73        | 0.079               | 0.143              | 0.222    |
| 66        | 35      | 303.74        | 0.079               | 0.143              | 0.222    |
| 66        | 36      | 303.75        | 0.079               | 0.143              | 0.222    |
| 66        | 37      | 303.76        | 0.079               | 0.143              | 0.222    |
| 66        | 38      | 303.77        | 0.079               | 0.143              | 0.222    |
| 66        | 39      | 303.77        | 0.079               | 0.143              | 0.223    |
| 66        | 40      | 303.78        | 0.079               | 0.143              | 0.223    |
| 66        | 41      | 303.78        | 0.040               | 0.072              | 0.151    |
| <b>ΣQ</b> |         |               |                     |                    | 8.765    |

Calculado en valor de la transferencia de calor por la sección achurada de la figura 3.69, entonces la transferencia de calor por metro lineal para esta distribución de temperatura será de:

$$\frac{Q}{L} = 2 * (\Sigma Q) \quad (3. 61)$$

Con la ecuación 3.61 se halla la longitud de tubo para un valor de paso de tubo  $d_T/2 = 80mm$ .

$$L = \frac{16 [m^2]}{0.16 [m]} = 100 [m]$$

Para hallar la transferencia de calor aportada por 100 metros de tubería con un paso entre tubos de 0.16 m multiplicamos la transferencia de calor por metro lineal por la longitud total de tubería.

$$L * 2 * (\Sigma Q) = 100 * 2 * 8.765 = 1753 [W]$$

#### **OBSERVACION:**

El calor que genera la tubería de PEX AL PEX al tener una temperatura en su superficie externa de 41°C, con una longitud de 100m y un paso de tubería de 0.16 m es de 1753 W, potencia que está por encima de la demanda necesaria de 1437.46 W.

Otra observación a cerca de este cálculo trata sobre la temperatura que alcanzan algunos nodos en la superficie que están cercanas a 304 °K o 31°C valor que está por encima de 29°C y es una condición indeseable para este tipo de sistemas de calefacción al no cumplir la condiciones de ergonomía.

Los valores de las temperaturas en cada nodo para un paso de tubería de 0.16 m se pueden ver a detalle en el **ANEXO D-03**.

El procedimiento es similar para los demás casos, el resumen se presenta en la tabla 3.17.



### 3.6.7.3. PASO DE TUBERIA DE $d_T = 0.20 \text{ m}$

Los valores de la temperatura en los nodos de la superficie de la cubierta de mayólica cuando  $d_T/2 = 100\text{mm}$  (fig. 3.71) se pueden verificar en el ANEXO D-05.

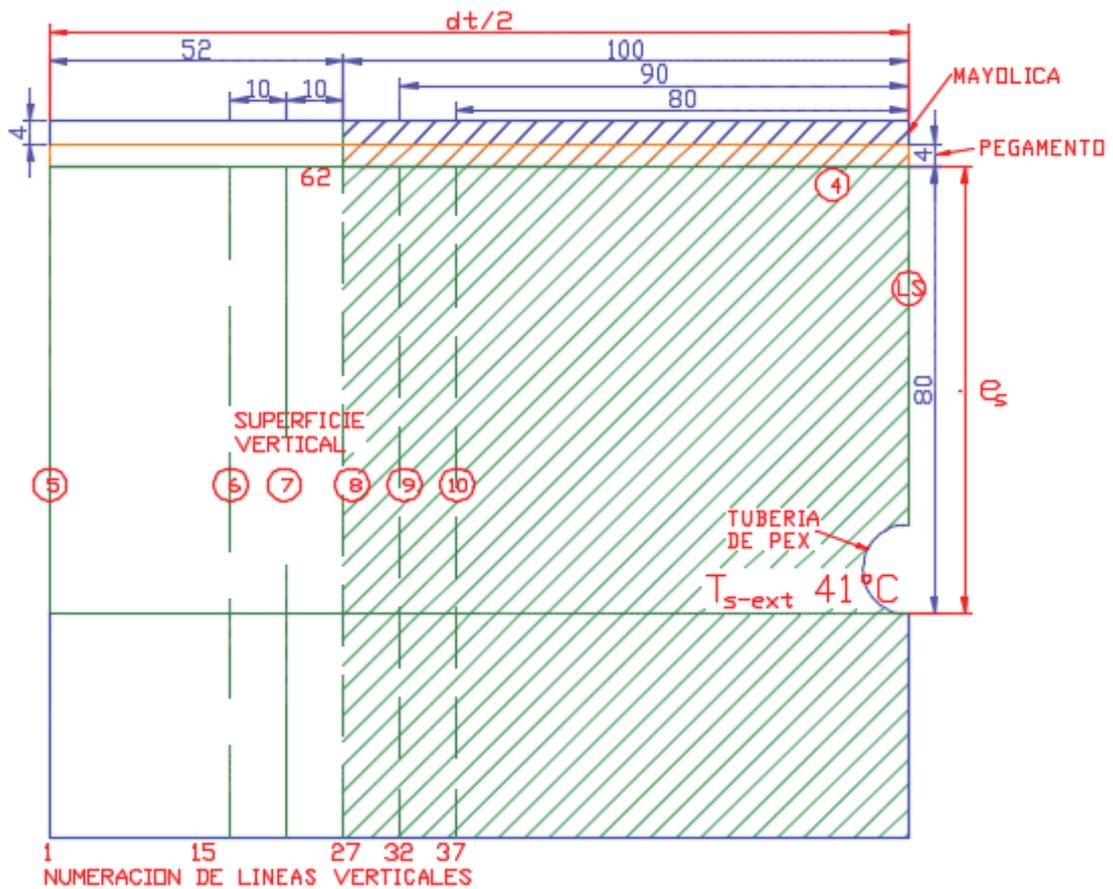


Figura N° 3. 71: Región de análisis para  $d_T/2 = 100\text{mm}$

Fuente: creación propia

### 3.6.7.4. PASO DE TUBERIA DE $d_T = 0.22 \text{ m}$

Los valores de la temperatura en los nodos de la superficie de la cubierta de mayólica cuando  $d_T/2 = 110\text{mm}$  (fig. 3.72) se pueden verificar en el ANEXO D-06.

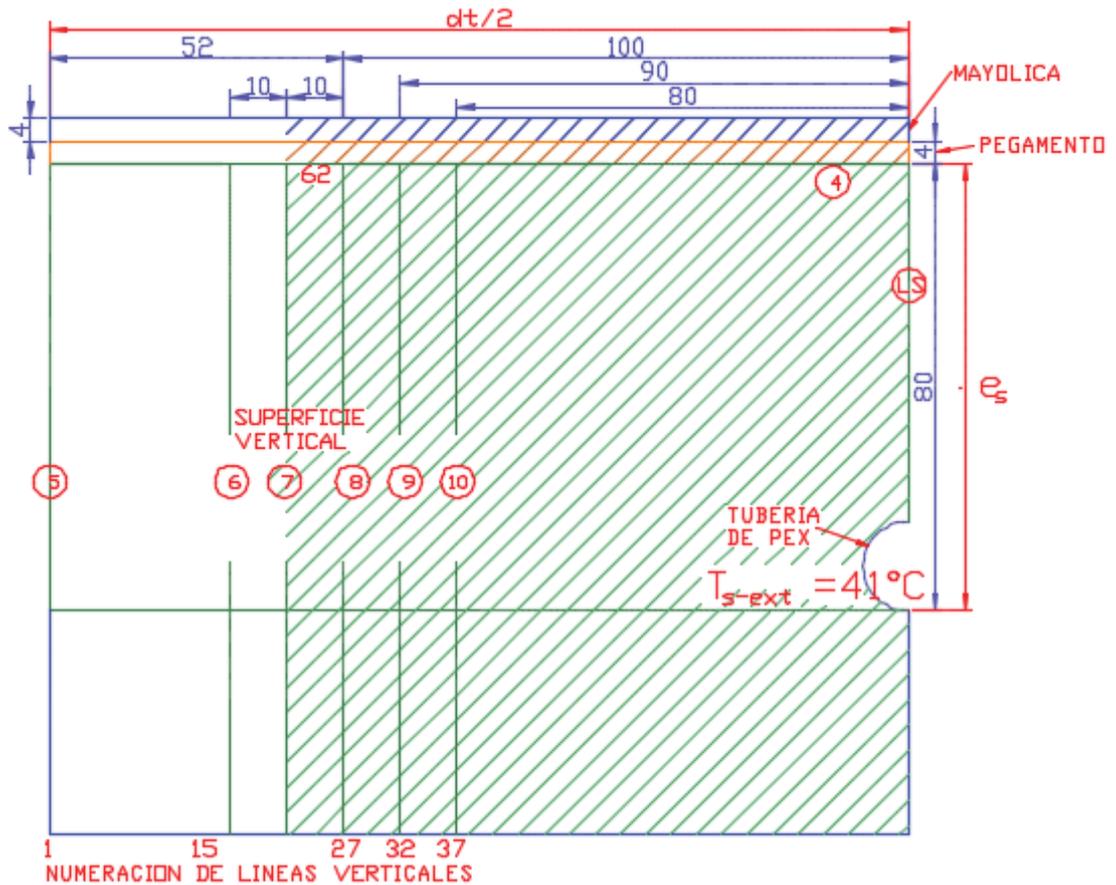


Figura N° 3. 72: Región de análisis para  $d_T/2 = 110\text{mm}$   
Fuente: creación propia



**Tabla 3. 17: Resumen de la transferencia de calor para distintos valores del paso de tubería.**

| Ítem | Paso de tubería $d_T$ [m] | Longitud total de tubería L [m] | Área superficial/metro de tubería $d_T * W$ [m <sup>2</sup> /m] | Transf. De calor/metro de tubería $Q/L$ [W/m] | Transf. De calor total $Q$ [W] |
|------|---------------------------|---------------------------------|---|---|--------------------------------|
| 1    | 0.16                      | 100.00                          | 0.16  | 17.53   | 1753.03                        |
| 2    | 0.18                      | 88.89                           | 0.18  | 18.79   | 1670.36                        |
| 3    | 0.2                       | 80.00                           | 0.2   | 19.88   | 1590.17                        |
| 4    | 0.22                      | 72.73                           | 0.22  | 20.77   | 1510.63                        |
| 5    | 0.24                      | 66.67                           | 0.24  | 21.59   | 1439.65                        |

**OBSERVACION:**

La demanda energética necesaria para mantener el ambiente en la oficina 1 a 18°C es de 1437.46 W hallado por la ecuación (3.34), el dato en la tabla 3.17 que se aproxima a este valor se encuentra en el ítem 5, también se observa que para pasos de tuberías mayores la transferencia de calor no cubre la demanda energética y para pasos menores sobrepasa la demanda energética requerida.

Entonces, la longitud de tubería que se usara será de 67 m con un paso de tubería de 0.24m.

**3.6.8. PERDIDA DE CALOR POR EL AISLANTE Y ESPESOR DE AISLANTE.**

Es necesario saber cuál es la cantidad de calor que se pierde por el aislante para ello se sumara la transferencia de calor por conducción que va desde la superficie determinada por la línea horizontal N° 21 hasta la Superficie determinada por la línea horizontal N° 1 como se indica en la figura N° 3.74.

$$Q_A = \frac{\Delta A_S * K_A}{e_A} * (T_{21-i} - T_{1-i}) [W] \quad (3. 62)$$

Tabla 3. 18

| Descripción                            | Símbolo    | Unidad      | Valor |
|--|------------|-------------|-------|
| Área del elemento finito               | $\Delta A$ | $m^2$       | 0.002 |
| Espesor de aislante                    | $e_A$      | $m$         | 0.04  |
| Temp. i-esima en línea horizontal 21   | $T_{21-i}$ | $^{\circ}K$ | -     |
| Temp. i-esima en la línea horizontal 1 | $T_{1-i}$  | $^{\circ}K$ | -     |
| Conductividad térmica del aislante     | $K_A$      | $W/m.K$     | 0.033 |

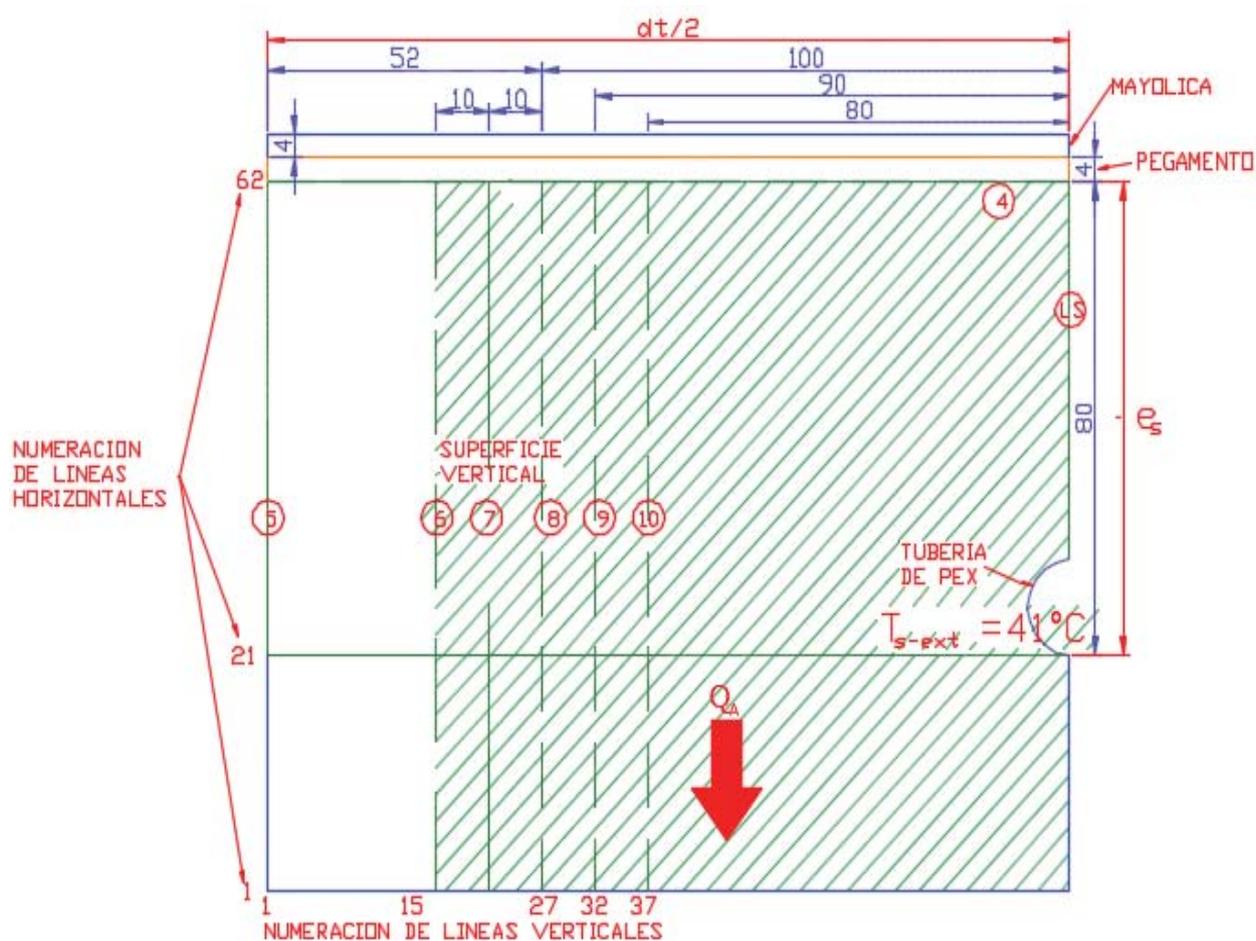


Figura N° 3. 74: Región de análisis para  $d_T/2 = 120mm$   
Fuente: creación propia

Al sumar la transferencia de calor a través del aislante teniendo en cuenta las temperaturas en los nodos en ambas superficies determinadas por la líneas horizontales 21 y 1 que se muestran en el **ANEXO D-07**, utilizando la ecuación 3.62 y los datos de la tabla 3.18, se tiene que.

$$Q_A = 359.44 [W]$$

La demanda energética total o demanda energética de diseño que deberá suministrar el agua caliente al momento de circular por la tubería de PEX al PEX es.

$$Q_{DISEÑO} = 1437.46 + 359.44$$

$$Q_{DISEÑO} = 1796.9 [W]$$

$$q_{DISEÑO} = 112.31 \left[ \frac{W}{m^2} \right]$$

Entonces se tiene que esta demanda energética de diseño ( $Q_{DISEÑO}$ ) es la cantidad de energía que será suministrada por la terma solar ( $Q_{TERMA}$ ) que se tenga que seleccionar, este punto se trata a detalle en el punto 3.7.1., si se considera una terma solar de 300 litros y se considera las temperaturas en los nodos que se encuentran sobre la línea horizontal 21 y la línea horizontal 1 de la figura 3.74 y variando el espesor del aislante ( $e_A$ ), considerando transferencia de calor por conducción, se tiene que el espesor del panel de tecnoport que determina un valor de la energía de diseño ( $Q_{DISEÑO}$ ) sea próximo a la energía suministrada por la terma ( $Q_{TERMA}$ ) es de 4 cm como se indica en la tabla “ ” y las figuras “ ” y “ ”, entonces es seleccionado este espesor del panel de tecnoport que se usara como aislante en el piso.

**Tabla 3. 19: Selección del espesor del panel de tecnoport**

| ITEM | $e_A$<br>[m] | A_lineal<br>[m <sup>2</sup> ] | K<br>[W/m.K] | $\Delta T$<br>[°K] | $Q_{LINEAL}$<br>[W/m] | $Q_A$<br>[W] | $Q_{Perdido}$<br>[W] | $Q_{DISEÑO VARIABLE}$<br>[W] | $Q_{TERMA}$<br>[W] | $\Delta Q$<br>[W] |
|------|--------------|-------------------------------|--------------|--------------------|-----------------------|--------------|----------------------|------------------------------|--------------------|-------------------|
| 1    | 0.01         | 0.24                          | 0.033        | 27.26              | 21.59                 | 1446.52      | 1437.5               | 2884.02                      | 1799.4             | -1084.61          |
| 2    | 0.02         | 0.24                          | 0.033        | 27.26              | 10.79                 | 723.26       | 1437.5               | 2160.76                      | 1799.4             | -361.35           |
| 3    | 0.03         | 0.24                          | 0.033        | 27.26              | 7.20                  | 482.17       | 1437.5               | 1919.67                      | 1799.4             | -120.26           |
| 4    | 0.04         | 0.24                          | 0.033        | 27.26              | 5.40                  | 361.63       | 1437.5               | 1799.13                      | 1799.4             | 0.28              |
| 5    | 0.05         | 0.24                          | 0.033        | 27.26              | 4.32                  | 289.30       | 1437.5               | 1726.80                      | 1799.4             | 72.61             |
| 6    | 0.06         | 0.24                          | 0.033        | 27.26              | 3.60                  | 241.09       | 1437.5               | 1678.59                      | 1799.4             | 120.83            |
| 7    | 0.07         | 0.24                          | 0.033        | 27.26              | 3.08                  | 206.65       | 1437.5               | 1644.15                      | 1799.4             | 155.27            |
| 8    | 0.08         | 0.24                          | 0.033        | 27.26              | 2.70                  | 180.82       | 1437.5               | 1618.32                      | 1799.4             | 181.10            |
| 9    | 0.09         | 0.24                          | 0.033        | 27.26              | 2.40                  | 160.72       | 1437.5               | 1598.22                      | 1799.4             | 201.19            |
| 10   | 0.1          | 0.24                          | 0.033        | 27.26              | 2.16                  | 144.65       | 1437.5               | 1582.15                      | 1799.4             | 217.26            |
| 11   | 0.11         | 0.24                          | 0.033        | 27.26              | 1.96                  | 131.50       | 1437.5               | 1569.00                      | 1799.4             | 230.41            |
| 12   | 0.12         | 0.24                          | 0.033        | 27.26              | 1.80                  | 120.54       | 1437.5               | 1558.04                      | 1799.4             | 241.37            |
| 13   | 0.13         | 0.24                          | 0.033        | 27.26              | 1.66                  | 111.27       | 1437.5               | 1548.77                      | 1799.4             | 250.64            |
| 14   | 0.14         | 0.24                          | 0.033        | 27.26              | 1.54                  | 103.32       | 1437.5               | 1540.82                      | 1799.4             | 258.59            |
| 15   | 0.15         | 0.24                          | 0.033        | 27.26              | 1.44                  | 96.43        | 1437.5               | 1533.93                      | 1799.4             | 265.48            |
| 16   | 0.16         | 0.24                          | 0.033        | 27.26              | 1.35                  | 90.41        | 1437.5               | 1527.91                      | 1799.4             | 271.51            |
| 17   | 0.17         | 0.24                          | 0.033        | 27.26              | 1.27                  | 85.09        | 1437.5               | 1522.59                      | 1799.4             | 276.82            |
| 18   | 0.18         | 0.24                          | 0.033        | 27.26              | 1.20                  | 80.36        | 1437.5               | 1517.86                      | 1799.4             | 281.55            |
| 19   | 0.19         | 0.24                          | 0.033        | 27.26              | 1.14                  | 76.13        | 1437.5               | 1513.63                      | 1799.4             | 285.78            |
| 20   | 0.2          | 0.24                          | 0.033        | 27.26              | 1.08                  | 72.33        | 1437.5               | 1509.83                      | 1799.4             | 289.59            |

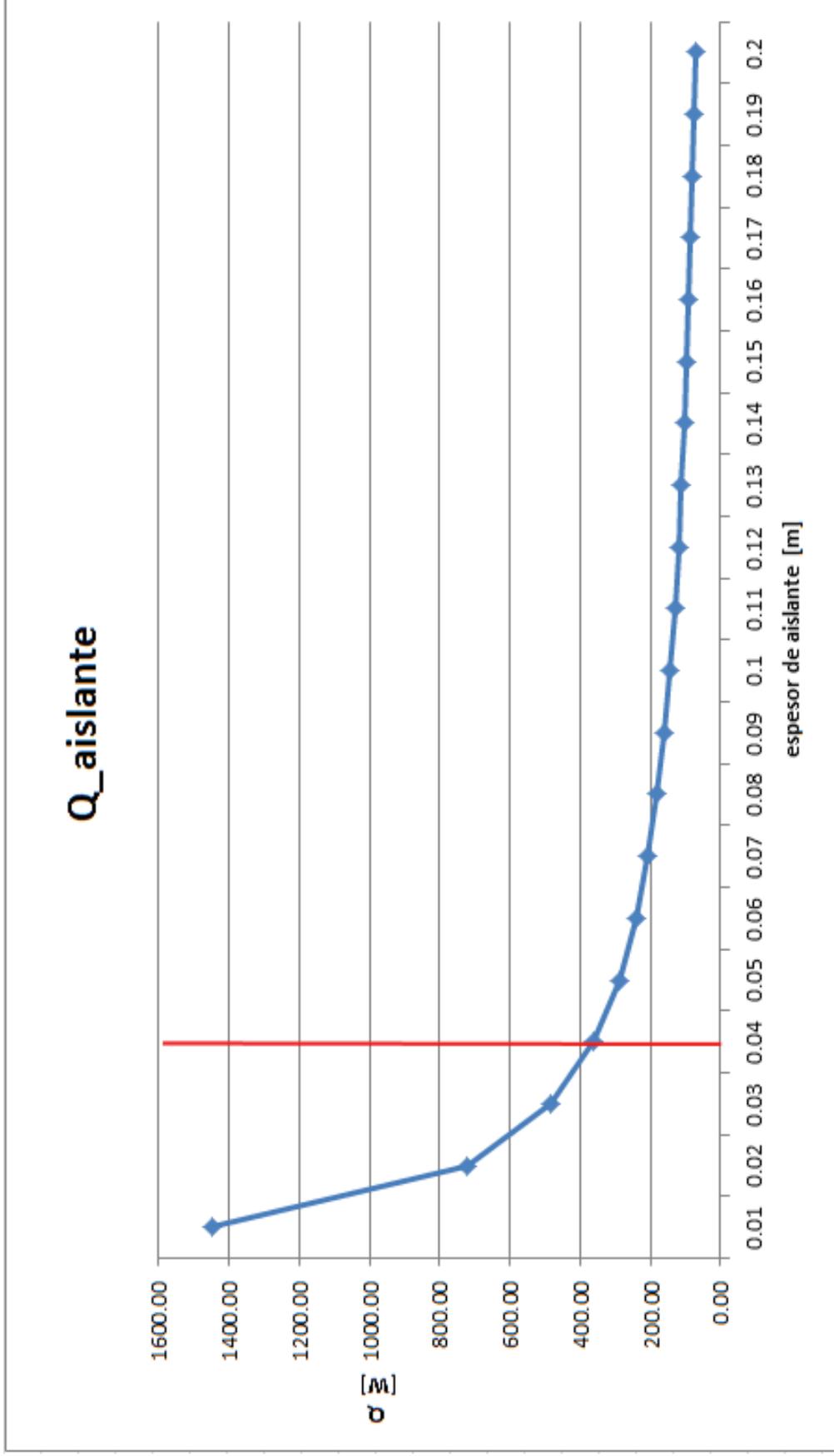


Figura Nº 3. 75: Variación de la pérdida de energía por el aislante vs la variación del espesor del panel de tecnopor.  
Fuente: creación propia

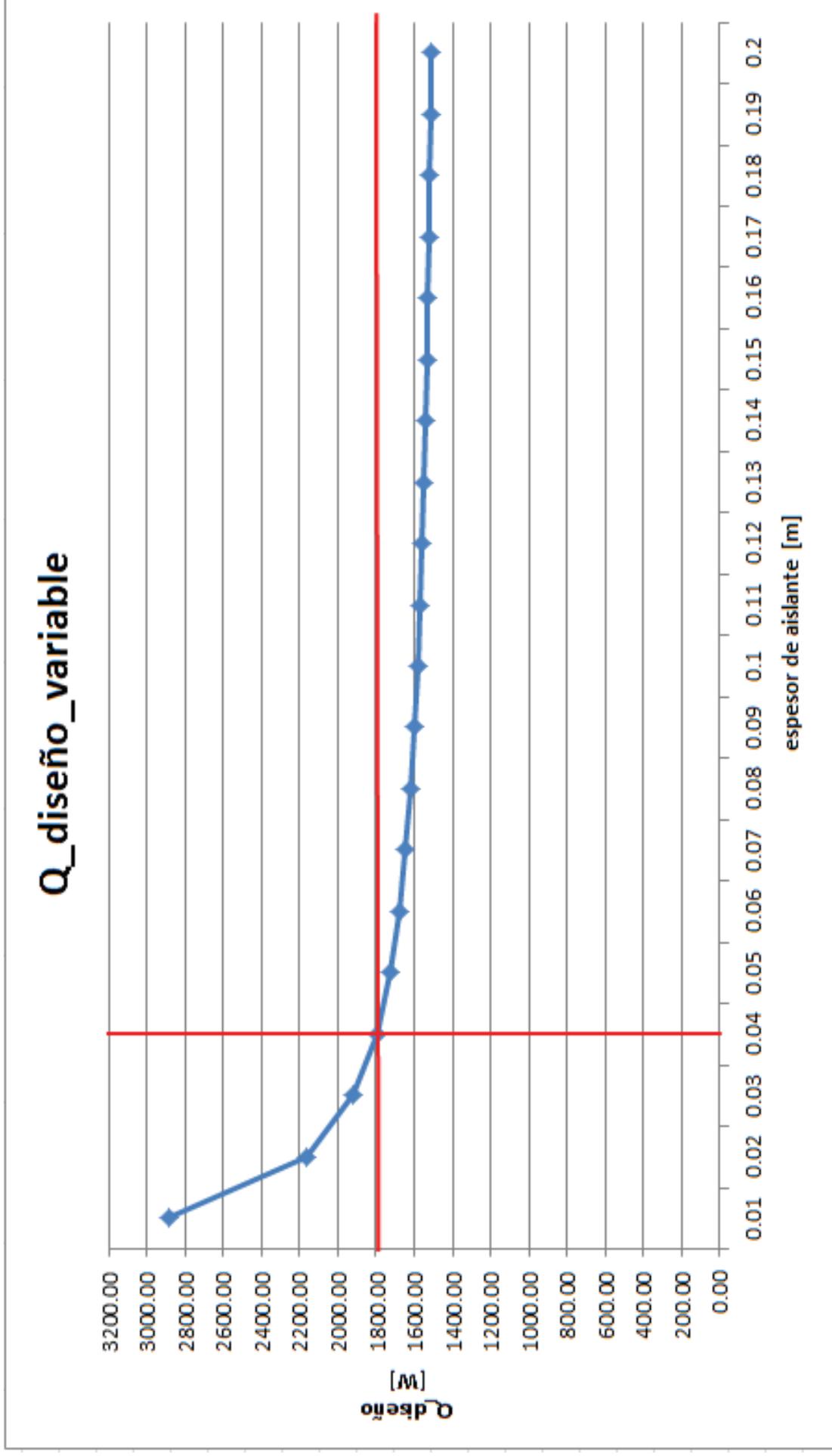


Figura N° 3. 76: Variación de la energía de diseño vs la variación del espesor del panel de tecnopor.  
Fuente: creación propia

### 3.6.9. CALCULO DEL FLUJO DE MASA

Con el cálculo anterior se determinó la demanda energética total del sistemas incluidas las perdida de calor por el aislante instalado por debajo del suelo radiante, también se calculó la temperatura exterior de tubería de PEX  $T_{s-ext} = 41^{\circ}\text{C}$  , para encontrar la temperatura en el interior de la tubería calcularemos la resistencia térmica ( $R_{tubo}$ ) que tiene la tubería de PEX AL PEX, para el cálculo usaremos la figura 3.77.

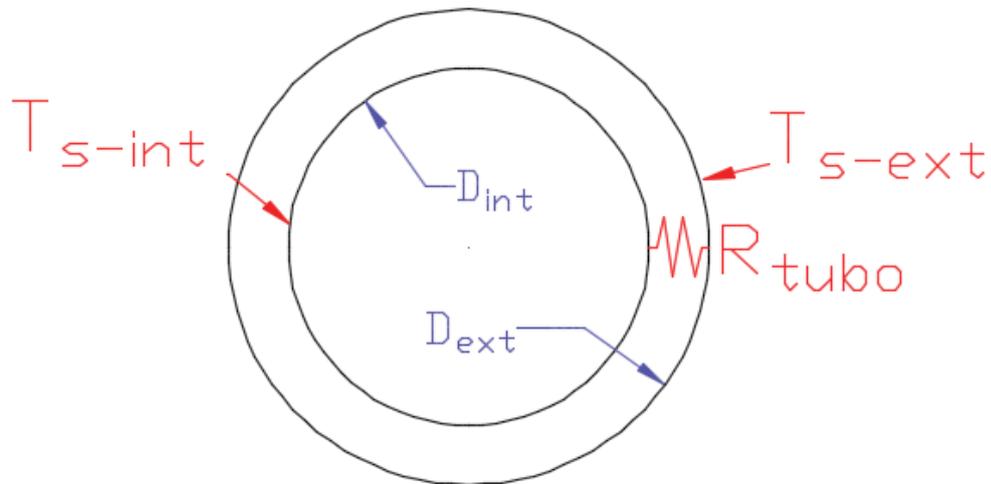


Figura N° 3. 77: Diagrama del corte transversal del tubo de PEX al PEX

Fuente: creación propia

Dónde:

$T_{s-int}$ : Temperatura en la superficie interna de la tubería de PEX al PEX

$T_{s-ext}$ : Temperatura en la superficie externa de la tubería de PEX al PEX

$R_{tubo}$ : Resistencia térmica de la tubería de PEX al PEX

$D_{ext}$ : Diámetro externo de la tubería de PEX al PEX

$D_{int}$  : Diámetro interno de la tubería de PEX al PEX

Las propiedades térmicas de la tubería PEX al PEX usada, se muestran en la tabla 3.20, para nuestro caso la designación que se le da a la tubería de diámetro exterior de 16 mm y un espesor de 2 mm es de 16x2, como se muestra en la tabla N° 3.20.

**Tabla 3. 20: Propiedades y valores de la tubería PEX al PEX**

| Propiedades técnicas                  | Unidad | Valor    |    |      |
|---------------------------------------|--------|----------|----|------|
|                                       |        | Diámetro | mm | 12x2 |
| Coefficiente de dilatación lineal     | mm/mK  | 0.14     |    |      |
| Coefficiente de conductividad térmica | W/m K  | 0.35     |    |      |
| Temperatura máxima de servicio        | °C     | 95 °C    |    |      |
| Coefficiente de rugosidad             | mm     | 0.008    |    |      |
| Diámetro exterior                     | mm     | 12       | 16 | 20   |
| Diámetro interior                     | mm     | 16       | 12 | 16   |
| Espesor nominal                       | mm     | 2        | 2  | 2    |
| Peso                                  | gr/m   | 50       | 80 | 110  |
| Radio de curvatura en frío            | mm     | 60       | 80 | 100  |

Fuente: Manual técnico biofloor

Para calcular la temperatura en el interior de la tubería de PEX al PEX utilizaremos las ecuaciones 3.63 y 3.64, como ya se determinó la temperatura externa de la tubería de PEX ( $T_{s-ext} = 41^{\circ}C$ ) y la longitud de esta ( $L=66.67$  m), y la resistencia térmica de la tubería está en función de las dimensiones geométricas y la conductividad térmica ( $K_{PEX}$ ) de la tubería mostradas en la tabla N° 3.20, se procede a calcular.

$$Q_{DISEÑO} = \frac{T_{s-int} - T_{s-ext}}{R_{tubo}} \quad (3.63)$$

$$R_{tubo} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot K_{PEX} \cdot L} \quad (3.64)$$

Reemplazando los valores correspondientes resulta.

$$T_{s-int} = 317.5^{\circ}K = 44.4^{\circ}C$$

Teniendo la temperatura en la superficie interior de la tubería de PEX AL PEX, asumiremos que la temperatura media del agua es igual a esta temperatura, por tratarse de un diámetro interno pequeño en comparación con la longitud de la tubería de PEX AL PEX.

$$T_{s-int} = T_{a-media} = 44.4^{\circ}C$$

Sabiendo que la temperatura media del agua es el promedio aritmético entre la temperatura de ingreso del agua y la temperatura de salida del agua en la

tubería de PEX AL PEX, como se indica en la ecuación (3.65) y asumiremos que la diferencia de temperatura entre la entrada y salida de agua es de 5°C, ecuación (3.66).

$$T_{a-media} = \frac{(T_{a-ingresso} + T_{a-salida})}{2} \quad (3.65)$$

$$T_{a-ingresso} - T_{a-salida} = 5^{\circ}C \quad (3.66)$$

Reemplazando valores en las ecuaciones (3.65) y (3.66) se obtienes que.

$$T_{a-ingresso} = 46.9^{\circ}C$$

$$T_{a-salida} = 41.9^{\circ}C$$

Ahora procedemos a calcular el flujo de masa estimado que pueda generar esa cantidad de calor bajo las condiciones de temperatura establecidas entre el ingreso y la salida, mediante la fórmula (3.67).

$$Q_{DISEÑO} = \dot{m} * C_P * (T_{a-ingresso} - T_{a-salida}) \quad (3.67)$$

Dónde:

$T_{a-ingresso}$ : Temperatura del agua al ingreso de la tubería.

$T_{a-salida}$ : Temperatura del agua a la salida de la tubería.

$\dot{m}$ : Flujo de masa de agua

$T_{a-media}$ : Temperatura media del agua

$C_P$ : Calor específico del agua evaluada en  $T_{a-media}$

Entonces;

**Tabla 3. 21: Propiedades del agua evaluadas a 44.4 °C**

| Propiedad             | Símbolo | Unidad               | Valor                  |
|-----------------------|---------|----------------------|------------------------|
| Conductividad térmica | K       | [W/m.K]              | 0.644                  |
| Numero de Prandtl     | Pr      | -                    | 3.55                   |
| Viscosidad dinámica   | $\mu$   | [Kg/m.s]             | $0.547 \times 10^{-3}$ |
| Densidad              | $\rho$  | [Kg/m <sup>3</sup> ] | 990.1                  |
| Viscosidad cinemática | $\nu$   | [m <sup>2</sup> /s]  | $0.553 \times 10^{-6}$ |
| Calor específico      | Cp      | [J/Kg.k]             | 4180                   |

**Fuente: Transferencia de Calor y Masa 4ta Edicion Yunus A. Cengel.**

Despejando  $\dot{m}$  de la ecuación (3.67), el flujo de masa es.

$$\dot{m} = \frac{Q_{DISEÑO}}{C_P * (T_{a-ingresso} - T_{a-salida})}$$

$$\dot{m} = \frac{1796.9}{4180 * (46.9 - 41.9)} = 0.086 \left[ \frac{Kg}{S} \right]$$

Con este dato se calcula la velocidad promedio del agua ( $v_{a-prom}$ ) utilizando la ecuación (3.68), considerando que la tubería tiene un diámetro interior ( $D_{int}$ ) de 12 mm y espesor ( $e_T$ ) de 2 mm, datos que fueron extraídos de la tabla de propiedades técnicas de la tubería de PEX al PEX.

$$v_{a-prom} = \frac{4 * \dot{m}}{\pi * D_i^2 * \rho_a} \quad (3.68)$$

$$v_{a-prom} = \frac{4 * 0.086}{\pi * 0.012^2 * 989.1} = 0.77 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Calculamos el Número de Reynolds;

$$R_e = \frac{\rho_a * v_{a-prom} * D_{int}}{\mu_a} \quad (3.69)$$

$$R_e = \frac{989.1 * 0.77 * 0.012}{0.547 * 10^{-3}} = 16.7 * 10^3$$

Con  $R_e > 10\ 000$  el flujo se considera turbulento.

### 3.7. DIMENSIONAMIENTO DE LOS SUB-SISTEMAS, GENERACIÓN Y ALMACENAMIENTO DE AGUA CALIENTE, BOMBEO Y ELÉCTRICO

#### 3.7.1. SUB-SISTEMA GENERACIÓN Y ALMACENAMIENTO DE AGUA CALIENTE.

##### 3.7.1.1. CAPACIDAD DE LA TERMA SOLAR.

Para el caso de la selección del colector solar es necesario experimentar con una terma solar de tubos al vacío para poder medir la producción de agua caliente en función del tiempo y el flujo másico necesario para alimentar el sistema de calefacción por suelo radiante, en la tesis del Sr. Olivera de la PUCP selecciona la terma solar según el análisis experimental que se realizó a una terma solar que funciona con un panel colector de 2m<sup>2</sup> y de 180 litros de tanque de almacenamiento, y utilizando la ecuación (3.70) Con la cual se puede calcular la cantidad de calor suministrado por la terma solar en función del tiempo:

$$Q_{DISEÑO} = \frac{m_{agua-reservorio} * C_p * (T_{max} - T_{min})}{t} \quad (3.70)$$

**Dónde:**

$m_{agua-reservorio}$ : cantidad de masa de agua en el termo tanque

$C_p$ : Calor específico del agua

$T_{max}$  = Temperatura máxima del agua que se alcanza en la terma solar

$T_{min}$  = Temperatura necesaria para que funcione el sistema de calefacción

$t$ : Tiempo de funcionamiento del sistema.

Teniendo en cuenta que las termas solares de tubos al vacío son más eficientes que las termas solares de paneles y tubería de cobre, las termas de tubos al vacío hacen que el agua hierva, como se pudo experimentar con la terma que se utilizó en la construcción del módulo, por este motivo se considera que la temperatura máxima en el interior de la terma es de  $T_{max} = 83 \text{ }^\circ\text{C}$ , y la temperatura necesaria para que el sistema funcione será la temperatura a la cual el agua tiene que ingresar al suelo radiante  $T_{min} = 46.9 \text{ }^\circ\text{C}$ , entonces, para saber la cantidad de agua requerida para alimentar el sistema despejamos  $m_{agua-reservorio}$  de la ecuación (3.70)

$$m_{agua-reservorio} = \frac{Q_{DISEÑO} * t}{C_p * (T_{max} - T_{min})}$$

$$m_{\text{agua-reservorio}} = \frac{1796.9 * 7 * 3600}{4187 * (83 - 46.9)}$$

$$m_{\text{agua-reservorio}} = 299.58 \text{ [Kg]} \approx 300 \text{ [Kg]}$$

Entonces, como el agua se consideró incompresible el volumen del agua que ocupa 300 [Kg] de agua será 300 litros, por tal motivo nuestra terma solar de tubos al vacío tendrá una capacidad mínima de 300 litros para poder suministrar los 1796.9 [W] de potencia requerida por el sistema de calefacción, para asegurarnos que el sistema de calefacción este siempre abastecido con agua caliente seleccionaremos una terma de 350 litros con 35 tubos al vacío de una longitud 1.80 m cada uno, con esto garantiremos que siempre haya agua caliente que alimente el suelo radiante.

### 3.7.1.2. CALCULO DEL ANGULO ÓPTIMO DE INCLINACIÓN Y ORIENTACION DE LA TERMA SOLAR.

Para el cálculo del ángulo óptimo de inclinación necesitamos las coordenadas del lugar a evaluar, para la presente tesis obtendremos las coordenadas para la ciudad del cusco.

Latitud: 13.528257

Longitud: -71.96433

- **CALCULO DE LA DECLINACIÓN SOLAR ( $\delta$ )**

Para nuestro cálculo de inclinación óptima necesitamos conocer la declinación solar de cada día del año o en su defecto en un momento crítico determinado del año, calculado utilizando la ecuación (3.71).

$$\delta = 23.45 * \text{sen} \left[ \frac{360 * (284 + \delta_0)}{365} \right] \quad (3.71)$$

Dónde:

$\delta$ : declinación en grados ( $^{\circ}$ )

$\delta_0$ : día del año (1...365, tomando 1 para el primer día de enero)

Cabe mencionar que la declinación no es para un lugar específico, sino es la desviación del eje de rotación para todo el planeta, ósea es el ángulo entre la línea Sol-Tierra y el plano ecuatorial celeste.

El cálculo de la declinación solar se encuentra en la tabla 3.22.

En resumen el valor de la declinación solar varía a lo largo del año, de  $23,45^\circ$  (21 de junio), a  $-23,45^\circ$  (21 de diciembre), pasando por cero en los equinoccios de primavera y de otoño

#### • CALCULO DE LA INCLINACIÓN ÓPTIMA ( $\beta$ )

Para que una superficie reciba la radiación solar óptima tendremos que variar el ángulo de inclinación desde  $\beta = \varphi - \delta$  en el solsticio de verano a  $\beta = \varphi + \delta$  en el solsticio de invierno, pasando por el valor  $\beta = \varphi$  en los equinoccios.

Dónde:

$\beta$ = Inclinación Óptima

$\varphi$ = Latitud

$\delta$ = Declinación

El cálculo de la inclinación óptima se muestra en la tabla 3.22.

**Tabla 3. 22: Calculo de la inclinación óptima para la terma solar.**

| MES                                | DIAS DEL MES | DIAS DEL AÑO | DECLINACION SOLAR ( $\delta$ ) |              | CALCULO INCLINACION OPTIMA ( $\beta$ ) | ESTACION DEL AÑO               |
|------------------------------------|--------------|--------------|--------------------------------|--------------|--|--------------------------------|
| ENERO                              | 1            | 1            | -23.01                         | 23.01        | 36.54                                  | VERANO                         |
| ENERO                              | 31           | 31           | -17.78                         | 17.78        | 31.31                                  | VERANO                         |
| FEBRERO                            | 1            | 32           | -17.52                         | 17.52        | 31.05                                  | VERANO                         |
| FEBRERO                            | 28           | 59           | -8.67                          | 8.67         | 22.20                                  | VERANO                         |
| MARZO                              | 1            | 60           | -8.30                          | 8.30         | 21.83                                  | VERANO                         |
| MARZO                              | 20           | 79           | -0.81                          | 0.81         | 14.34                                  | VERANO                         |
| <b>MARZO</b>                       | <b>21</b>    | <b>80</b>    | <b>-0.41</b>                   | <b>0.41</b>  | <b>13.94</b>                           | <b>EQUINOCCIO DE OTOÑO</b>     |
| MARZO                              | 31           | 90           | 3.61                           | 3.61         | 17.15                                  | OTOÑO                          |
| ABRIL                              | 1            | 91           | 4.01                           | 4.01         | 17.54                                  | OTOÑO                          |
| ABRIL                              | 30           | 120          | 14.58                          | 14.58        | 28.11                                  | OTOÑO                          |
| MAYO                               | 1            | 121          | 14.90                          | 14.90        | 28.43                                  | OTOÑO                          |
| MAYO                               | 31           | 151          | 21.90                          | 21.90        | 35.43                                  | OTOÑO                          |
| JUNIO                              | 1            | 152          | 22.04                          | 22.04        | 35.57                                  | OTOÑO                          |
| JUNIO                              | 21           | 172          | 23.45                          | 23.45        | 36.98                                  | OTOÑO                          |
| <b>JUNIO</b>                       | <b>22</b>    | <b>173</b>   | <b>23.45</b>                   | <b>23.45</b> | <b>36.98</b>                           | <b>SOLSTICIO DE INVIERNO</b>   |
| JUNIO                              | 30           | 181          | 23.19                          | 23.19        | 36.72                                  | INVIERNO                       |
| JULIO                              | 1            | 182          | 23.12                          | 23.12        | 36.65                                  | INVIERNO                       |
| JULIO                              | 31           | 212          | 18.17                          | 18.17        | 31.70                                  | INVIERNO                       |
| AGOSTO                             | 1            | 213          | 17.92                          | 17.92        | 31.45                                  | INVIERNO                       |
| AGOSTO                             | 31           | 243          | 8.11                           | 8.11         | 21.64                                  | INVIERNO                       |
| SEPTIEMBRE                         | 1            | 244          | 7.73                           | 7.73         | 21.26                                  | INVIERNO                       |
| <b>SEPTIEMBRE</b>                  | <b>22</b>    | <b>265</b>   | <b>-0.60</b>                   | <b>0.60</b>  | <b>14.13</b>                           | <b>INVIERNO</b>                |
| <b>SEPTIEMBRE</b>                  | <b>23</b>    | <b>266</b>   | <b>-1.00</b>                   | <b>1.00</b>  | <b>14.53</b>                           | <b>EQUINOCCIO DE PRIMAVERA</b> |
| SEPTIEMBRE                         | 30           | 273          | -3.81                          | 3.81         | 17.34                                  | PRIMAVERA                      |
| OCTUBRE                            | 1            | 274          | -4.21                          | 4.21         | 17.74                                  | PRIMAVERA                      |
| OCTUBRE                            | 31           | 304          | -15.05                         | 15.05        | 28.58                                  | PRIMAVERA                      |
| NOVIEMBRE                          | 1            | 305          | -15.36                         | 15.36        | 28.89                                  | PRIMAVERA                      |
| NOVIEMBRE                          | 30           | 334          | -21.97                         | 21.97        | 35.50                                  | PRIMAVERA                      |
| DICIEMBRE                          | 1            | 335          | -22.11                         | 22.11        | 35.64                                  | PRIMAVERA                      |
| DICIEMBRE                          | 21           | 355          | -23.45                         | 23.45        | 36.98                                  | PRIMAVERA                      |
| <b>DICIEMBRE</b>                   | <b>22</b>    | <b>356</b>   | <b>-23.44</b>                  | <b>23.44</b> | <b>36.98</b>                           | <b>SOLSTICIO DE VERANO</b>     |
| DICIEMBRE                          | 31           | 365          | -23.09                         | 23.09        | 36.62                                  | VERANO                         |
| <b>Inclinación Óptima Promedio</b> |              |              |                                |              | <b>28.46</b>                           |                                |

En resumen el ángulo de inclinación óptima para nuestra terma solar varia a lo largo de todo el año de 13.53° (equinoccio de otoño 21 marzo y equinoccio de primavera 22 de septiembre) a 36.98° (solsticio de verano 21 de diciembre y solsticio de invierno 21 junio)

Para aprovechar la radiación solar durante todo el año tomaremos el ángulo promedio anual 28.5°

#### • ORIENTACION OPTIMA DE LA TERMA SOLAR

La orientación de la terma solar será hacia el norte como se describió en el capítulo II.

### 3.7.2. DIMENSIONAMIENTO DEL SUB-SISTEMA DE BOMBEO.

Para la selección de la bomba es necesario saber que tuberías se usaran en el sistema para calcular las pérdidas de presión, la altura geométrica, el caudal del agua, temperatura del agua al momento de ingresar a la bomba y el NPSH disponible en la instalación.

La columna de agua que necesita elevar la bomba seleccionada está dada por la ecuación (3.72).

$$H_{Total} = H_{PEX} + H_{Polipropileno} + H_{geometrica} \quad (3.72)$$

#### Dónde:

$H_{PEX}$ : Perdidas de presión en la tubería de PEX en m.c.a.

$H_{Polipropileno}$ : Perdidas de presión en la tubería de Polipropileno en m.c.a.

$H_{geometrica}$ : Altura desde el nivel del eje de la bomba hasta el ingreso del agua al tanque de agua en m.c.a.

### 3.7.2.1. PERDIDAS DE PRESION EN LA TUBERIA DE PEX AL PEX ( $H_{PEX}$ )

Calculamos el flujo volumétrico ( $\dot{v}$ ) con la ecuación (3.73), recalando que la densidad del agua que se utiliza está a la temperatura de 46.9°C porque esta es la temperatura a la que el agua ingresa a la tubería de PEX AL PEX.

$$\dot{v} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (3.73)$$

Entonces, se tiene que:

$$\dot{v} = 8.7 * 10^{-5} \frac{m^3}{s} = 0.31 \frac{m^3}{hr} = 0.086 \frac{litros}{s} = 309.6 \frac{litros}{hr} = 5.2 \frac{litros}{min}$$

Con el valor del caudal volumétrico en litros/hora, ingresamos al diagrama de la figura 3.78 y línea de la tubería correspondiente (16x2), obteniendo la pérdida de presión por metro lineal de tubería en este caso es de 5.8 mbar/metro de tubería (línea roja)

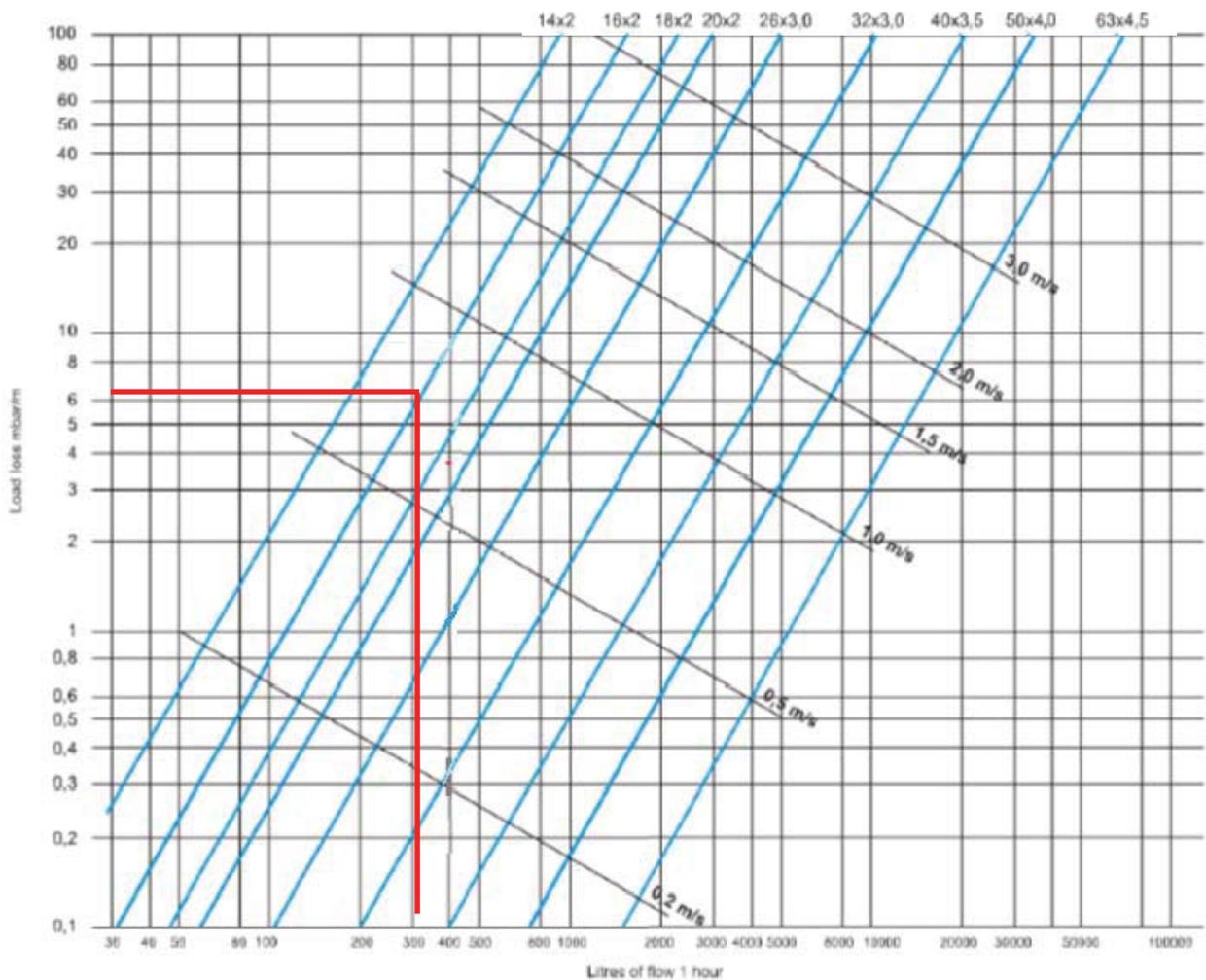


Figura Nº 3. 78: Diagrama de pérdidas de presión en tuberías PEX

Fuente: ITALCASE S.A.

- **Longitud Equivalente De Accesorios De Tuberías Pex Al Pex**

Con la tabla N° 3.23, se calcula la longitud equivalente para accesorios, en nuestro caso se considera como codos de 90° a los cambios de dirección en 90° como se muestra en el diagrama de distribución de la tubería de PEX AL PEX en la figura 3.77.

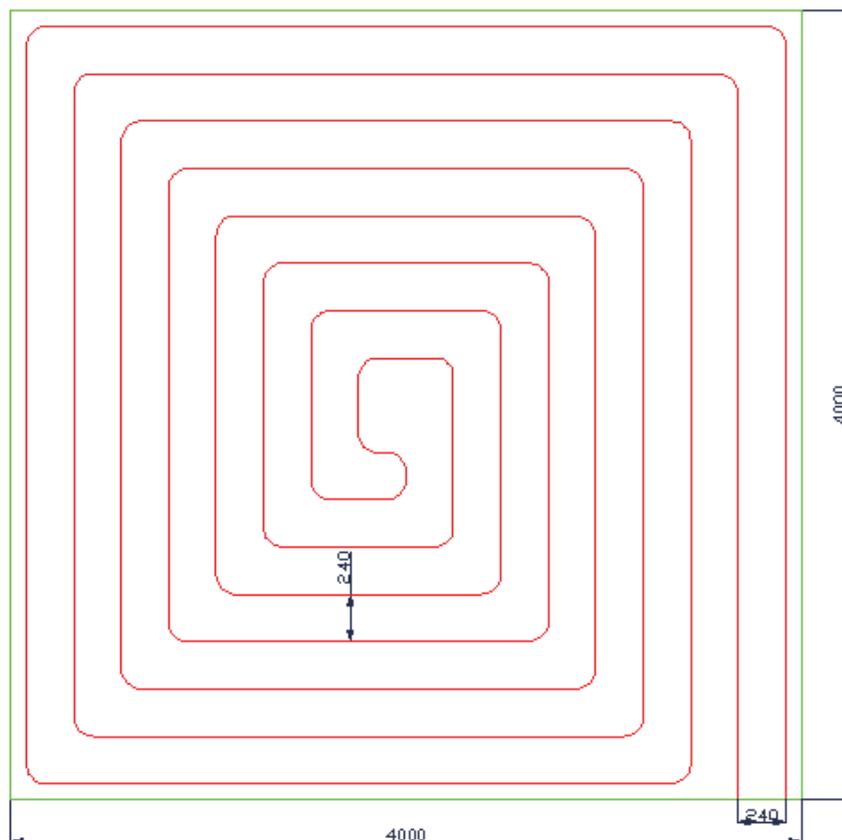
En la instalación de la tubería PEX AL PEX se consideran 32 codos y para el diámetro de la tubería de 16x2 se considera una longitud equivalente para este accesorio de 1.15 metros.

**Tabla 3. 23: Longitud equivalente para accesorios.**

*Corresponding length (in metres of pipe):*

| Fitting  | Da 14 | Da 16 | Da 18 | Da 20 | Da 26 | Da 32 |
|----------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Tee      | 1,14  | 1,37  | 1,60  | 1,83  | 2,29  | -     |
| Bend 90° | 0,95  | 1,15  | 1,35  | 1,55  | 1,95  | -     |
| Coupling | 0,75  | 0,90  | 1,05  | 1,20  | 1,50  | -     |

**Fuente: ITALCASE S.A.**



**Figura N° 3. 79: Diagrama de distribución de tubería de PEX AL PEX en el suelo radiante.**

**Fuente: Creación propia**

Entonces la pérdida de presión en la tubería de PEX AL PEX resulta ser:

$$H_{PEX} = (66.67m + 32 * 1.15m) * \frac{5.9 \text{ mbar}}{m}$$

$$H_{PEX} = 610.5 \text{ mbar} = 6.22 \text{ m. c. a.}$$

### 3.7.2.2. PERDIDAS DE PRESION EN LA TUBERIA DE POLIPROPILENO ( $H_{Polipropileno}$ )

Parte de la instalación se realizara con tubería de polipropileno para ahorras costos en materiales, este tipo de tuberías están diseñadas para transportar agua caliente con temperaturas que pueden llegar hasta las 90°C, para calcular la perdidas de presión en estas tuberías utilizaremos el método del fabricante (POLIFUSION S.A.) el cual se encuentra en las fichas técnicas suministradas por el proveedor.

El diámetro interior de la tubería de polipropileno será el mismo el que se usó para la tubería PEX AL PEX, es decir de 12mm, la longitud de la tubería de polipropileno que va desde la salida del suelo radiante hasta la llegada al tanque de agua es de 16.1 m considerando en el recorrido 8 codos y 1 empalme como se muestra en el **ANEXO E-3**.

El fabricante recomienda usar la ecuación de Hazem-Williams para hallar la perdida de presión por metro lineal, ecuación (3.74)

$$J = \frac{10.67 * \dot{v}^{1.85}}{D^{4.85} * C^{1.85}} \left[ \frac{m. c. a.}{m} \right] \quad (3.74)$$

#### Dónde:

$\dot{v}$ : Flujo volumétrico en  $m^3/s$

$D$ : Diámetro interior de la tubería en m

$C$ : Coeficiente de fricción del polipropileno (C=150)

Reemplazando valores en la ecuación (3.74) se tiene que  $J = 0.071 \frac{m.c.a.}{m}$

Ahora se calculara la perdía de presión en los accesorios o perdidas singulares ecuación (3.75).

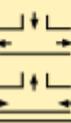
$$J_S = K * Z \quad (3.75)$$

Dónde:

K: coeficiente de pérdida según el accesorio de la tabla 3.24.

Z: Pérdida de carga cuando  $K=1$ , este valor está en función de la velocidad del fluido, para nuestro caso  $v_{a-prom} = 0.81 \left[ \frac{m}{s} \right]$ , considerando los valores de la tabla 3.25.

**Tabla 3. 24: Coeficiente De Pérdidas Locales "K" De Los Accesorios**

| FITING  | DIAGRAMA  | FLUJO   | "K"                       |
|---|---|---|---------------------------|
|    |    |   | 0.25                      |
|    |    | Reducción<br>de 1 Diámetro<br>de 2 Diámetro<br>de 3 Diámetro<br>de 4 Diámetro | 0.40<br>0.5<br>0.6<br>0.7 |
|    |    |   | 2.1<br>3.7                |
|  |  |   | 0.25<br>1.20<br>0.80      |
|  |  |   | 1.80<br>3.00              |
|  |  |   | 0.50                      |
|  |  |   | 1.20                      |

Fuente: POLIFUSION S.A

**Tabla 3. 25: Coeficiente De Perdidas Locales "K" De Los Accesorios**

| VELOCIDAD<br>V = m/s | PERDIDA DE CARGA<br>Z • k | VELOCIDAD<br>V = m/s | PERDIDA DE CARGA<br>Z • k |
|----------------------|---------------------------|----------------------|---------------------------|
| 0,1                  | 0,001                     | 2,6                  | 0,345                     |
| 0,2                  | 0,002                     | 2,7                  | 0,372                     |
| 0,3                  | 0,005                     | 2,8                  | 0,400                     |
| 0,4                  | 0,008                     | 2,9                  | 0,429                     |
| 0,5                  | 0,013                     | 3,0                  | 0,459                     |
| 0,6                  | 0,018                     | 3,1                  | 0,490                     |
| 0,7                  | 0,025                     | 3,2                  | 0,522                     |
| 0,8                  | 0,033                     | 3,3                  | 0,555                     |
| 0,9                  | 0,041                     | 3,4                  | 0,589                     |
| 1,0                  | 0,051                     | 3,5                  | 0,624                     |
| 1,1                  | 0,062                     | 3,6                  | 0,661                     |
| 1,2                  | 0,073                     | 3,7                  | 0,698                     |
| 1,3                  | 0,086                     | 3,8                  | 0,736                     |
| 1,4                  | 0,100                     | 3,9                  | 0,775                     |
| 1,5                  | 0,115                     | 4,0                  | 0,815                     |
| 1,6                  | 0,130                     | 4,1                  | 0,857                     |
| 1,7                  | 0,147                     | 4,2                  | 0,899                     |
| 1,8                  | 0,165                     | 4,3                  | 0,942                     |
| 1,9                  | 0,184                     | 4,4                  | 0,987                     |
| 2,0                  | 0,204                     | 4,5                  | 1,032                     |
| 2,1                  | 0,225                     | 4,6                  | 1,078                     |
| 2,2                  | 0,247                     | 4,7                  | 1,126                     |
| 2,3                  | 0,270                     | 4,8                  | 1,174                     |
| 2,4                  | 0,294                     | 4,9                  | 1,224                     |
| 2,5                  | 0,319                     | 5,0                  | 1,274                     |

**Fuente: POLIFUSION S.A.**

### Perdida de presión en codos

$K=1.2$  de la tabla 3.24.

$Z=0.033$  para  $v=0.81$  m/s de la tabla 3.25.

Reemplazando en la ecuación (3.75)

$$J_s = 1.2 * 0.033 = 0.0396 \text{ m. c. a.}$$

### Perdida de presión en empalmes.

$K=0.25$  de la tabla 3.18.

$Z=0.033$  para  $v=0.81$  m/s de la tabla 3.24.

Reemplazando en la ecuación (3.75)

$$J_s = 0.25 * 0.033 = 0.00825 \text{ m. c. a.}$$

La pérdida total de presión en la tubería de polipropileno es:

$$H_{Polipropileno} = 16.1 * 0.071 + 8 * 0.0396 + 1 * 0.00825 = 1.674 \text{ m. c. a.}$$

### 3.7.2.3. ALTURA GEOMETRICA.

La altura geométrica desde el eje de la bomba hasta el ingreso de agua al tanque de agua es de 13.37 m

### 3.7.2.4. PRESION TOTAL PARA LA SELECCIÓN DE LA BOMBA.

Entonces reemplazando todos los valores obtenidos en la ecuación (3.63) se tiene que la presión requerida por el sistema es de.

$$H_{Total} = 6.22 + 1.674 + 13.37 = 21.26 \text{ m. c. a.}$$

Necesitamos seleccionar una bomba que tenga esta elevación de agua.

Entonces las exigencias para la selección de la bomba son las siguientes.

- Soportar temperaturas de operación de hasta 46.9 °C.
- Proporcionar una elevación de agua de hasta 21.26 m.
- Trabajar con energía solar.
- Caudal volumétrico de 0.31  $m^3/hr$
- Que no se produzca cavitación en la bomba.

La bomba que se adecua a estas exigencias es la electrobomba 25/2 S marca ROWA como se puede apreciar en la tabla 3.26 (demarcación roja) sobre características técnicas y la figura 3.81 (línea roja) de curva de rendimiento de este tipo de bombas, estas bombas son de fabricación argentina y tiene en el Peru a BLUPOOLS E.I.R.L. Con dirección de contacto en Av. Separadora Industrial 1617, Ate, Lima

Ya seleccionada la bomba falta cumplir la exigencia de no cavitación, el fabricante en su manual de instalación recomienda que las pérdidas de carga en la tubería de succión no sea de más de 4 m.c.a para evitar la cavitación. Entonces para hallar las pérdidas de carga en este ducto se procede como en el paso 3.7.2.2. y se calcula las pérdidas en la tubería de succión de una longitud de 19.5m y 1" de diámetro interno es de 0.36 m.c.a. la longitud de esta tubería se observa a detalle en las **figuras "c", "d" y "e" del ANEXO C.** las pérdidas son mínimas porque la bomba funcionara a carga o succión positiva y no a succión negativa es decir que el depósito de alimentación a la bomba esta sobre el nivel del eje de esta y se cumple la exigencia para evitar la cavitación porque  $4 \text{ m.c.a.} > 0.36 \text{ m.c.a.}$



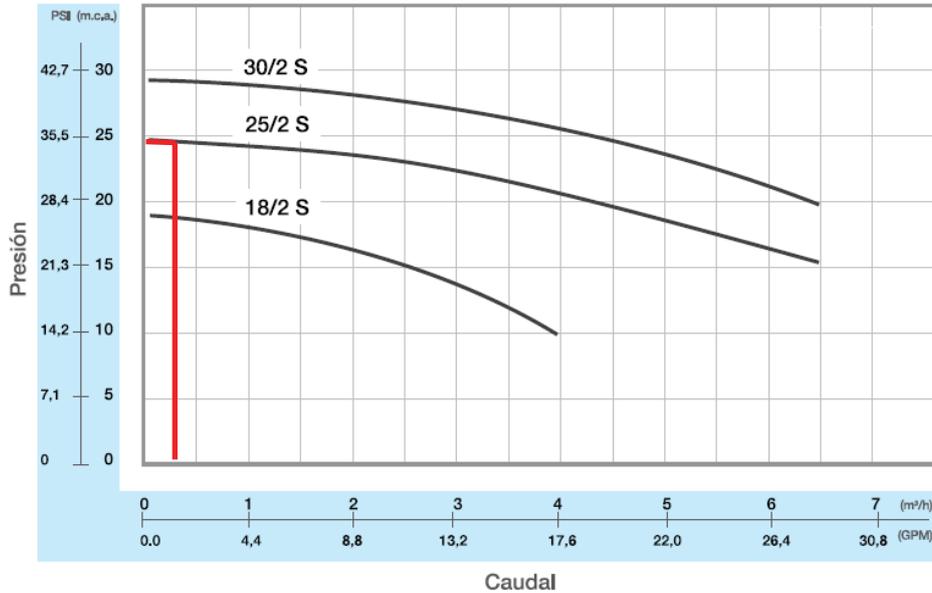
**Figura N° 3. 80: Electro bombas ROWA**  
**Fuente: Bombas ROWA**

Tabla 3. 26: Características técnicas -bombas ROWA

### Características Técnicas

| Modelo  | Vel. | Presión<br>máx<br>(PSI) | Caudal<br>máx<br>(GPM) | Potencia<br>(HP) | I        |          |            | Conex. | Peso<br>kg. |
|---------|------|-------------------------|------------------------|------------------|----------|----------|------------|--------|-------------|
|         |      |                         |                        |                  | 127<br>V | 220<br>V | 3x220<br>V |        |             |
| SOLAR 3 | 1    | 3,00                    | 8,80                   |                  | 0,40     | 0,20     | -          |        |             |
|         | 2    | 3,90                    | 12,30                  | 0,08             | 0,60     | 0,30     | -          | 3/4"   | 3,20        |
|         | 3    | 4,70                    | 15,00                  |                  | 1,00     | 0,50     | -          |        |             |
| 5/1 S   | 1    | 5,30                    | 9,70                   |                  | 0,70     | 0,35     | -          |        |             |
|         | 2    | 6,00                    | 15,00                  | 0,10             | 0,90     | 0,45     | -          | 3/4"   | 3,70        |
|         | 3    | 7,50                    | 20,70                  |                  | 1,20     | 0,60     | -          |        |             |
| 7/1 S   | 1    | 5,00                    | 11,40                  |                  | 0,90     | 0,45     | -          |        |             |
|         | 2    | 7,50                    | 18,90                  | 0,13             | 1,30     | 0,65     | -          | 1"     | 5,70        |
|         | 3    | 10,10                   | 27,30                  |                  | 1,60     | 0,80     | -          |        |             |
| 12/1 S  | 1    | 4,20                    | 10,10                  |                  | 1,40     | 0,70     |            |        |             |
|         | 2    | 8,80                    | 15,90                  | 0,17             | 2,10     | 1,05     | -          | 1"     | 6,50        |
|         | 3    | 14,20                   | 26,90                  |                  | 3,00     | 1,50     |            |        |             |
| 18/2 S  | 1    | 27,00                   | 17,60                  | 0,50             | 4,60     | 2,50     | -          | 1"     | 10,50       |
| 25/2 S  | 1    | 35,80                   | 28,60                  | 0,50             | 9,80     | 5,50     | -          | 1"     | 17,50       |
| 30/2 S  | 1    | 41,20                   | 28,60                  | 1,00             | 10,50    | 6,00     | -          | 1½"    | 24,00       |
| 10/2 S  | 1    | 14,20                   | 61,60                  | 0,50             | 6,20     | 3,00     | 2,60       | 1½"    | 18,00       |

Fuente: Bombas ROWA



**Figura Nº 3. 81: Curvas de rendimiento-bombas ROWA**  
**Fuente: Bombas ROWA**

### 3.7.3. DIMENSIONAMIENTO DEL SUB-SISTEMA ELECTRICO: SELECCION DE PANELES FOTOVOLTAICOS Y BATERIAS

El propósito del dimensionamiento de un sistema fotovoltaico es el cálculo de los elementos del sistema, como la potencia del generador fotovoltaico, capacidad de la batería y el cableado para suministrar de modo fiable un determinado consumo eléctrico.

El correcto dimensionado de un sistema fotovoltaico autónomo implica una armonía entre los tamaños del generador fotovoltaico y la batería de acumulación, por un lado cuanto más potencia de generador y más capacidad de batería se instalen para satisfacer el mismo consumo, se obtendrá un sistema con menor probabilidad de fallo, pero también aumentara su costo. Por otro lado existen múltiples combinaciones entre potencia de generador y capacidad de batería que conducen a una misma probabilidad de fallo (así un sistema con una potencia muy elevada de generador fotovoltaico necesita muy poca batería y viceversa) además del óptimo de inversión inicial, es necesario tener en cuenta que un sistema con mucha potencia de generador fotovoltaico en relación con la capacidad de la batería conduce a un desperdicio energético por encontrarse la batería completamente cargada. En el caso de un sistema con excesiva capacidad de batería en relación con la potencia del generador Fotovoltaico, se tendrán problemas para conseguir cargar la batería completamente, con los consecuentes efectos de degradación y reducción de su tiempo de vida.

### 3.7.3.1. DEFINIENDO NUESTROS PARÁMETROS

- **Días de autonomía N.**

El número máximo de días de autonomía previstos para la instalación en función de las características climatológicas de la zona y de la aplicación o uso final de la instalación. A la hora de establecer N, es necesario considerar también las limitaciones económicas, ya que a mayor sea N, mayor será la inversión.

Para proyectos domésticos se suelen tomar entre 3 y 5 días de autonomía, 6 o 7 días en caso de tratarse de zonas con baja irradiación donde pueden producirse periodos de varios días en condiciones de poca luz. Para sistemas remotos suelen tomarse 7 y 10 días de autonomía.

$$N=3$$

- **La tensión nominal de la instalación  $V_N$ .**

La tensión (voltaje) nominal del sistema es normalmente la necesaria para las cargas más elevadas. Si predominan cargas AC, debe elegirse una tensión DC que sea compatible con la entrada del inversor. Si las demandas de potencia más elevadas son para el consumo de aparatos DC, debe elegirse el valor de la tensión de la carga mayor. Es necesario tener en cuenta que la determinación del voltaje también determina la corriente del sistema, que es necesario mantener en unos niveles aceptables. Normalmente la corriente de cada circuito debe limitarse a 20 A, con un total de 100 A. El rendimiento de los inversores es mejor a tensiones más altas, como 48 y 120 V. La selección del inversor es importante e influye tanto en el coste como en el funcionamiento y la fiabilidad del sistema.

En general se recomiendan tensiones de 12 V para potencias menores de 1,5 kW, 24 o 48 V para potencias entre 1,5 y 5 kW y 48 o 120 V para potencias mayores de 5 kW.

$$V_N = 12V$$

- **Profundidad máxima de descarga permisible para la batería DOD.**

Es el porcentaje de la capacidad de la batería que puede ser descargado sin causar daños o una limitación de la vida útil de la batería. Por ejemplo, una DOD del 70% indica que la batería se puede descargar un 70% antes de que el regulador de carga corte el consumo. Es necesario considerar que hay una dependencia inversa de la vida útil de la batería con la DOD.

$$DOD = 80\%$$

### 3.7.3.2. ESTIMACIÓN DE NUESTROS CONSUMOS

Se trata de obtener el consumo medio diario, en amperios-hora por día, en la batería. Si este no es constante durante todo el año, entonces tendremos que calcular para cada mes.

Para determinar nuestro consumo es necesario confeccionar un listado de los diversos aparatos conectados al sistema, el número de horas de uso diario y el voltaje nominal de operación de cada uno. En principio la determinación del consumo resulta claro y directo: únicamente se necesita calcular el consumo de energía de todos los dispositivos que se incluirán en el sistema fotovoltaico.

**Tabla 3. 27: Potencia de la bomba y tiempo de funcionamiento.**

| Tipo de bomba   | Potencia (W) | Tiempo diario de funcionamiento (horas/día) |
|-----------------|--------------|---|
| Bomba de 0.5 HP | 372.8 W      | 7 hr  |

La energía diaria teórica requerida (carga diaria) se calcula sumando el producto entre la potencia de cada aparato o elemento de consumo por el tiempo medio diario de funcionamiento de cada uno. Normalmente es suficiente con determinar el valor medio mensual del consumo diario, lo que equivale a suponer un valor de la carga diaria en Wh para cada mes. Se suelen separar los consumos en corriente continua de los consumos en corriente alterna, pues están afectados de factores de pérdidas distintos.

$$L = P \times T \quad (3. 76)$$

$$L = 372.8 \text{ w} \times 7 \text{ hr/día} = 3355.2 \left[ \frac{\text{wh}}{\text{día}} \right]$$

La energía real necesaria, L se calcula teniendo en cuenta las eficiencias de los distintos subsistemas y las pérdidas. De tal modo que:

$$L = \frac{L_{cc}}{\eta_g} + \frac{L_{ca}}{\eta_g \eta_{inv}} \quad (3. 77)$$

Dónde:

$L_{cc}$  : Carga diaria en corriente continua.

$L_{ca}$  : Carga diaria en corriente alterna.

$\eta_g$  : Eficiencia carga descarga de la batería.

$\eta_{inv}$  : Eficiencia media diaria del inversor del inversor.

$$L = \frac{L_{cc}}{\eta_g} = \frac{6270}{0.8} = 4194 \left[ \frac{\text{wh}}{\text{día}} \right]$$

### 3.7.3.3. CALCULO DE LA CAPACIDAD DE LA BATERÍA

La capacidad de la batería se calcula en función del número de días de autonomía (parámetro de diseño), N, y del consumo medio diario, L, de acuerdo con la expresión:

$$CB = \frac{L \times N}{DOD \times \eta_c} \quad (3.78)$$

$$CB = \frac{4194 \times 3}{0.8 \times 0.9} = 17475 \text{ [wh]}$$

CB : la capacidad de la batería, en Wh  
L : es la energía real necesaria, en Wh  
N : número de días de autonomía. 3días  
DOD : máxima profundidad de descarga de la batería. 80 %  
 $\eta_c$  : Pérdidas en los cables. 0.9

Para obtener el valor del consumo expresado en Ah/día se puede obtener como:

$$CB_u = \frac{CB}{V_N} \text{ [Ah]} \quad (3.79)$$

Dónde:  $V_N$  es la tensión nominal de la batería. 12 voltios

$$CB_u = \frac{17475 \text{ wh}}{12 \text{ V}} \text{ [Ah]}$$

$$CB_u = 1456.25 \text{ [Ah]}$$

Para encontrar la cantidad de baterías que se usaran, dividiremos la capacidad necesaria por el sistema ( $CB_u$ ) entre la capacidad de la batería seleccionada ( $CB_{BATERIA}$ ) para nuestro caso usaremos baterías de plomo ácido sellada Marca U-Power Solar Mono-Block 12V 250ah.

$$N^\circ \text{ BATERIAS} = \frac{CB_u}{CB_{BATERIA}} \quad (3.80)$$

Reemplazando los datos obtenemos:

$$N^\circ \text{ BATERIAS} = \frac{1456.25}{250} = 5.8 \text{ Baterias}$$

Se usaran 6 baterías, Baterías de plomo ácido sellado marca SUNSTONE 12v 250ah.

### 3.7.3.4. CALCULANDO LA POTENCIA NOMINAL DEL GENERADOR FOTOVOLTAICO

El tamaño del campo de paneles, o potencia pico de la instalación, se calcula teniendo en cuenta la radiación solar disponible.

#### 3.7.3.4.1. CALCULO DEL ANGULO ÓPTIMO DE INCLINACIÓN Y ORIENTACION DE LOS PANELES SOLARES.

- **HORIENTACION DEL PANEL SOLAR.**

Un parámetro importante es la orientación del generador FV. En general conviene tener el generador fotovoltaico orientado hacia el ecuador terrestre (hacia el Sur en el Hemisferio Norte y hacia el Norte en el Hemisferio Sur), como se indica en la figura N° 3.80.

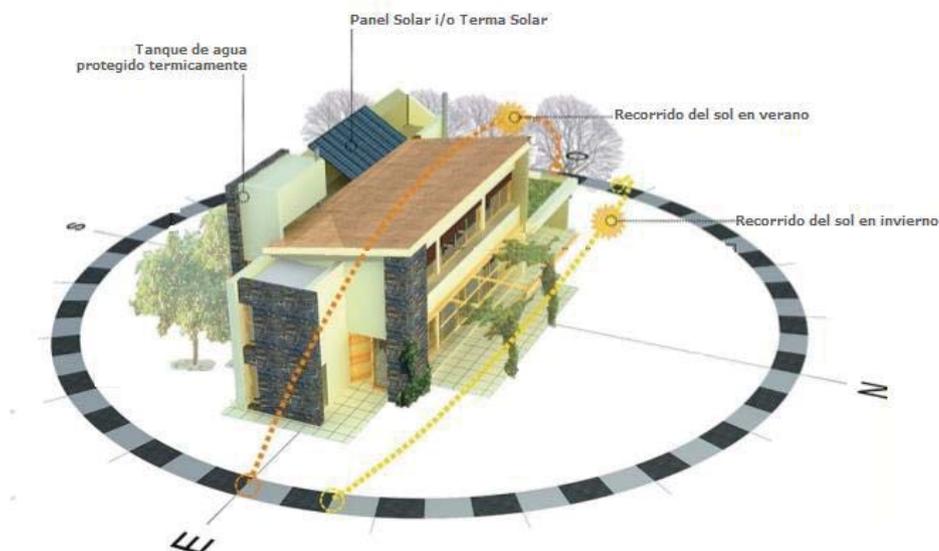


Figura N° 3. 82: Orientación de los paneles fotovoltaicos.

Fuente: <https://www.emaze.com/@AOLIFOQL/Presentation-Name-copy1>

**ORIENTACIÓN DEL GENERADOR FOTOVOLTAICO = Hacia el Norte**

- **ANGULO ÓPTIMO DE INCLINACIÓN DEL PANEL SOLAR FOTOVOLTAICO.**

Para el análisis del ángulo de inclinación se tomara el valor calculado para la terma solar en la sección 3.7.1.2.

En resumen el ángulo de inclinación óptima para nuestro panel fotovoltaico varia a lo largo de todo el año de  $13.53^\circ$  (equinoccio de otoño 21 marzo y

equinoccio de primavera 22 de septiembre) a 36.98° (solsticio de verano 21 de diciembre y solsticio de invierno 21 junio)

Para aprovechar la radiación solar durante todo el año tomaremos el ángulo promedio anual **28.5°**

$$\text{INCLINACION OPTIMA DEL GENERADOR FOTOVOLTAICO} = 28.5^\circ$$

### 3.7.3.4.2. HORAS SOLARES PICO.

Para calcular las horas solares pico se tiene que conocer los valores de la radiación solar horizontal por mes, Tabla N° 3.28, datos extraídos del mapa solar de cusco, ver **ANEXO B**.

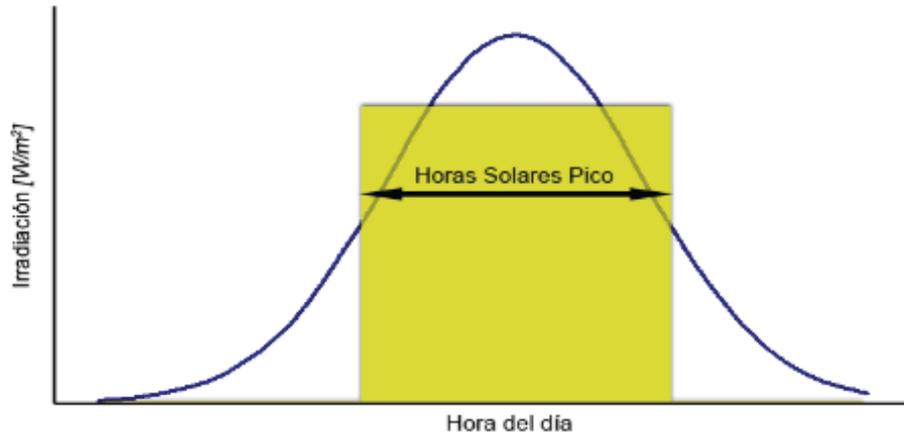
**Tabla 3. 28: Radiación solar horizontal por mes.**

| Mes        | KWh/m2.dia |
|------------|------------|
| Enero      | 5.5        |
| Febrero    | 5.5        |
| Marzo      | 5.5        |
| Abril      | 5          |
| Mayo       | 5          |
| Junio      | 5          |
| Julio      | 4.5        |
| Agosto     | 4.5        |
| Septiembre | 4.5        |
| Octubre    | 6          |
| Noviembre  | 6          |
| Diciembre  | 6          |

**Fuente: Senamhi**

Horas de Sol Pico (HSP): entendido como el número de horas de sol en media diaria a una radiación de 1000 W/m<sup>2</sup>. Es equivalente a la energía total diaria incidente sobre una superficie horizontal en kWh/m<sup>2</sup> por cada día

Hallamos las **HORAS SOLARES PICO (HSP)** efectivas para cada día del año, y un promedio para cada mes, tabla N° 3.29, el menor valor de HSP en esta tabla será utilizado para dimensionar los paneles solares que se usaran para la alimentación eléctrica de la bomba.



**Figura N° 3. 83: Horas solares pico.**

Fuente: [https://es.wikipedia.org/wiki/Hora\\_solar\\_pico](https://es.wikipedia.org/wiki/Hora_solar_pico)

$$(HSP) = FI ( G_{\alpha,\beta} ) \quad (3. 81)$$

Dónde:

FI : Factor de irradiación esta entro de los parámetros según “Selección de sistemas fotovoltaicos” autor Miguel Ángel Hadzich Marín.

$G_{\alpha,\beta}$  : Radiación global diaria obtenida.

**Tabla 3. 29: Horas solares pico (HSP)**

| Mes        | HSP |
|------------|-----|
| Enero      | 5.5 |
| Febrero    | 7.8 |
| Marzo      | 5.9 |
| Abril      | 6.9 |
| Mayo       | 7.6 |
| Junio      | 7.9 |
| Julio      | 8.0 |
| Agosto     | 7.7 |
| Septiembre | 6.2 |
| Octubre    | 7.5 |
| Noviembre  | 7.1 |
| Diciembre  | 5.2 |

Fuente: Observatorio Meteorologico “Luis Olazo Olivera”

Se utiliza el valor de HSP para el mes más desfavorable. Con este valor, y teniendo en cuenta los vatios pico de un panel se calcula el número de paneles necesario, de acuerdo con la ecuación (3.82).

### 3.7.3.4.3. CALCULO DE LA CANTIDAD DE PANELES SOLARES

$$N^{\circ} \text{ Modulos FV} = \frac{L}{W_p (HSP)_{\alpha,\beta} (1 - \eta_d)} \quad (3.82)$$

$L$  : es la energía diaria real necesaria,

$W_p$ : Los vatios pico de módulo FV que se utiliza en la instalación.

$(HSP)_{\alpha,\beta}$  :Son las horas de sol pico incidentes sobre el plano de los paneles ( $\beta$  es el ángulo la inclinación sobre la horizontal y  $\alpha$  la orientación respecto del sur).

$\eta_d$  : es un factor global de pérdidas que se producen en el generador fotovoltaico. 25%

En este factor global de pérdidas están contempladas las pérdidas por conexionado y dispersión de parámetros, las pérdidas debidas al punto de trabajo del sistema, que en general no coincide con el punto de máxima potencia de los paneles. Contempla también la disminución de potencia entre la nominal y la real de los módulos. En este punto hay que recordar que los fabricantes aseguran una potencia pico nominal  $\pm 10\%$ . Teniendo en cuenta todos estos factores las pérdidas de potencia del generador son al menos de un 25 %.

$$N^{\circ} \text{ Modulos FV} = \frac{4194}{260 \text{ w } (5.2\text{hr}) (1 - 0.25)} = 4.14$$

$$N^{\circ} \text{ Modulos FV} = 5.00$$

Es necesario 5 paneles fotovoltaicos de 260 Wp

Para el caso se usaran paneles fotovoltaicos marca Canadian Solar CS6P-260P distribuidos por la empresa Delta Volt SAC, con dirección en CAL.BRUNO MOLL NRO. 176 DPTO. 302 (ALT CDRA 21 AV BENAVIDES) en LIMA / LIMA / MIRAFLORES el precio de cada panel con estas características es de 290.20US\$

### **3.8. DIMENSIONES DE LOS COMPONENTES DEL SUB-SISTEMA SUELO RADIANTE**

Esta sección nos servirá para el análisis de costos que será tocara más adelante, todos estos componentes se muestran en la figura N° 3.84.

#### **1. Panel aislante:**

Se utilizara 16 m<sup>2</sup> de panel aislante, el cual será tecnopor de 40 mm de espesor.

#### **2. Panel de poliuretano:**

Se cubrirá el panel aislante de tecnopor con una cubierta de poliuretano de 5mm de espesor para evitar daños en el tecnopor, al ser el poliuretano más resistente, se necesitara 16 m<sup>2</sup> de este panel.

#### **3. Banda perimetral:**

La banda perimetral que se utilizara en el proyecto será banda aislante de poliuretano de 5 mm de espesor con un ancho de 120 mm y un largo total de 16 m.

#### **4. Rejilla de soporte:**

La rejilla que se utilizara para brindarle soporte a la tubería será fabricada con fierro corrugado de ¼" con una longitud total requerida de 136 m.

#### **5. Tuberías de PEX-AL-PEX:**

- La longitud de tubería de PEX-AL-PEX requerida es de 67 m con un paso entre tuberías de 0.24m.
- El agua ingresara a la tubería con una temperatura de 46.9°C y saldara a 41.9 °C.
- El caudal de agua en la tubería tendrá que ser de 5.16 litros/min.

#### **6. Mortero de cemento:**

El espesor de mortero que se usara es de 80 mm.

#### **7. Acabado de mayólica:**

El acabado será de mayólica blanca para piso, para toda la extensión del piso de 16 m<sup>2</sup>.

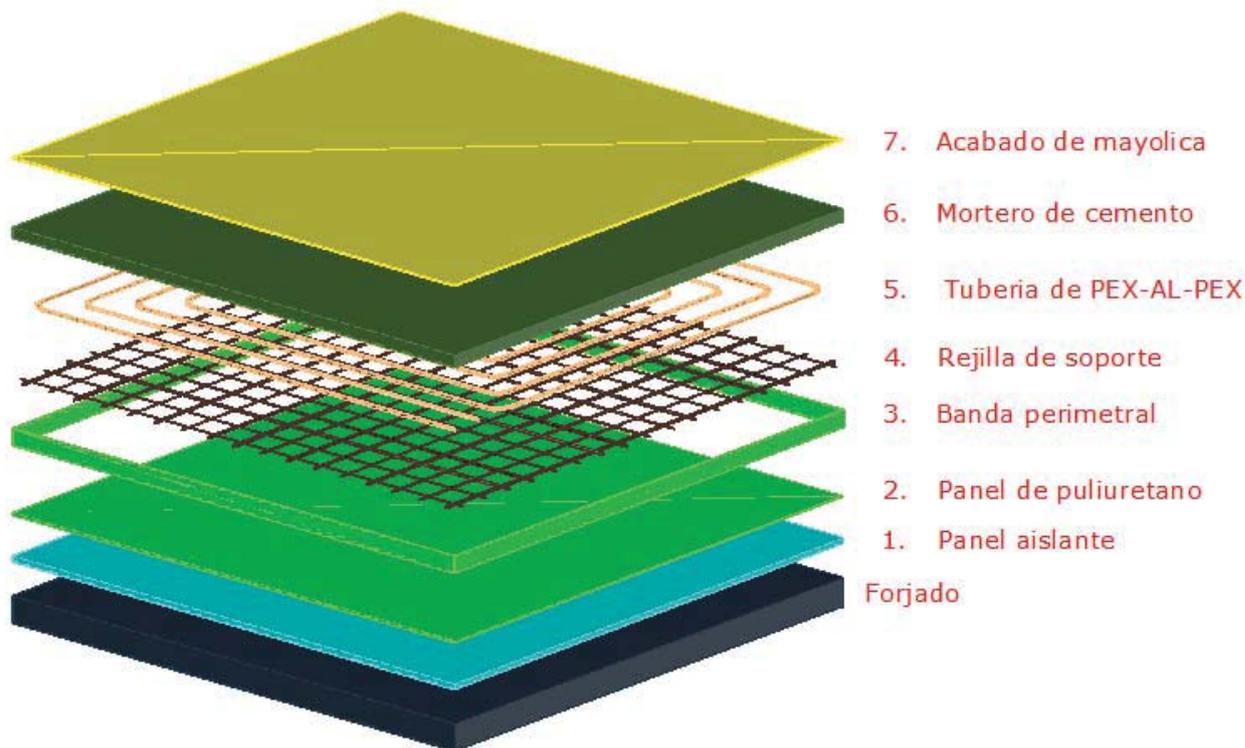


Figura N° 3. 84: Componentes del sub-sistema de suelo radiante.  
Fuente: Creación propia.

### 3.9. DIMENSIONES DE LOS COMPONENTES DEL SUB-SISTEMA GENERACION Y ALMACENAMIENTO DE AGUA CALIENTE.

- Se optó por seleccionar una terma solar de tubos al vacío de 350 litros con 35 tubos al vacío de 1.80m de longitud.
- Esta terma se orientara hacia el norte con un ángulo de inclinación de 28.46 grados.



Figura N° 3. 85: terma solar de tubos al vacío.  
Fuente: Tinselec

### 3.10. DIMENSIONES DE LOS COMPONENTES DEL SUB-SISTEMA DE BOMBEO.

Las dimensiones de los componentes del sub-sistema de bombeo se presentan en la tabla 3.30.

**Tabla 3. 30: Dimensiones de tuberías y accesorios del sistema sub-sistema de bombeo.**

| Descripción                                      | Unidad | Cantidad |
|--|--------|----------|
| Tubería de polipropileno 1/2"                    | m      | 31.6     |
| Accesorios para tubería de polipropileno de 1/2" | Uni    | 33       |
| Tubería de polipropileno 1"                      | m      | 3.2      |
| Accesorios para tubería de polipropileno de 1"   | Uni    | 5        |
| Electrobomba 25/2 S marca ROWA de 0.5 hp         | Uni    | 1        |

**Fuente: Creación propia**

### 3.11. DIMENSIONES DE LOS COMPONENTES DEL SUB-SISTEMA ELECTRICO

Las dimensiones de los componentes del sub-sistema eléctrico se presentan en la tabla N° 3.31.

**Tabla 3. 31: Dimensiones de los componentes del sub-sistema eléctrico**

| Descripción  | Unidad | Cantidad |
|--|--------|----------|
| Baterías Marca U-Power Solar Mono-Block 12V 250ah.   | Uni    | 6        |
| Paneles fotovoltaicos marca Canadian Solar CS6P-260P | Uni    | 5        |
| Controlador /regulador de voltaje                    | Uni    | 1        |
| Cable N° 14  | m      | 40       |

**Fuente: Creación propia.**

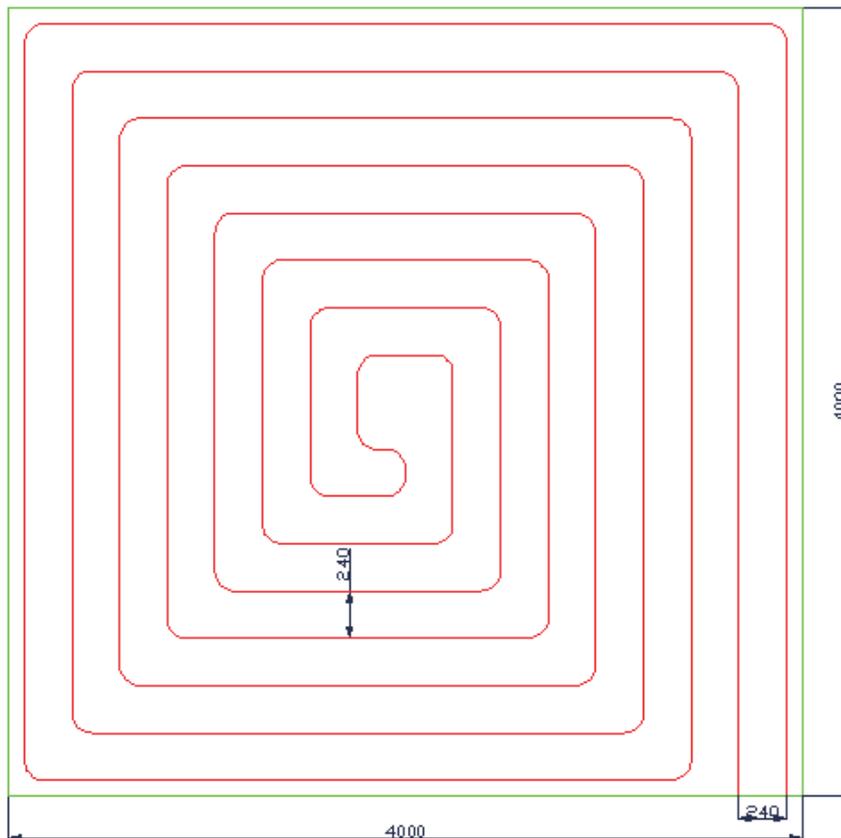
La orientación e inclinación de los paneles será la misma de la terma solar.

### 3.12. ANALISIS DEL PROYECTO UTILIZANDO TUBERIAS DE CPVC (Policloruro de vinilo clorado), GALVANIZADA Y COBRE TIPO M

Para este análisis se considera los datos hallados por el método de diferencias finitas, los cuales serán utilizados para analizar el proyecto utilizando las tuberías de CPVC, galvanizada y cobre tipo M.

- Longitud de tubería de 67 m
- Paso de tubería de 0.24m
- Temperatura en la superficie exterior de la tubería  $T_{s-ext} = 41^{\circ}\text{C}$
- Energía requerida para que funcione el sistema de  $Q_{DISEÑO} = 1796.9 [W]$
- Flujo másico de agua de  $\dot{m} = 0.086 \left[\frac{Kg}{s}\right]$
- Velocidad promedio del agua dentro de la tubería  $v_{a-prom} = 0.77 \left[\frac{m}{s}\right]$

Se considera la misma distribución de la tubería en forma de espiral para las cuatro clases de tubería.



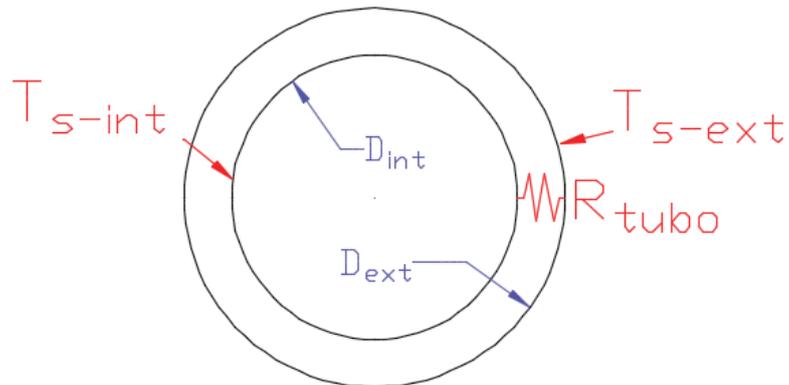
Distribución en espiral de la tubería en el área del ambiente a calefactar

### 3.12.1. SELECCIÓN DE LA TERMA SOLAR

Teniendo en cuenta que se calculó una temperatura en la superficie exterior de la tubería de  $T_{s-ext} = 41^{\circ}\text{C}$  se considera el análisis de la transferencia de calor para un cilindro y se hallara la temperatura en la superficie interna de la tubería, considerando las propiedades físicas y térmicas de estas tuberías.

**Tabla 3. 32 : Propiedades físicas y térmicas de las tuberías**

| MATERIAL DE TUBERIA                   | K [W/m.°K] | $\epsilon$ [mm] | T_max [°C] | COSTO soles/m | COMENTARIO                       |
|---------------------------------------|------------|-----------------|------------|---------------|----------------------------------|
| PEX-AL-PEX                            | 0.35       | 0.0080          | 95°C       | 25            | se encuentran en rollos de 100 m |
| CPVC<br>Policloruro de vinilo clorado | 0.1369     | 0,0015          | 82°C       | 3.6           | se encuentran en varillas de 5 m |
| Galvanizada                           | 47         | 0.2400          | 60°C       | 5.3           | se encuentran en varillas de 6 m |
| Cobre (Tipo M)                        | 372        | 0,0015          | 250°C      | 24.3          | se encuentran en varillas de 6 m |



$$Q_{DISEÑO} = \frac{T_{s-int} - T_{s-ext}}{R_{tubo}}$$

$$R_{tubo} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot K \cdot L}$$

$$T_{s-int} = T_{a-media}$$

$$T_{a-media} = \frac{(T_{a-ingreso} + T_{a-salida})}{2}$$

$$T_{a-ingreso} - T_{a-salida} = 5^{\circ}\text{C}$$

Con los datos y las consideraciones anteriores se determina que la temperatura a la cuales que debe de ingresar el agua  $T_{a-ingreso}$  para cada caso como se muestra en la tabla 3.33.

Como se ve en la siguiente tabla la temperatura a la que el agua debe de ingresar al suelo radiante no varía en gran proporción para cada caso se considera el uso de la misma terma solar de tubos al vacío de 350 litros

**Tabla 3. 33 Determinación de la temperatura de ingreso del agua al suelo radiante en cada tipo de tubería**

| MATERIAL DE TUBERIA | L [m] | $D_{int}$ [m] | $D_{ext}$ [m] | K [W/m.°K] | R [m2.K/W] | $Q_{DISEÑO}$ [W] | $T_{s-ext}$ [°C] | $T_{s-int}$ [°C] | $T_{a-ingreso}$ [°C] |
|---------------------|-------|---------------|---------------|------------|------------|------------------|------------------|------------------|----------------------|
| PEX-AL-PEX          | 67    | 0.012         | 0.016         | 0.35       | 0.001952   | 1769.9           | 41               | 44.5             | 47.0                 |
| CPVC                | 67    | 0.0124        | 0.0159        | 0.1369     | 0.004314   | 1769.9           | 41               | 48.6             | 51.1                 |
| Galvanizada         | 67    | 0.012         | 0.016         | 47         | 0.000015   | 1769.9           | 41               | 41.0             | 43.5                 |
| Cobre (Tipo M)      | 67    | 0.012         | 0.016         | 372        | 0.000002   | 1769.9           | 41               | 41.0             | 43.5                 |

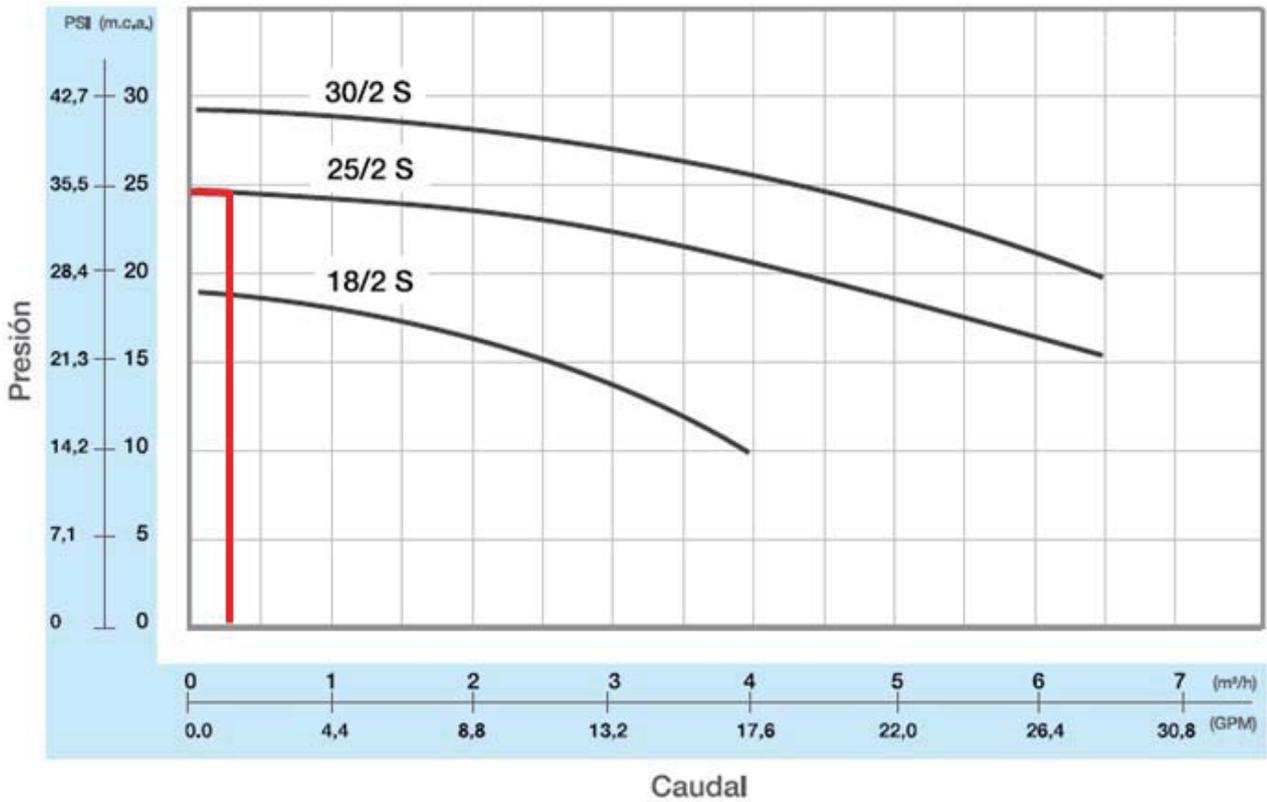
### 3.12.2. SELECCIÓN DE LA BOMBA DE IMPULSION.

Ahora determinaremos la potencia de la bomba que se requiere para cada caso, para ello solo se calculara las pérdidas de presión en la tubería que se instalara en el suelo radiante ( $H_{tuberia\_suelo}$ ), la cual variara según las cuatro tuberías que se están analizando como se observa en la tabla 3.34, las pérdidas de presión en la tubería de polipropileno que va desde la salida del suelo radiante hasta el tanque que alimenta la terma solar ( $H_{Polipropileno}$ ) y la altura que se requiere elevar el agua ( $H_{geometrica}$ ) serán las que se calcularon para el caso cuando se usa tubería de PEX-AL-PEX, calculo que ya se hizo anteriormente.

Como se muestra en la tabla 3.34 la altura total ( $H_{Total}$ ) que se requiere elevar el agua para las tuberías PEX-AL-PEX, CPVC y Cobre son similares y próximas a 21 metros por lo que se usara la bomba ROWA 25/2-S de 0.5 HP, la cual eleva el agua hasta una altura de 25 metros como se muestra en la curva de rendimiento de la bomba, para el caso de la tubería galvanizada la altura total resulta ser de 27 metros altura que ya no es cubierta por la bomba de 0.5 HP, en tal caso será necesario utilizar una bomba de mayor potencia, usaremos la bomba ROWA 30/2-S de 1 HP de potencia la cual eleva el agua hasta una altura de 30 metros, suficiente para cubrir nuestra demanda.

Tabla 3. 34 : Determinación de la pérdida de presión en cada tipo de tubería.

| MATERIAL DE TUBERIA | $D_{int}$ [m] | $D_{ext}$ [m] | $v_{a-prom}$ [m/s] | $H_{tuberia\_suelo}$ [mca] | $H_{Polipropileno}$ [mca] | $H_{geometrica}$ [m] | $H_{Total}$ [mca] |
|---------------------|---------------|---------------|--------------------|----------------------------|---------------------------|----------------------|-------------------|
| PEX-AL-PEX          | 0.012         | 0.016         | 0.77               | 6.22                       | 1.67                      | 13.67                | 21.56             |
| CPVC                | 0.0124        | 0.0159        | 0.77               | 5.66                       | 1.67                      | 13.67                | 21.00             |
| Galvanizada         | 0.012         | 0.016         | 0.77               | 11.73                      | 1.67                      | 13.67                | 27.07             |
| Cobre (Tipo M)      | 0.012         | 0.016         | 0.77               | 5.74                       | 1.67                      | 13.67                | 21.08             |



Curvas de rendimiento-bombas ROWA

## **CAPITULO IV:**

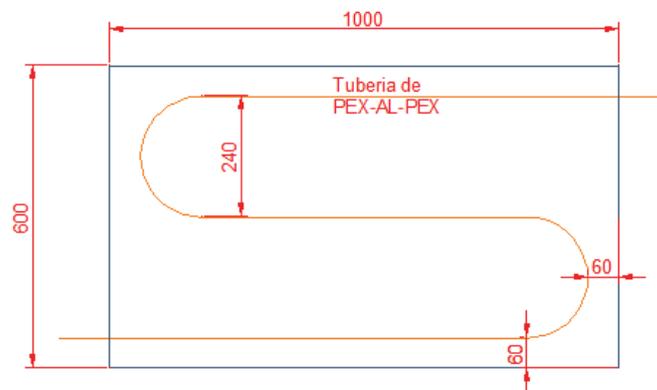
### **CONSTRUCCION DEL MODULO, IMPLEMENTACION DEL SISTEMA DE ADQUISICION DE DATOS, ADQUISICION Y ANALISIS DE DATOS.**

## 4. CONSTRUCCION DEL MODULO, IMPLEMENTACION DEL SISTEMA DE ADQUISICION DE DATOS, ADQUISICION Y ANALISIS DE DATOS.

### 4.1. CONSTRUCCION DEL MODULO

#### 4.1.1. MODULO DE SUELO RADIANTE DE PASO DE TUBERIA DE 240 MM.

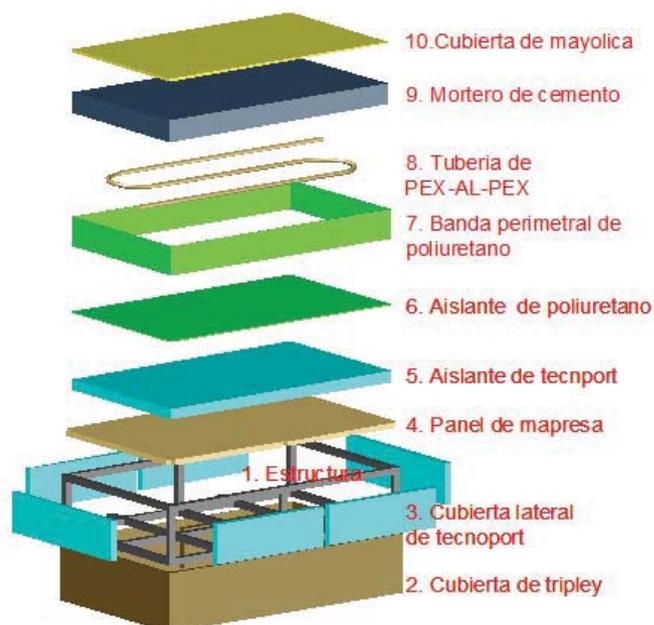
Este modelo de suelo radiante es el resultado del análisis por el método de diferencias finitas, el cual fue dimensionado en el capítulo III de este trabajo de tesis, para su construcción se considerara una fracción del área total y distribuir la tubería respetando el paso de tubería como se indica en la figura N° 4.1.



**Figura N° 4. 1: Distribución de la tubería PEX-AL-PEX para un paso de 240 mm, unidades de las medidas en mm**

**Fuente: Creación propia.**

Los componentes de este módulo se pueden observar a detalle en la figura 4.2, componentes de las mismas propiedades físicas y térmicas de las que se hizo el cálculo teórico en el capítulo III, por el método de diferencias finitas.



**Figura N° 4. 2: Componentes del módulo de suelo radiante con un paso de tubería de 240 mm.**  
El proceso

Fuente: Creación propia.



(a)



(b)



(c)



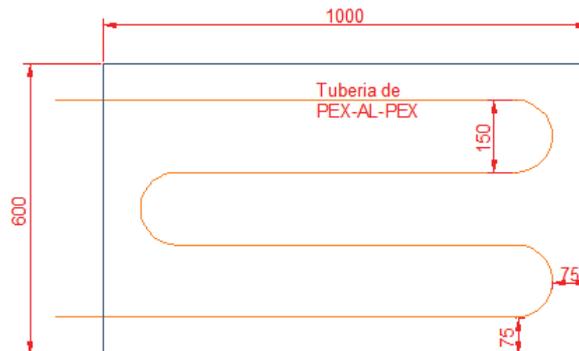
(d)

**Figura N° 4. 3: Proceso de construcción del módulo de suelo radiante con un paso de tubería de 240 mm.**

Fuente: Creación propia.

#### 4.1.2. MODULO DE SUELO RADIANTE DE PASO DE TUBERIA DE 150 MM.

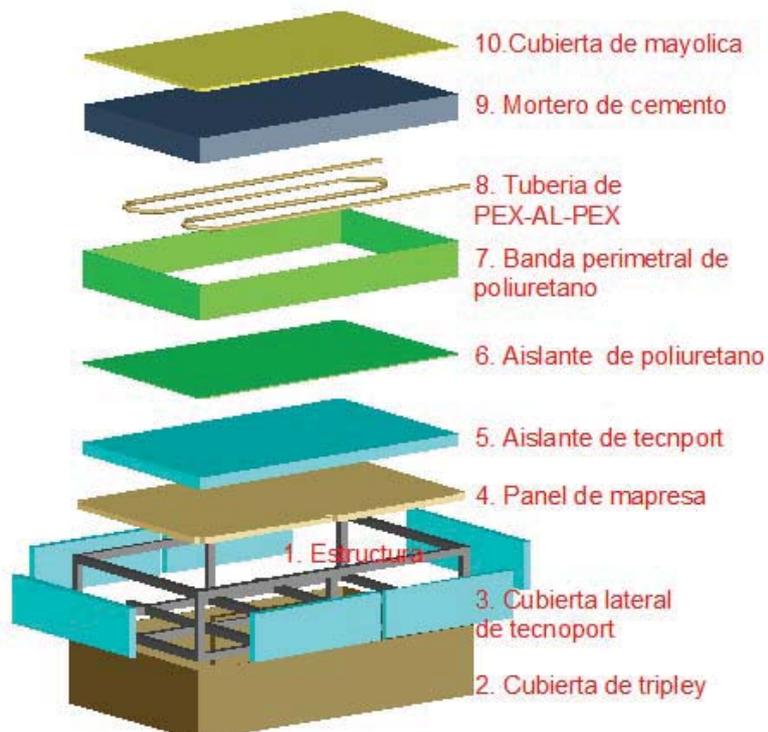
La distribución de la tubería en este módulo fue determinada según el procedimiento de cálculo de la norma UNE-EN-1264, estas medidas se indican en la figura 4.4.



**Figura Nº 4. 4: Distribución de la tubería PEX-AL-PEX para un paso de 150 mm, unidades de las medidas en mm**

**Fuente: Creación propia**

Los componentes conformantes de este módulo con paso de tubería de 150 mm son similares al módulo de paso de tubería de 240 mm, la diferencia está en la longitud de tubería en ambos módulos.

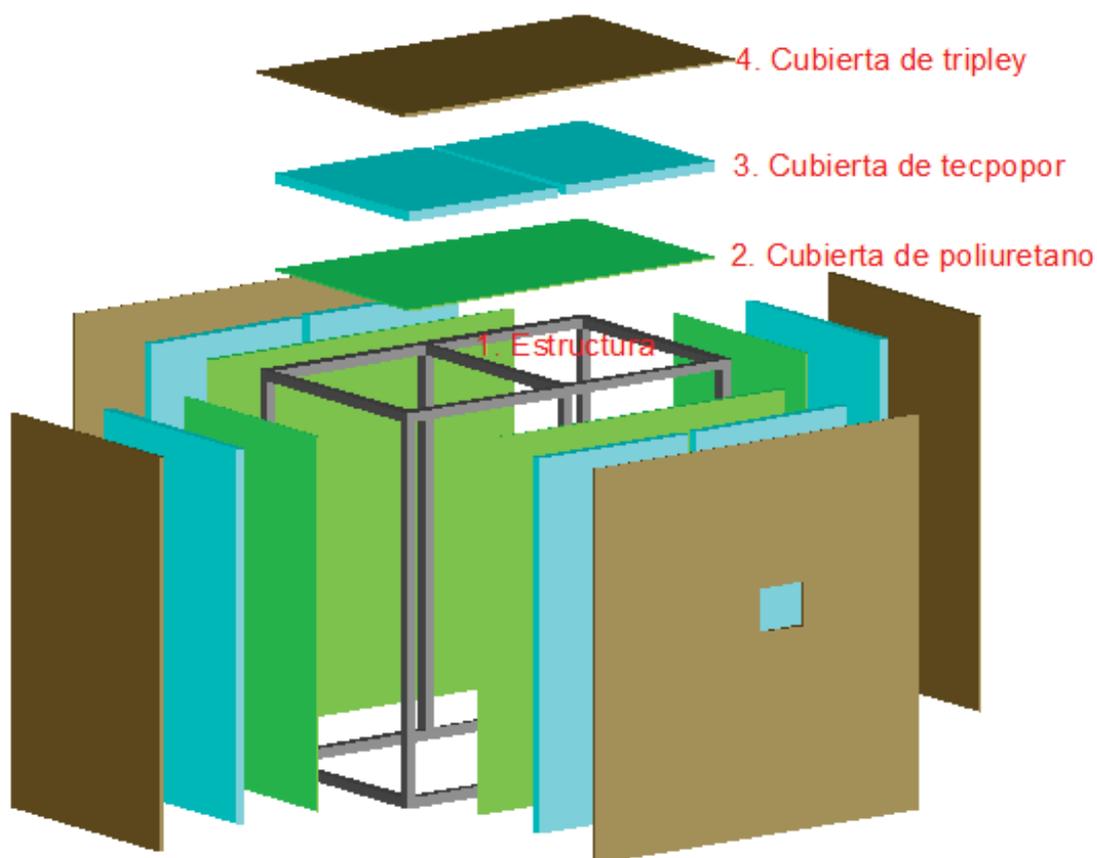


**Figura N° 4. 5: Componentes del módulo de suelo radiante con un paso de tubería de 240 mm.**

**Fuente: creación propia**

#### **4.1.3. CUBIERTA DE LOS DISEÑOS DE SUELO RADIANTE.**

Esta cubierta fue fabricada en función a la transmitancia promedio de todas las formas constructivas presentes en el ambiente a calefaccionar, las cuales fueron analizadas en el capítulo III, esta transmitancia promedio tiene el valor de  $3.43 \left[ \frac{W}{K.m^2} \right]$ , entonces se toma este valor para determinar el espesor de las cubiertas, para el caso se calculó que los materiales que se utilizaran son plancha de tecnopor de 1" de espesor y panel de poliuretano de 2 mm de espesor, los cuales le proporcionarán a la cubierta propiedades térmicas similares a las formas constructivas analizadas en la sección 3.4.3 del capítulo III, los detalles de sus componentes se muestra en la figura 4.6, y el proceso de construcción se muestra en la figura 4.7.



**Figura N° 4. 6: Componentes de la cubierta del suelo radiante**

Fuente: Creación propia



(a)



(b)



(c)



(d)

Figura Nº 4. 7: Proceso de construcción de la cubierta de suelo radiante.

Fuente: Creación propia.

## 4.2. IMPLEMENTACION DEL SISTEMA DE ADQUISICION DE DATOS

El sistema de adquisición de datos se desarrolló con el fin de obtener datos que puedan ser analizados y obtener la temperatura de la superficie del suelo radiante, temperatura del agua al ingreso y salida del suelo radiante, temperatura de agua en el termotanque, temperatura del aire al interior del ambiente, temperatura del aire en el exterior, caudal de agua.

### 4.2.1. PLATAFORMA ARDUINO.

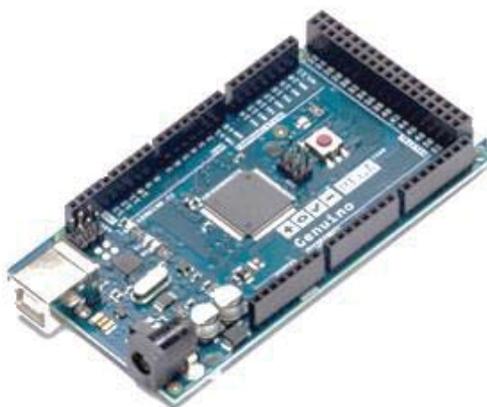


Figura N° 4. 8: Tarjeta electrónica arduino mega

FUENTE: <http://hetpro-store.com/TUTORIALES/sensor-de-temperatura-ds18b20/>

Es una plataforma de hardware y software libre basada en una sencilla placa electrónica con entradas y salidas (E/S), entradas analógicas y digitales. El elemento principal es el microcontrolador Atmegaxx8, un chip sencillo y de bajo coste que permite el desarrollo de múltiples diseños, existe en el mercado una gran cantidad de sensores y actuadores los cuales son empleados en trabajos de electrónica y adquisición de datos, describiremos brevemente los sensores que se emplearon en este proyecto.

- **SENSORES 18B20**

El sensor de temperatura DS18B20 es un dispositivo que se comunica de forma digital. Cuenta con tres terminales: Vcc, GND y el pin Data. Este sensor utiliza comunicación OneWire, este protocolo permite enviar y recibir datos

utilizando un solo cable, a diferencia de la mayoría de los protocolos que requieren dos cables, este sensor está dentro de un encapsulado que permite medir la temperatura de fluidos sin ningún inconveniente.

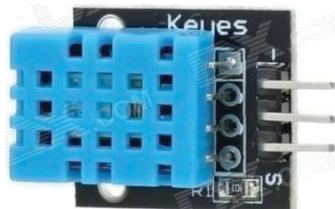


**Figura N° 4. 9: sensor de temperatura 18b20**

**Fuente:** <http://hetpro-store.com/TUTORIALES/sensor-de-temperatura-ds18b20/>

- **SENSOR DHT11**

El sensor de temperatura y humedad DHT11 tiene solo 3 pines VCC, GND y OUT, se alimenta el sensor con 5 volts y se conecta a una de las entradas digitales.



**Figura N° 4. 10: Sensor de temperatura y humedad dht11**

**Fuente:** <http://www.prometec.net/wp-content/uploads/2014/10/DHT11.jpg>

- **SENSOR YF-S201**



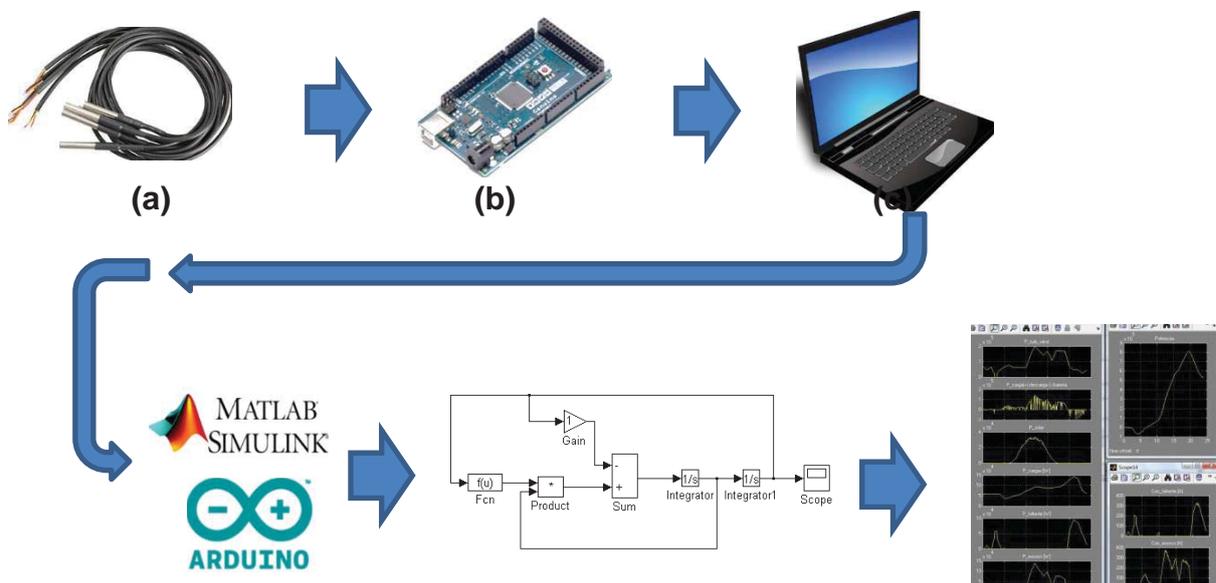
**Figura N° 4. 11: Caudalimetro YF-S201**

Fuente:<http://miarduinounotieneunblog.blogspot.pe/2016/04/caudalimetro-con-sensor-de-flujo-yf.html>

El sensor de flujo YF-S201 está constituido por una carcasa de plástico, un rotor de agua y un sensor de efecto Hall. El funcionamiento de este sensor es muy simple, es decir, en el rotor tiene un pequeño imán adherido para poder registrar una vuelta cada vez que pasa por el sensor magnético de efecto Hall que hay en el otro lado del tubo, generándose pulsos de salida a una velocidad proporcional a la del flujo. En la parte posterior del sensor hay una flecha para indicar la dirección del flujo. Cada pulso en la salida del sensor equivale aproximadamente a 2,25 mililitros. Una de las cosas a tener en cuenta es que no es un sensor de precisión, por lo que la frecuencia del pulso varía un poco dependiendo de la velocidad de flujo, la presión del fluido y la orientación del sensor, necesitándose una cuidadosa calibración si se requiere más que un 10% de precisión.

#### 4.2.2. MATLAB-SIMULINK Y ARDUINO.

Es ya conocido que matlab es una herramienta de cálculo especializada y tiene una herramienta llamada simulink que permite trabajar con diagramas de bloque haciéndolo más amigable, el flujo que sigue la información al momento de la adquisición de datos se presenta en la figura 4.12, partiendo primero los sensores (a) que están en contacto con el medio que requiere ser monitoreado, la información recibida de los sensores pasa por la placa arduino (b) esta recibe lecturas en voltaje y las transforma en números binarios, los cuales son procesadas por la computadora (c) a través de programas implementados en arduino y matlab (d), luego son procesados por el diagrama de bloques en simulink (e) y con el monitoreo de datos a través de tiempo se grafican curvas de comportamiento del sistema (f), esta es una breve descripción del sistema de adquisición de datos implementado en este proyecto.



(d)

(e)

(f)

**Figura N° 4. 12: Diagrama de flujo para la adquisición de datos.**

**Fuente: creación propia**

#### **4.2.3. INSTALACION DEL SISTEMA DE ADQUISICION DE DATOS.**

En la figura 4.13 se muestra la posición de los sensores en todo el modulo, los puntos de color verde indican la posición de los sensores YF-S201 o caudalímetros y los puntos rojos indica los lugares donde se miden temperaturas todos son sensores 18B20 menos el punto indicado con la denominación T\_amb\_int en este punto se utiliza un el sensor DHT11 para medir la temperatura y la humedad dentro de la cubierta de suelo radiante.

#### **DESCRIPCION DE CADA PUNTO DONDE SE UBICO CADA SENSOR.**

Estos puntos se describen de acuerdo a su ubicación en el diagrama de la figura 4.13.

- **Caudal\_a\_fria:** Mide la cantidad de agua fría en [litros/min] que ingresa a la bomba solar, agua proveniente del tanque de agua.
- **Caudal\_a\_caliente:** Mide la cantidad de agua caliente en [litros/min] que ingresa a la bomba solar, agua proveniente de la terma solar.
- **Caudal\_a\_trabajo:** Mide la cantidad de agua en [litros/min] que sale de la bomba solar, agua que es la combinación de agua fría y agua caliente.
- **T\_termotanque:** Mide la temperatura del agua en [°C] en la parte superior de termotanque
- **T\_base\_termotanque:** Mide la temperatura en del agua en [°C] en la base del termotanque.
- **T\_i\_bomba:** Mide la temperatura en [°C] del agua justo antes del ingreso a la bomba solar, este sensor tambien puede ser utilizado para medir la temperatura exterior al cambiar su posición en el diagrama.

- **T\_i\_agua:** Mide la temperatura en [°C] del agua a la salida de la bomba y al ingreso del suelo radiante.
- **T\_s\_agua:** Mide la temperatura en [°C] del agua a la salida del suelo radiante.
- **T\_suelo:** Mide la temperatura en [°C] en la superficie del suelo radiante.
- **T\_amb\_int:** Mide la temperatura del aire en [°C] en el interior de la cubierta del suelo radiante.
- **Humedad\_relativa:** Mide la humedad relativa del aire en [%] en el interior de la cubierta del suelo radiante.

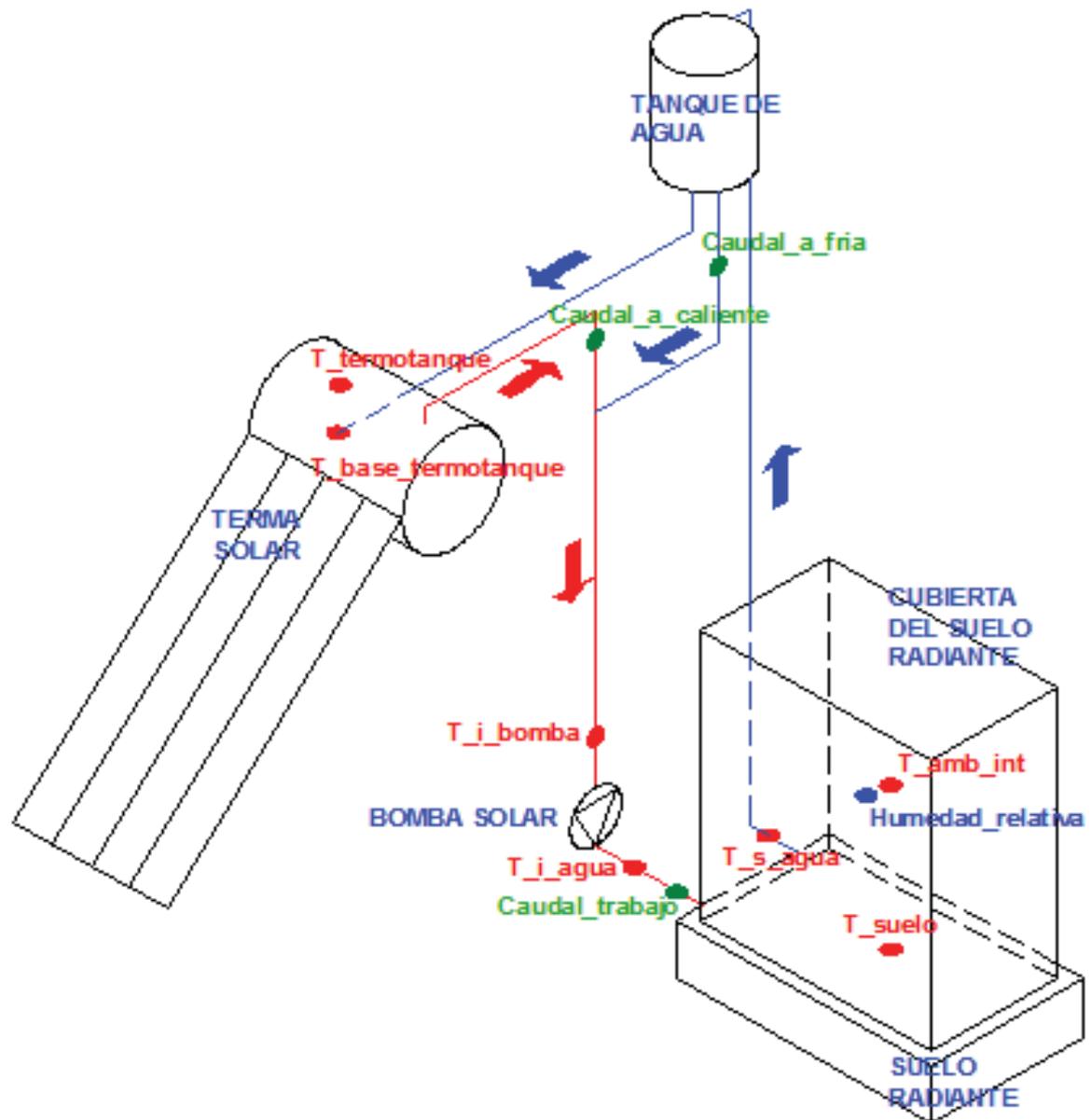


Figura Nº 4. 13: Diagrama de ubicación de los sensores en todo el módulo.

Fuente: Creación propia

#### 4.3. EXPERIMENTACION, ADQUISICION Y ANALISIS DE DATOS.

##### 4.3.1. PROCEDIMIENTO DEL EXPERIMENTO.

Este procedimiento se seguirá para ambos diseños de suelo radiante, es decir, para el diseño por el método de diferencias finitas y el método de diseño por la norma europea UNE-EN-1264.

Se bombeara agua al interior del suelo radiante a una temperatura mínima de 47 °C y una máxima de 70°C, por tal motivo si el agua en el tanque está a más de 70 °C será necesario combinarla con agua fría proveniente del tanque de agua como se indica en la figura 4.13, es necesario combinar el agua caliente proveniente de la terma porque la bomba solar soporta hasta una temperatura 70°C, al ingresar agua caliente al interior de suelo radiante se monitoreara a través del tiempo la variación de la temperatura en la superficie del suelo radiante ( $T_{\text{suelo}}$ ) con este dato podremos calcular la cantidad de calor que proporciona la superficie del suelo considerando que la transferencia de calor es por convección natural y radiación estos dos procesos se desarrollaron a detalle en el capítulo III, una vez calculado el calor transferido por la superficie se verificara como este valor cambia a través del tiempo y cuál es el valor al que llega en el estado estable.

También se verificara como varia la humedad relativa ( $\text{Humedad}_{\text{relativa}}$ ) y la temperatura ( $T_{\text{amb\_int}}$ ) en el interior en función del tiempo.

Se considera que el caudal que ingresa al suelo radiante ( $\text{Caudal}_{\text{trabajo}}$ ), deberá mantenerse entre el rango de 5 a 6 [litros/min], dato que se aproxima al valor teórico calculado de 5.20 [litros/min],

Estos experimentos se realizan desde las 00:00 Horas de cada día para evitar que los sensores den lecturas erróneas al presentarse días con mañanas y tardes bastante calurosas que influyen directamente en estos sensores al estar parcialmente expuestos al ambiente.

#### **4.3.2. OBJETIVO DEL EXPERIMENTO.**

El objetivo del experimento es el de verificar si la temperatura en el ambiente ( $T_{\text{amb\_int}}$ ) llega a 18°C y si la humedad relativa ( $\text{Humedad}_{\text{relativa}}$ ) varía considerablemente, también si, mediante el cálculo de la transferencia de calor en la superficie se cuantifique esta transferencia en ambos diseños y compararlos con los cálculos teóricos obtenidos anteriormente. (Capítulo III y anexo D) y verificar que el diseño por el método de diferencias finitas cumple las condiciones de calefacción de ambientes, es decir ambiente a 18 °C y humedad relativa aproximada de 50%.

### 4.3.3. ADQUISICION DE DATOS

EXPERIMENTO Nº: 1

FECHA: 21 DE NOVIEMBRE DE 2016

MODELO: DISEÑADO POR A NORMA UNE-EN-1264

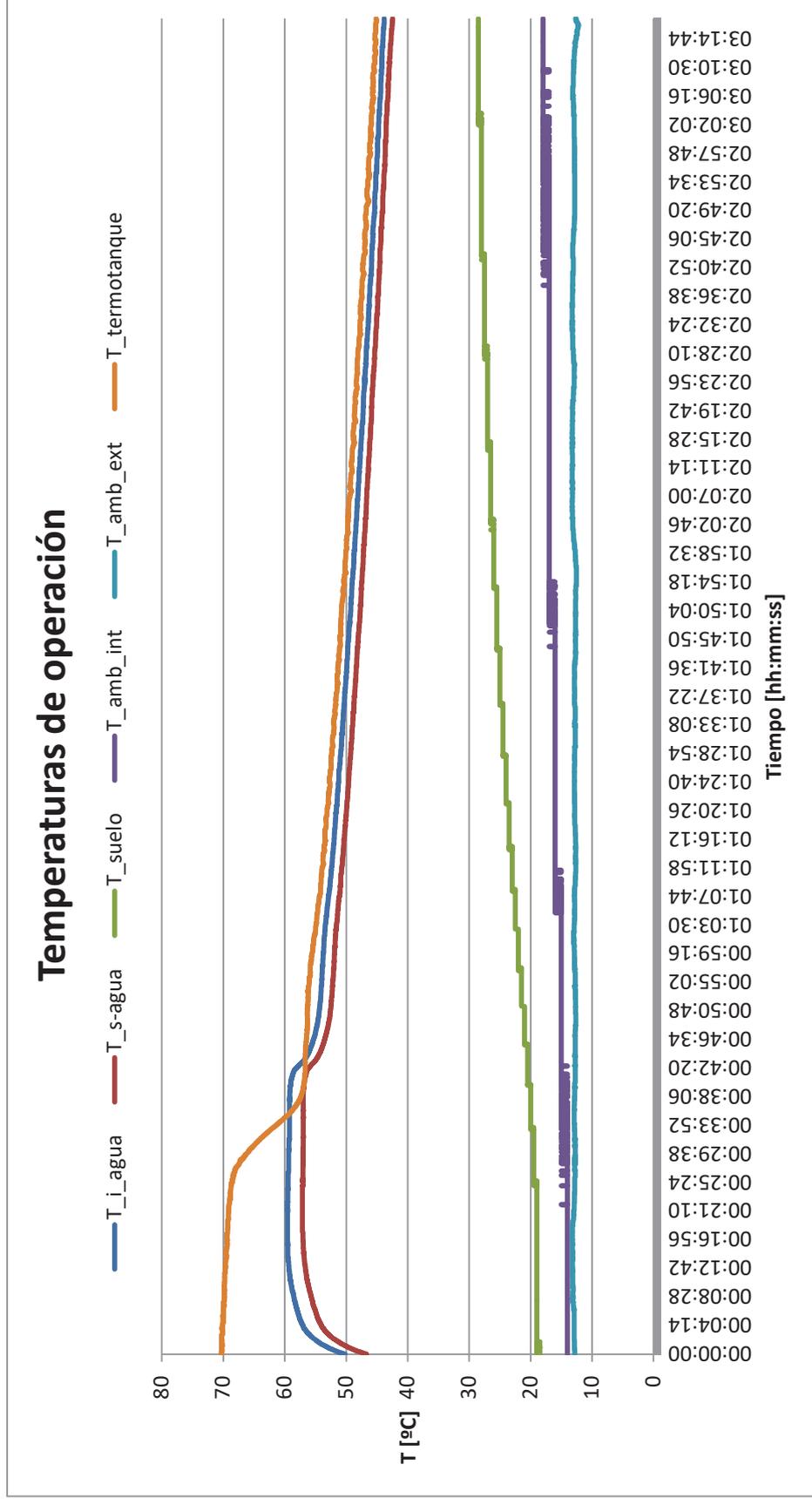
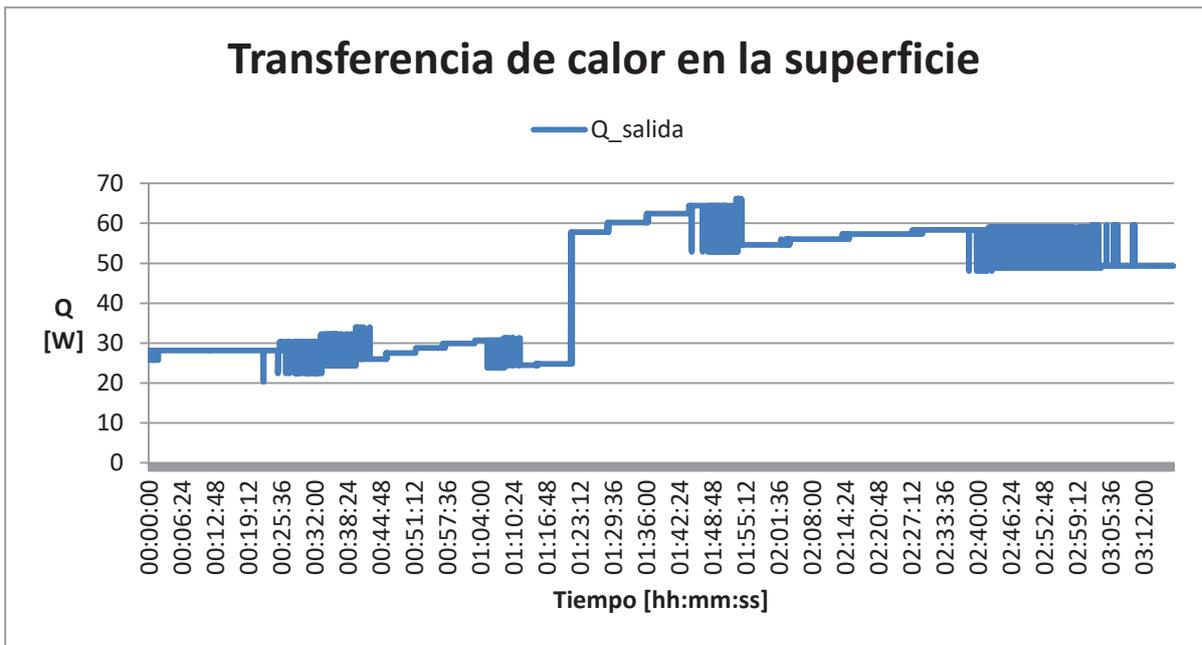
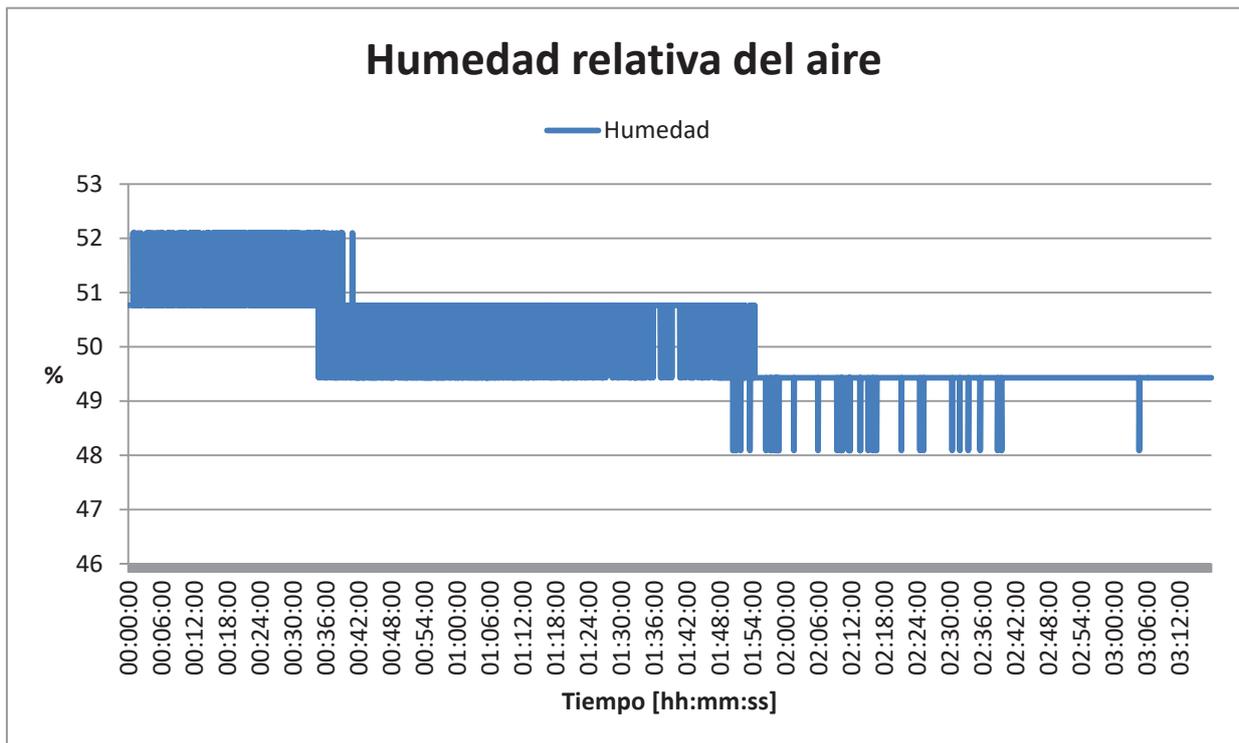


Figura Nº 4. 14: Curvas de las Temperaturas de operación en el suelo radiante diseñado por la norma UN-1264.  
Fuente: Creación propia.



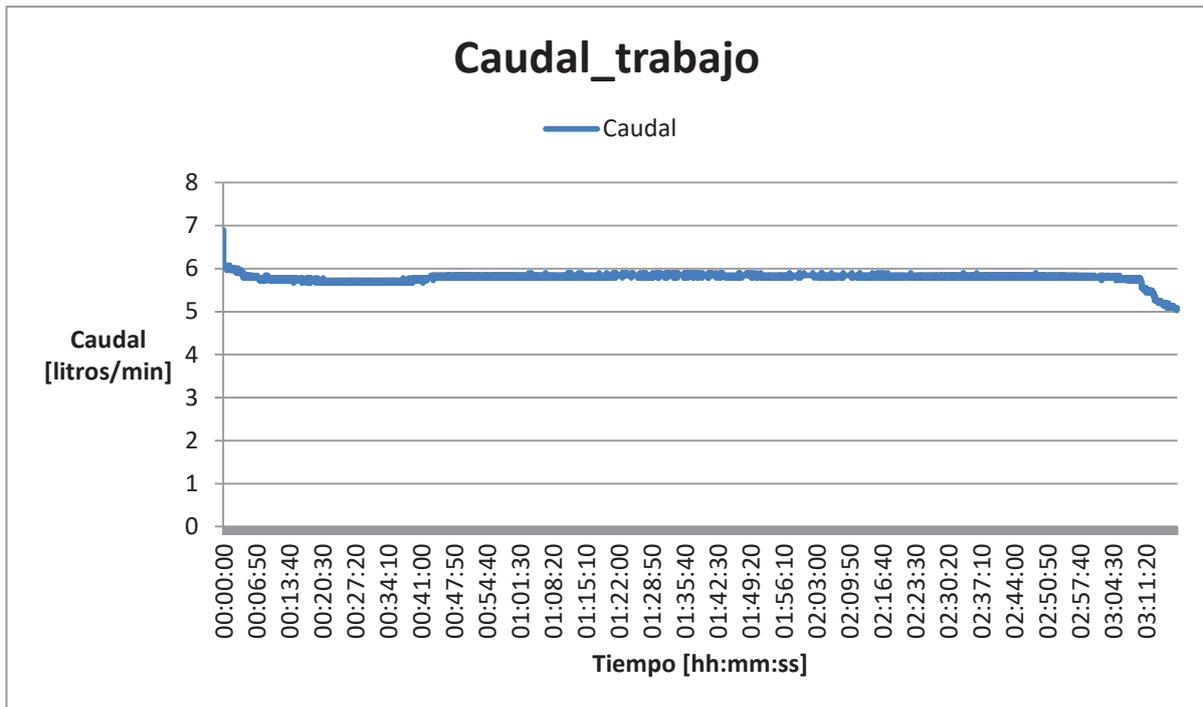
**Figura N° 4. 15: Curva de la transferencia de calor en la superficie.**

Fuente: Creación propia.



**Figura N° 4. 16: Curva de la humedad relativa durante el tiempo de operación.**

Fuente: Creación propia.



**Figura N° 4. 17: Curva del caudal en el tiempo de operación.**  
**Fuente: Creación propia.**

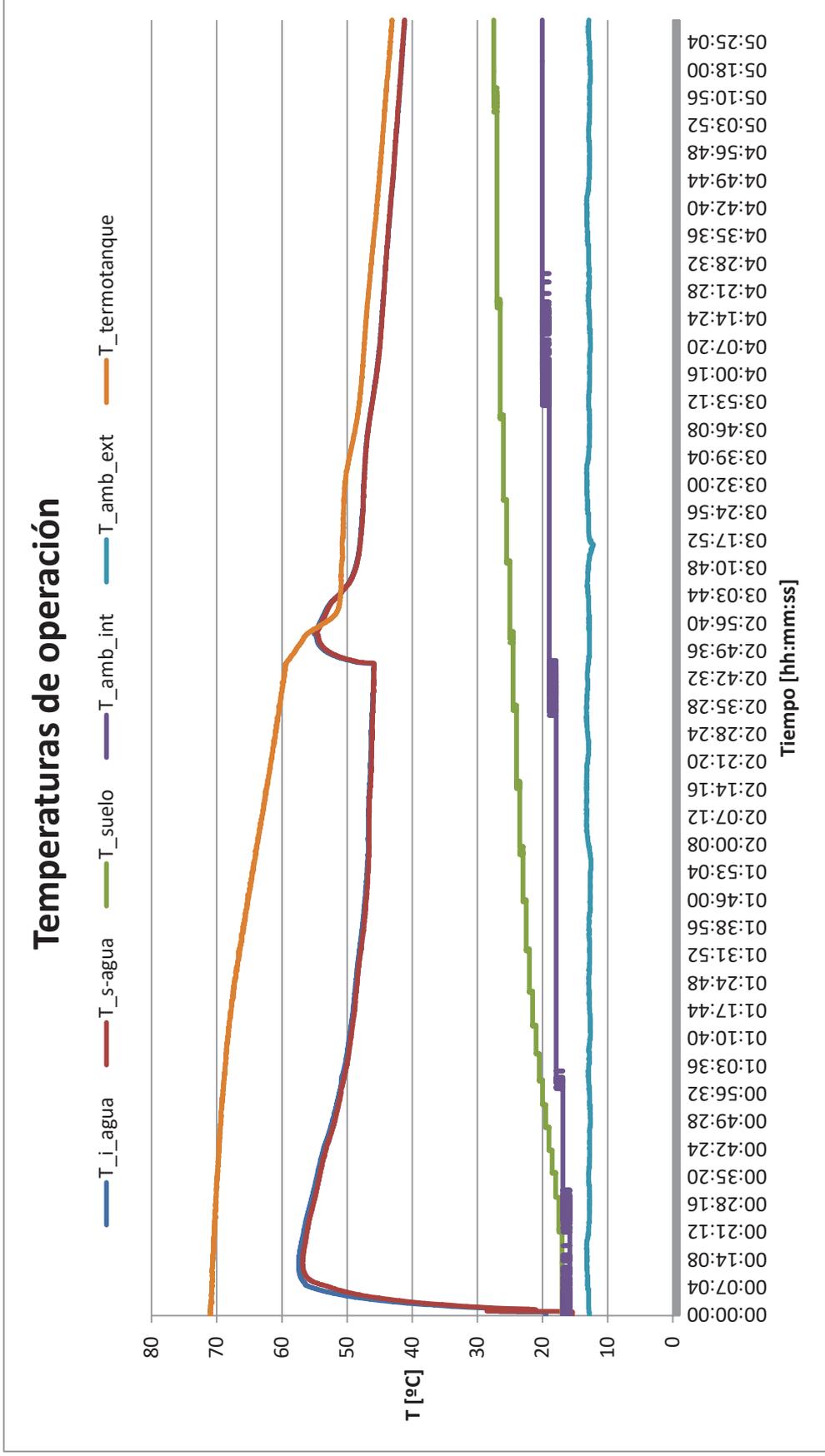
#### 4.3.3.1. ANALISIS DEL PRIMER EXPERIMENTO

- Como se observa en la figura N° 4.14 la temperatura a la que inicia el agua en la terma solar es de  $T_{\text{termotanque}}=70^{\circ}\text{C}$ , las temperaturas del suelo y del aire en el interior de la cubierta llegan a sus valores respectivos de  $T_{\text{suelo}}=29^{\circ}\text{C}$  y  $T_{\text{amb\_int}}=18^{\circ}\text{C}$  después de dos horas de funcionamiento del sistema y con una temperatura externa casi constante de  $T_{\text{amb\_ext}}=14^{\circ}\text{C}$ .
- Una vez conseguida la temperatura deseada del aire en el interior y el de la superficie del suelo radiante, se procede a analizar la transferencia de calor en la superficie del suelo y verificar, si este valor se acerca al valor teórico calculado por el método de la norma EN-1246, que esta detallado en el ANEXO F, primeramente, recordemos el valor que se calculó de acuerdo a esta norma europea, valor que se calculó como  $q = 124.68 \text{ W/m}^2$ , ahora verificamos el experimental, según la curva de comportamiento de la transferencia de calor de la figura N° 4.15 después de las dos horas de funcionamiento este valor se estabiliza en un valor de  $56 \text{ W}$  generado por los  $0.6 \text{ m}^2$  de superficie del

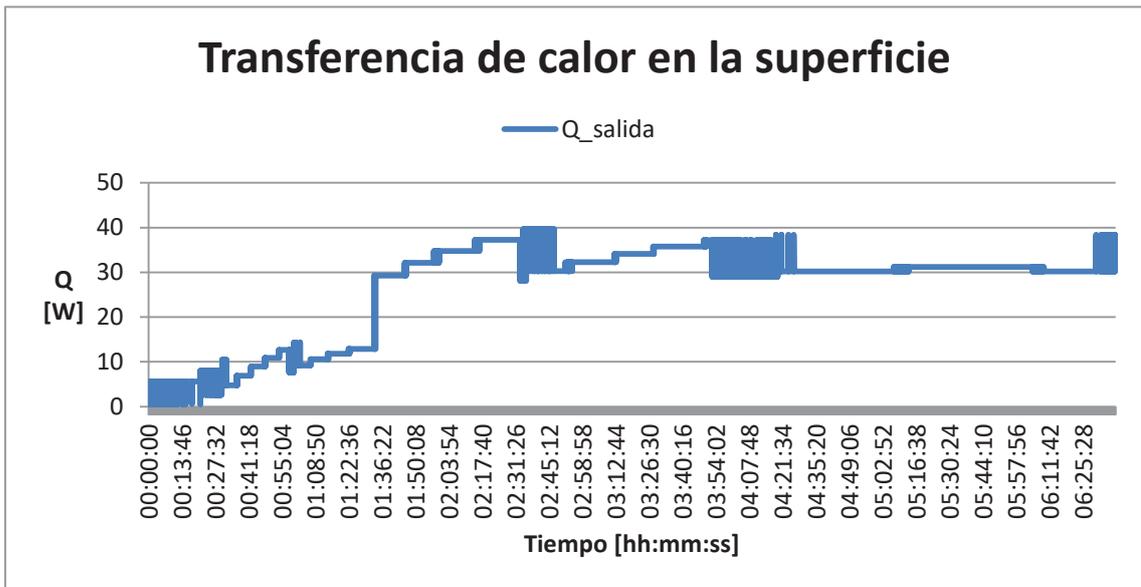
suelo radiante, entonces sí, hacemos la proyección de la producción de este suelo radiante por metro cuadrado se tiene que este suelo produciría  $93.5 \text{ W/m}^2$ , valor que difiere del teórico por el procedimiento constructivo el cual no siguió estándares de construcción bien determinados y se realizaron a criterio, pero aun así se consiguió que la temperatura del aire en el ambiente llegue a la temperatura deseada de  $18^\circ\text{C}$ .

- En la figura 4.16 se muestra que a pesar del incremento de la temperatura del aire en el interior la humedad relativa no disminuye considerablemente empezando en 52% y terminando en 49.5% por lo que no se sugiere el uso de un humidificador.
- El tiempo en el cual el aire en el ambiente llegue a la temperatura deseada de  $18^\circ\text{C}$  puede recortarse si al inicio del funcionamiento del sistema incrementamos el tiempo de ingreso de agua a una temperatura mayor a  $60^\circ\text{C}$  que para el experimento solo fue de 30 min como se observa en la figura 4.14, limitante porque el experimento se realiza en horas de la madrugada.
- El caudal de agua que se usó en este experimento es de 5.8 Litros/min, como se indica en la figura 4.17.

**EXPERIMENTO Nº: 2**  
**FECHA: 01 DE DICIEMBRE DE 2016**  
**MODELO: DISEÑADO POR EL METODO DE DIFERENCIAS FINITAS**

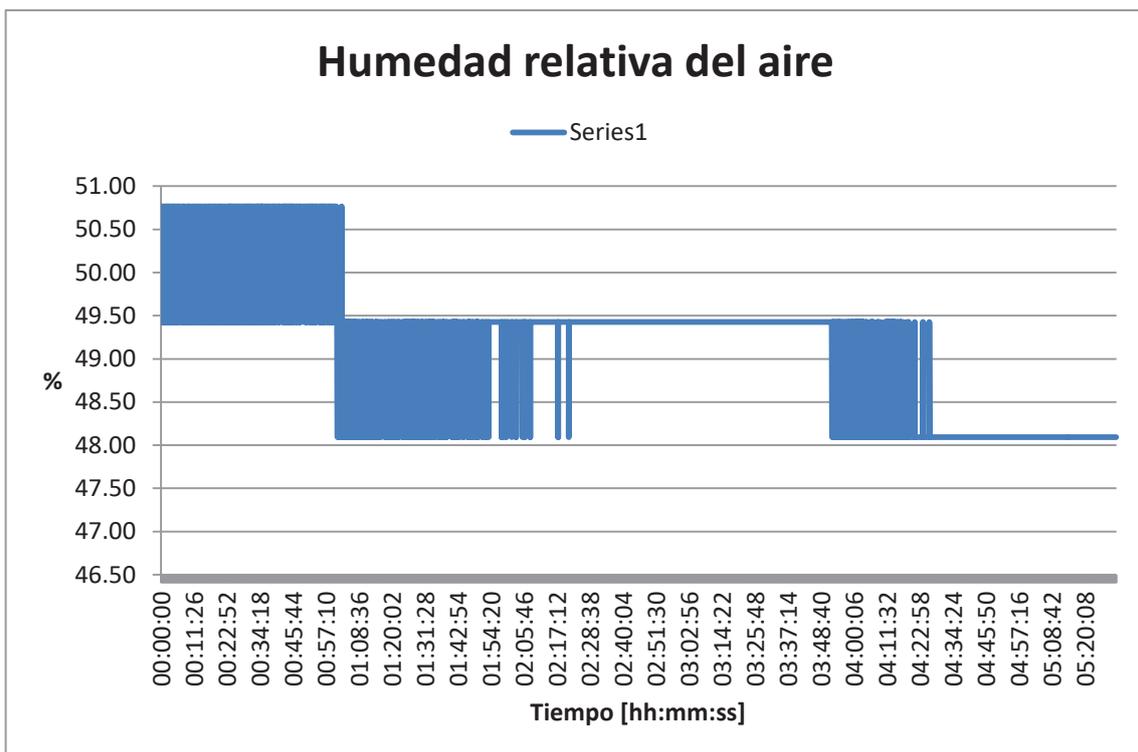


**Figura Nº 4. 18 Curvas de las Temperaturas de operación en el suelo radiante diseñado por diferencias finitas**  
**Fuente: Creación propia.**



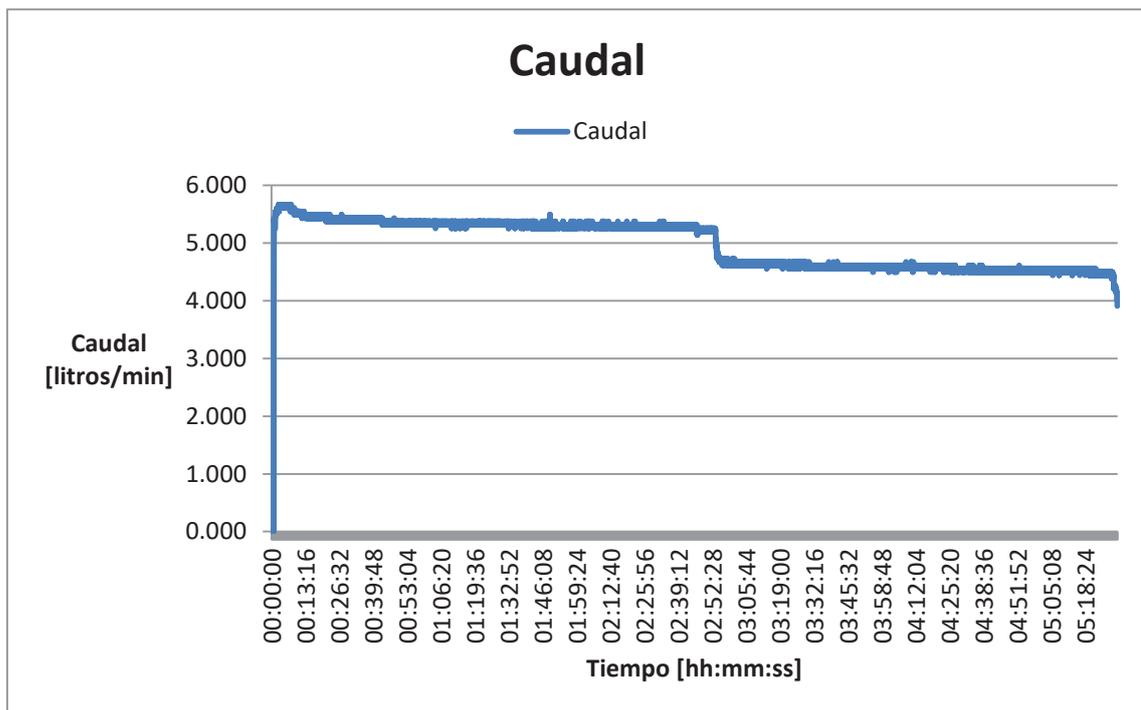
**Figura N° 4. 19: Curva de la transferencia de calor en la superficie.**

Fuente: Creación propia.



**Figura N° 4. 20: Curva de la humedad relativa durante el tiempo de operación.**

Fuente: Creación propia.



**Figura N° 4. 21: Curva del caudal en el tiempo de operación.**

**Fuente: Creación propia.**

#### **4.3.3.2. ANALISIS DEL SEGUNDO EXPERIMENTO**

- Como se observa en la figura N° 4.18 la temperatura a la que inicia el agua en la terma solar es de  $T_{\text{termotanque}}=71^{\circ}\text{C}$ , las temperaturas del suelo y del aire en el interior de la cubierta llegan a sus valores respectivos de  $T_{\text{suelo}}=29^{\circ}\text{C}$  y  $T_{\text{amb\_int}}=18^{\circ}\text{C}$  después de dos horas y media de funcionamiento del sistema y con una temperatura externa casi constante de  $T_{\text{amb\_ext}}=13^{\circ}\text{C}$ .
- Una vez conseguida la temperatura deseada del aire en el interior y de la superficie del suelo radiante, se procede a analizar la transferencia de calor en la superficie del suelo y verificar, si este valor se acerca al valor teórico calculado por el método de diferencias finitas calculado en el capítulo III, antes recordemos el valor de la transferencia de calor en la superficie que se calculó, fue de  $1439.65\text{ W}$  en los  $16\text{ m}^2$  que tiene la habitación entonces la generación por metro cuadrado será

de  $89.98 \text{ W/m}^2$  , ahora verificamos el experimental, según la curva de comportamiento de la transferencia de calor de la figura N° 4.19 después de las dos horas y media de funcionamiento este valor se estabiliza en un valor de  $35 \text{ W}$  generado por los  $0.6 \text{ m}^2$  de superficie del suelo radiante, entonces sí, hacemos la proyección de la producción de este suelo radiante por metro cuadrado se tiene que este suelo produciría  $60 \text{ W/m}^2$ , valor que difiere del teórico por el procedimiento constructivo el cual no siguió estándares de construcción bien determinados y se realizaron a criterio, pero se consiguió que la temperatura del aire en el ambiente llegue a la temperatura deseada de  $18^\circ\text{C}$ .

- En la figura 4.20 se muestra que a pesar del incremento de la temperatura del aire en el interior la humedad relativa no disminuye considerablemente empezando en 51% y terminando en 48% por lo que no se sugiere el uso de un humidificador.
- El caudal de agua que se usó en este experimento es de 4.5 Litros/min, como se indica en la figura 4.21.

## **CAPITULO V**

### **ESTUDIO ECONÓMICO**

## **5.1. ESTUDIO ECONÓMICO.**

Una de las principales motivaciones para la realización de este proyecto es la búsqueda de mejoras al sistema de calefacción por suelo radiante aplicando el método de diferencias finitas, estas mejoras se ven expresadas en ahorros de materiales mano de obra, etc. lo que conllevara a un ahorro energético y por ende a un ahorro económico.

Por este motivo una vez calculados todos los parámetros de diseño, instalación y dimensionado de equipos que forman parte del sistema de calefacción, procedemos a realizar un estudio económico para determinar si la instalación diseñada es más o menos rentable comparado con otros sistemas de calefacción.

## **5.2. COSTO DE INSTALACIÓN DISEÑADO POR EL MÉTODO DE DIFERENCIAS FINITAS.**

Para obtener el costo de la instalación del sistema por suelo radiante, se cotizo en el mercado local nacional e internacional de los diferentes elementos que lo conforman en forma detallada. Es decir el valor de los elementos y equipos. Proporcionados por Anita SLR, tinselec, etc.

**Tabla N° 5. 1 Costo de Instalación por el método de diferencias finitas.**

| SUB-SISTEMA                                   | DESCRIPCION DE MATERIALES Y EQUIPOS                            | UND   | C. UNITARIO  | MET. DIF. FINITAS |               |
|---|--|-------|--------------|-------------------|---------------|
|   |  |       |              | Cant.             | C. Parcial    |
| <b>Suelo radiante</b>                         | Tubería de PEX AL PEX 16x2 mm                                  | m     | S/. 25.00    | 67                | S/. 1,675.00  |
|   | Cemento portland ip X42.5 Kg Yura                              | Bolsa | S/. 22.60    | 5                 | S/. 113.00    |
|   | Arena fina   | m3    | S/. 54.00    | 2                 | S/. 108.00    |
|   | Panel aislante   | m2    | S/. 42.00    | 16                | S/. 672.00    |
|   | Mayólica-piso blanco cristalino 45X45 2.0                      | m2    | S/. 12.00    | 16                | S/. 192.00    |
|   | Pegamento para mayolica en polvo 25 Kg                         | Bolsa | S/. 13.90    | 3                 | S/. 41.70     |
|   | Malla metalica de 1/8"   | m2    | S/. 12.70    | 16                | S/. 203.20    |
| <b>Calentamiento y almacenamiento de agua</b> | Terma solar de 350 ltrs. De 35 tubos al vacío                  | Uni   | S/. 4,000.00 | 1                 | S/. 4,000.00  |
|   | Tanque de agua de 250 ltrs.                                    | Uni   | S/. 200.00   | 1                 | S/. 200.00    |
| <b>Bombeo</b>                                 | Electrobomba rowa 0.5 hp                                       | Uni   | S/. 590.00   | 1                 | S/. 590.00    |
|   | Tubería de polipropileno 6 m de 1/2"                           | Uni   | S/. 36.00    | 3                 | S/. 108.00    |
|   | Tubería de polipropileno 6 m de 1"                             | Uni   | S/. 72.00    | 3                 | S/. 216.00    |
|   | Accesorios de tubería de PEX AL PEX 1/2"                       | Uni   | S/. 6.00     | 5                 | S/. 30.00     |
|   | Accesorios de tubería de polipropileno 1/2"                    | Uni   | S/. 2.00     | 6                 | S/. 12.00     |
|   | Accesorios de tubería de polipropileno 1"                      | Uni   | S/. 2.30     | 5                 | S/. 11.50     |
|   | Manga térmica polipropileno                                    | m     | S/. 21.00    | 30                | S/. 630.00    |
| <b>Eléctrico</b>                              | Paneles fotovoltaicos de 260 wp marca canadian solar cs6p-260p | Uni   | S/. 975.00   | 5                 | S/. 4,875.00  |
|   | Baterías U – Power Solar Monoblock 12v 250ah.                  | Uni   | S/. 807.00   | 6                 | S/. 4,842.00  |
|   | Controlador de voltaje   | Uni   | S/. 79.00    | 1                 | S/. 79.00     |
|   | Cable uni polar n° 14  | m     | S/. 1.50     | 40                | S/. 60.00     |
| <b>Soporte</b>                                | Estructura para soporte de terma solar y paneles fotovoltaicos | Uni   | S/. 300.00   | 1                 | S/. 300.00    |
| <b>Costo de instalación-mano de obra</b>      |  |       |              |                   | S/. 1,320.00  |
| <b>Costo de diseño</b>                        |  |       |              |                   | S/. 3,000.00  |
| <b>Gastos varios</b>                          |  |       |              |                   | S/. 400.00    |
| <b>COSTO TOTAL</b>                            |  |       |              |                   | S/. 23,678.40 |

**Fuente: Elaboración Propia**

### 5.3. COSTO DE INSTALACION DISEÑO CON LA NORMA DIN 1264-12831

Para realizar el costo de instalación del diseño del suelo radiante mediante la norma DIN 1264 se cotizo cada componente en el mercado local nacional, que se resume en la tabla 5.2.

**Tabla N° 5. 2 Costo de Instalación por el método de la NORMA DIN 1264 y 12831**

| SUB-SISTEMA                                   | DESCRIPCION DE MATERIALES Y EQUIPOS                            | UNIDAD | C. UNITARIO  | NORMA DIN |               |
|---|--|--------|--------------|-----------|---------------|
|   |  |        |              | Cant.     | Sub-total     |
| <b>Suelo radiante</b>                         | Tubería de PEX AL PEX 16x2 mm                                  | m      | S/. 25.00    | 107       | S/. 2,675.00  |
|   | Cemento portland ip X42.5 Kg Yura                              | Bolsa  | S/. 22.60    | 5         | S/. 113.00    |
|   | Arena fina   | m3     | S/. 54.00    | 2         | S/. 108.00    |
|   | Panel aislante   | m2     | S/. 42.00    | 16        | S/. 672.00    |
|   | Mayólica-piso blanco cristalino 45X45 2.0                      | m2     | S/. 12.00    | 16        | S/. 192.00    |
|   | Pegamento para mayolica en polvo 25 Kg                         | Bolsa  | S/. 13.90    | 3         | S/. 41.70     |
|   | Malla metalica de 1/8"   | m2     | S/. 12.70    | 16        | S/. 203.20    |
| <b>Calentamiento y almacenamiento de agua</b> | Terma solar de 350 ltrs. De 35 tubos al vacío                  | Uni    | S/. 4,000.00 | 1         | S/. 4,000.00  |
|   | Tanque de agua de 250 ltrs.                                    | Uni    | S/. 200.00   | 1         | S/. 200.00    |
| <b>Bombeo</b>                                 | Electrobomba rowa 1 hp   | Uni    | S/. 1,560.00 | 1         | S/. 1,560.00  |
|   | Tubería de polipropileno 6 m de 1/2"                           | Uni    | S/. 36.00    | 3         | S/. 108.00    |
|   | Tubería de polipropileno 6 m de 1"                             | Uni    | S/. 72.00    | 3         | S/. 216.00    |
|   | Accesorios de tubería de PEX AL PEX 1/2"                       | Uni    | S/. 6.00     | 5         | S/. 30.00     |
|   | Accesorios de tubería de polipropileno 1/2"                    | Uni    | S/. 2.00     | 6         | S/. 12.00     |
|   | Accesorios de tubería de polipropileno 1"                      | Uni    | S/. 2.30     | 5         | S/. 11.50     |
|   | Manga térmica polipropileno                                    | m      | S/. 21.00    | 30        | S/. 630.00    |
| <b>Eléctrico</b>                              | Paneles fotovoltaicos de 260 wp marca canadian solar cs6p-260p | Uni    | S/. 975.00   | 10        | S/. 9,750.00  |
|   | Baterías U – Power Solar Monoblock 12v 250ah.                  | Uni    | S/. 807.00   | 12        | S/. 9,684.00  |
|   | Controlador de voltaje   | Uni    | S/. 79.00    | 1         | S/. 79.00     |
|   | Cable uni polar n° 14  | m      | S/. 1.50     | 40        | S/. 60.00     |
| <b>Soporte</b>                                | Estructura para soporte de terma solar y paneles fotovoltaicos | Uni    | S/. 300.00   | 1         | S/. 300.00    |
| <b>Costo de instalacion-mano de obra</b>      |  |        |              |           | S/. 1,320.00  |
| <b>Costo de diseño</b>                        |  |        |              |           | S/. 3,000.00  |
| <b>Gastos varios</b>                          |  |        |              |           | S/. 400.00    |
| <b>COSTO TOTAL</b>                            |  |        |              |           | S/. 35,365.40 |

**Fuente: Elaboración propia**

#### **5.4.COSTOS DE INSTALACION con tuberías de CPVC (Policloruro de vinilo clorado), GALVANIZADA Y COBRE TIPO M**

Para los cuatro casos se usara la misma terma solar de tubos al vacío, porque la variación de la temperatura del agua al ingreso del suelo radiante no es considerable.

La bomba de 0.5 HP que se seleccionó para las tuberías de PEX-AL-PEX, CPVC y cobre es la misma, por lo que, los equipos solares (paneles fotovoltaicos y baterías) destinados a alimentar esta bomba serán los mismos que se calcularon anteriormente para la tubería de PEX-AL-PEX.

Para el caso de usar tubería galvanizada las pérdidas de presión se incrementan y la bomba que se seleccionó para cubrir esta demanda es de 1 HP de potencia, lo cual incrementara la cantidad de paneles fotovoltaicos y baterías para alimentar esta bomba como se muestra en la tabla 5.3.

**Tabla N° 5. 3 : Costo del proyecto utilizando tubería galvanizada en la construcción del suelo radiante.**

| SUB-SISTEMA                              | DESCRIPCION DE MATERIALES Y EQUIPOS                            | UNIDAD | C. UNITARIO  | TUBERIA GALVANIZADA |               |
|--|--|--------|--------------|---------------------|---------------|
|  |  |        |              | Cant.               | Sub-total     |
| Suelo radiante                           | Tubería galvanizada 16x2 mm                                    | m      | S/. 5.30     | 67                  | S/. 355.10    |
|  | Cemento portland ip X42.5 Kg Yura                              | Bolsa  | S/. 22.60    | 5                   | S/. 113.00    |
|  | Arena fina   | m3     | S/. 54.00    | 2                   | S/. 108.00    |
|  | Panel aislante   | m2     | S/. 42.00    | 16                  | S/. 672.00    |
|  | Mayólica-piso blanco cristalino 45X45 2.0                      | m2     | S/. 12.00    | 16                  | S/. 192.00    |
|  | Pegamento para mayólica en polvo 25 Kg                         | Bolsa  | S/. 13.90    | 3                   | S/. 41.70     |
|  | Malla metálica de 1/8"   | m2     | S/. 12.70    | 16                  | S/. 203.20    |
| Calentamiento y almacenamiento de agua   | Terma solar de 350 ltrs. De 35 tubos al vacío                  | Uni    | S/. 4,000.00 | 1                   | S/. 4,000.00  |
|  | Tanque de agua de 250 ltrs.                                    | Uni    | S/. 200.00   | 1                   | S/. 200.00    |
| Bombeo                                   | Electrobomba rowa 1 hp   | Uni    | S/. 1,560.00 | 1                   | S/. 1,560.00  |
|  | Tubería de polipropileno 6 m de 1/2"                           | Uni    | S/. 36.00    | 3                   | S/. 108.00    |
|  | Tubería de polipropileno 6 m de 1"                             | Uni    | S/. 72.00    | 3                   | S/. 216.00    |
|  | Accesorios de tubería de PEX AL PEX 1/2"                       | Uni    | S/. 6.00     | 5                   | S/. 30.00     |
|  | Accesorios de tubería de polipropileno 1/2"                    | Uni    | S/. 2.00     | 6                   | S/. 12.00     |
|  | Accesorios de tubería de polipropileno 1"                      | Uni    | S/. 2.30     | 5                   | S/. 11.50     |
|  | Manga térmica polipropileno                                    | m      | S/. 21.00    | 30                  | S/. 630.00    |
| Eléctrico                                | Paneles fotovoltaicos de 260 wp marca canadian solar cs6p-260p | Uni    | S/. 975.00   | 10                  | S/. 9,750.00  |
|  | Baterías U – Power Solar Monoblock 12v 250ah.                  | Uni    | S/. 807.00   | 12                  | S/. 9,684.00  |
|  | Controlador de voltaje   | Uni    | S/. 79.00    | 1                   | S/. 79.00     |
|  | Cable uni polar n° 14  | m      | S/. 1.50     | 40                  | S/. 60.00     |
| Soporte                                  | Estructura para soporte de terma solar                         | Uni    | S/. 300.00   | 1                   | S/. 300.00    |
|  | y paneles fotovoltaicos  |        |              |                     | S/. 0.00      |
| <b>Costo de instalación-mano de obra</b> |  |        |              |                     | S/. 1,320.00  |
| <b>Costo de diseño</b>                   |  |        |              |                     | S/. 3,000.00  |
| <b>Gastos varios</b>                     |  |        |              |                     | S/. 400.00    |
| <b>COSTO TOTAL</b>                       |  |        |              |                     | S/. 35,365.40 |

Los costos del proyecto utilizando un tipo de tubería se muestra en la siguiente tabla, en la cual se aprecia el costo por tubería teniendo la misma longitud, y el costo total del proyecto para cada caso en el cual se aprecia que para el caso de usar tubería galvanizada el costo es mayor por las pérdidas de presión que se presentan en esta por tener un coeficiente de rugosidad elevado en comparación con las otras.

**Tabla N° 5. 4 : Determinación del Costos del proyecto para las cuatro clases de tubería.**

| <b>MATERIAL DE TUBERIA</b> | <b>L [m]</b> | <b>COSTO soles/m</b> | <b>COSTO POR TUBERIA</b> | <b>COSTO DEL PROYECTO</b> |
|----------------------------|--------------|----------------------|--------------------------|---------------------------|
| PEX-AL-PEX                 | 67           | 25                   | S/. 1,675.00             | S/. 23,678.40             |
| CPVC                       | 67           | 3.6                  | S/. 241.20               | S/. 22,244.60             |
| Galvanizada                | 67           | 5.3                  | S/. 357.33               | S/. 35,365.40             |
| Cobre (Tipo M)             | 67           | 24.3                 | S/. 1,630.33             | S/. 23,633.73             |

## CONCLUSIONES.

- Se logró diseñar y construir un módulo experimental de suelo radiante a energía solar mediante el uso de un procedimiento implementado para su dimensionamiento, elaborado para las condiciones medio-ambientales y geográficas de la ciudad del Cusco, mediante el cual se pudo comprobar el buen funcionamiento de este sistema de calefacción.
- Se logró elaborar un procedimiento para el dimensionamiento del sistema de calefacción de suelo radiante que nos permite analizar a detalle el proceso de transferencia de calor en el sub-sistema de suelo radiante y contar con la información necesaria para la selección de los equipos solares conformantes del sistema de calefacción según las condiciones medio-ambientales y geográficas de la ciudad del cusco.
- Se logró determinar los parámetros de funcionamiento del sistema de calefacción por suelo radiante para un área de 16m<sup>2</sup>, empleando el procedimiento elaborado para su dimensionamiento, como:

### Parámetros Medioambientales:

- Temperatura externa de 6 °C como la temperatura mínima de diseño a la cual estará expuesto el ambiente a calefactar
- Humedad relativa en el Cusco de 50% según datos experimentales Indicados en la norma EM-110.

### Parámetros Geográficos:

- Latitud de 13.528257.
- Longitud de -71.96433.
- Altura de 3399 msnm.

### Parámetros de confort

- La temperatura del ambiente a 18 °C
- Humedad relativa entre el 30 y 70% según la norma EM-110.

### Parámetros de operación

- Temperatura del agua a la entrada del suelo radiante, mínimamente es de 47°C.
  - Temperatura promedio en la superficie del suelo radiante de 28.4 °C para que pueda cubrir la demanda energética requerida.
  - Temperatura máxima en el termo-tanque de la terma solar de tubos al vacío de 83°C, temperatura suficiente para proveer la cantidad de energía requerida por el sistema de calefacción.
- Se logró dimensionar el sub-sistema de suelo radiante por el método de diferencias finitas y compararlo con el diseño elaborado teniendo en cuenta los conceptos desarrollados en la norma europea UNE-1264, concluyendo que el diseño por diferencias finitas se adecua a los requerimientos energéticos del ambiente de 16m<sup>2</sup>, consiguiendo un ahorro de materiales en el proyecto.
  - Se logró construir los módulos de sub-sistema de suelo radiante de 0.6m<sup>2</sup> de área y la cubierta de estos, así como la selección de los equipos solares, teniendo en cuenta los resultados obtenidos en el dimensionamiento del sistema, aplicando el procedimiento elaborado para las condiciones medio-ambientales y geográficas del Cusco, modulo con el cual se realizó pruebas experimentales que nos confirmaron el buen funcionamiento del sistema de calefacción, datos que fueron analizados y se muestran en el capítulo IV.
  - Se logró determinar la máxima temperatura del 84.5°C en el termo tanque de la terma solar de tubos al vacío, la cual nos confirma que se consideró de forma adecuada el valor de 83°C como temperatura máxima en el termo-tanque, al momento de seleccionar la terma solar que proporciona el agua caliente para el funcionamiento del sistema de calefacción por suelo radiante a energía solar.
  - Mediante la experimentación se logró determinar que bajo las condiciones medio-ambientales y geográficas del Cusco, que, la temperatura del aire en el interior de la cubierta del módulo es de 18°C y la humedad relativa varia del 51% al 48%, concluyendo que si se logra alcanzar el estado de confort térmico esperado.
  - Se logró dimensionar los equipos requeridos para el sistema de calefacción, así, se determinó el uso de una terma solar de tubos al vacío de 350 litros para la generación de agua caliente; el uso de una electrobomba modelo 25/2 S marca ROWA de 0.5 hp de potencia para hacer circular el agua por el sistema de tuberías; el uso 6 baterías de plomo ácido sellada Marca Sunstone 12V 250ah y 5 paneles fotovoltaicos policristalinos marca Canadian Solar CS6P-260P para alimentar la electrobomba.

- Se logró monitorear la variación de las temperaturas en la superficie del suelo radiante, temperatura y humedad relativa del aire en el interior de la cubierta, datos que nos permitieron analizar el comportamiento del suelo radiante diseñado por el método de diferencias finitas en el estado estable, obteniendo:

Datos experimentales:

- Temperatura en la superficie de 28°C
- Genera un flujo de calor de 60 W/m<sup>2</sup>.
- Humedad relativa en el estado estable de 48%
- Temperatura en el estado estable 17°C

Datos teóricos:

- Temperatura en la superficie de 29°C
- Genera un flujo de calor de 90 W/m<sup>2</sup>.
- Humedad relativa en el estado estable de 20%
- Temperatura en el estado estable 18°.

Según los datos experimentales se logró darle condiciones de confort al ambiente calefaccionado.

- Se logró determinar los costos de instalación, para el método de diferencias finitas el costo de instalación resulta ser de S/. 23 678.40, y el costo por instalación por la norma DIN 1264-12831 es de S/. 35 365.40, como el método desarrollado para el dimensionamiento de este tipo de sistemas de calefacción incluye el análisis por diferencias finitas que nos permitió un análisis de transferencia de calor preciso, con el cual conseguimos un dimensionamiento de acuerdo al requerimiento energético, se consiguió reducir el costo de instalación.

## RECOMENDACIONES.

- Se recomienda comparar los resultados teóricos obtenidos por el método de diferencias finitas con resultados que se podrían obtener por la simulación de este sistema de suelo radiante con software comercial destinado para este tipo de proyectos.
- Se recomienda el uso de un sistema de respaldo con el que se asegure la demanda energética del sistema en cualquier estación del año
- Se recomienda realizar un estudio del funcionamiento de los equipos solares para la ciudad del Cusco para determinar el tiempo real que estos equipos cubren la demanda energética requerida, y de esta forma plantear un sistema energético auxiliar de respaldo.
- Se recomienda el uso de un sistema electrónico de mayor precisión para una monitoreo y adquisición de datos más eficiente.
- Se recomienda el uso de aditivos que mejoren la transferencia de calor en el mortero.
- Se recomienda que las paredes y techos de las construcciones a las que se instalara la calefacción por suelo radiante sean previamente aisladas, para evitar grandes pérdidas de calor a través de estas.
- Se recomienda la utilización del método de diferencias finitas para la elaboración de proyectos en las cuales se analice la transferencia de calor con el fin de obtener resultados más precisos.

## **BIBLIOGRAFIA**

### **[LIBRO 1]**

CENGEL Y. y GHAJA A.

2011 TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA (4a ed.), MÉXICO, MCGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V.

### **[LIBRO 2]**

CENGEL Y. y BOLES M.

2012 TERMODINÁMICA (7a ED.), MÉXICO, MCGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V.

### **[LIBRO 3]**

KREITH F., MANGLIK R. M., BOHN M. S.

2011 PRINCIPIOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR (7a ED.), ESTADOS UNIDOS, CENGAGE LEARNING

### **[LIBRO 4]**

HOLMAN J.P.

1999 TRANSFERENCIA DE CALOR, (10a ED.), MEXICO, CONTINENTAL, S.A.

### **[LIBRO 5]**

WELTY J. R., WICKS C. E. , WILSON R. E.

1994 FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE MOMENTO, CALOR Y MASA, MEXICO, EDITORIAL LIMUSA, S.A.

### **[LIBRO 6]**

INCROPERA F.

1999 FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y DE MASA (4a ED.), MEXICO, PRENTICE HALL HISPANOAMERICANA, S. A

**[LIBRO 7]**

MUÑOZ RAZO, C.

2011            COMO ELABORAR Y ASESORAR UNA INVESTIGACIÓN DE  
TESIS (2a ed.), MEXICO, PERSON EDUCACIÓN DE MEXICO  
S.A.,

**[LIBRO 8]**

TORRES S., GONZÁLEZ BONORINO A., VAVILOVA I.

2015            LA CITA Y REFERENCIA BIBLIOGRÁFICA GUÍA BASADA EN  
LAS NORMAS APA (3a ED.), ARGENTINA, BIBLIOTECA UCES.

**[LIBRO 9]**

CHAPRA S.C. y CANALE R.P.

2007            MÉTODOS NUMÉRICOS PARA INGENIEROS (5ª Ed), MEXICO,  
McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V.

**[LIBRO 10]**

DEUTSCHES INSTITUT FUER NORMUNG

2009            NORMA DIN EN 1264-3:2009

**[LIBRO 11]**

DEUTSCHES INSTITUT FUER NORMUNG

2003            NORMA DIN EN 12831:2003

## **REFERENCIAS DE TESIS:**

### **[TESIS 1]**

OLIVERA OLIVA, D.A. (2011). DISEÑO ENERGETICO DE UN SUELO RADIANTE PARA UNA SALA DE 12M<sup>2</sup> UBICADA A 4000 MSNM EN LANGUI-CUSXO. (TESIS DE LICENCIATURA). PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERU, PERU

### **[TESIS 2]**

REBOLLO D.D. (2008). ANÁLISIS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN NATURAL Y RADIACIÓN COMBINADAS EN CAVIDADES BIDIMENSIONALES (TESIS DE MAESTRIA). INSTITUTO DE MECÁNICA APLICADA DE LA UNIVERSIDAD NACIONAL DE SAN JUAN. ARGENTINA.

### **[TESIS 3]**

VILLARRUEL CUEVAS R. A. (2010). ANTEPROYECTO DE CALEFACCION POR PISO RADIANTE PARA SALON DE EVENTOS DE CENTRO DE FERIAS PARQUE SAVA. (TESIS DE LICENCIATURA). UNIVERSIDAD AUSTRAL DE CHILE. CHILE.

### **[TESIS 4]**

BORREGUERO BAÑOS H. (2010). ANÁLISIS MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS / MATLAB DE LA INTERACCIÓN DINÁMICA PANTÓGRAFO – CATENARIA (TESIS DE LICENCIATURA). UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID, ESPAÑA.

### **[TESIS 5]**

ABARCA D. (2014). CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE UN SISTEMA DE CALEFACCION SOLAR (MURO TROMBE) PARA VIVIENDAS RURALES ALTOANDINAS DE LA REGION CUSCO. (TESIS DE LICENCIATURA). UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO. PERU.

### **[TESIS 6]**

SANTOYO CHACCA B. (2015). DISEÑO DE UNA CAMARA DE SECADO DE MADERA MEDIANTE CONVECCION FORZADA CON CAPACIDAD DE DIEZ MIL PIES TABLARES. (TESIS DE LICENCIATURA). UNIVERSIDAD NACIONAL SAN ANTONIO ABAD DEL CUSCO. PERU.

## SITIOS WEB CONSULTADOS.

**[1] SITIO WEB: SOLARENERGY**

<http://www.solarenergy.org>

[FECHA DE REVISIÓN: 25 DE SETIEMBRE DE 2015]

**[2] SITIO WEB: OSINERGMIN**

[http://www.osinergmin.gob.pe/seccion/centro\\_documental/hidrocarburos/SCOP/SCOP-DOCS/2016/07/Reporte%20Mensual%20de%20Precios%20Enero%202016.pdf](http://www.osinergmin.gob.pe/seccion/centro_documental/hidrocarburos/SCOP/SCOP-DOCS/2016/07/Reporte%20Mensual%20de%20Precios%20Enero%202016.pdf)

[FECHA DE REVISIÓN: 13 NOVIEMBRE 2015]

**[3] SITIO WEB: ASHRAE**

<http://web.stanford.edu/group/narratives/classes/08-09/CEE215/ReferenceLibrary/ASHRAE/Energy%20Codes%20and%20Standards/ASHRAE%2090.1/2004%20ASHRAE%2090.1%20User%20Manual/2004%20ASHRAE%2090.1%20Users%20Manual.pdf>

[FECHA DE REVISIÓN: 24 NOVIEMBRE 2015]

**[4] SITIO WEB: PROCESOSBIO.WIKISPACES**

<https://procesosbio.wikispaces.com/file/view/carta%20psicometrica.pdf/350357460/carta%20psicometrica.pdf>

[FECHA DE REVISIÓN: 25 NOVIEMBRE 2015]

**[5] SITIO WEB: .WIKIPEDIA**

[https://es.wikipedia.org/wiki/M%C3%A9todo\\_de\\_las\\_diferencias\\_finitas](https://es.wikipedia.org/wiki/M%C3%A9todo_de_las_diferencias_finitas)

[FECHA DE REVISIÓN: 11 DICIEMBRE 2016]

**[6] SITIO WEB: AENOR**

<http://www.aenor.es/aenor/normas/ediciones/libros.asp#.WFFuXNLhC1s>

[FECHA DE REVISIÓN: 16 FEBRERO 2016]

**[7] SITIO WEB: SENCICO**

<http://www.sencico.gob.pe/publicaciones.php?id=230>

[FECHA DE REVISIÓN: 25 MARZO 2016]

**[8] SITIO WEB: UPONOR**

<https://www.uponor.es/~media/countryspecific/spain/download-centre/manuals/manual-tecnico-suelo-radiante.pdf?version=1>

[FECHA DE REVISIÓN: 27 MARZO 2016]

**[9] SITIO WEB: MATHWORKS**

<https://www.mathworks.com/videos/arduino-with-matlab-and-simulink-part-1-installation-99403.html>

[FECHA DE REVISIÓN: 19 ABRIL 2016]

**[10] SITIO WEB: ARDUINO**

<https://www.arduino.cc/>

[FECHA DE REVISIÓN: 22 ABRIL 2016]

**[11] SITIO WEB: ORKLI**

<http://www.orkli.com/>

[FECHA DE REVISIÓN: 7 DE MAYO 2016]

**[12] SITIO WEB: DELTAVOLT**

<http://deltavolt.pe/atlas/atlassolar/radiacion-departamento>

[FECHA DE REVISIÓN: 5 JULIO 2016]

**[13] SITIO WEB: SENAMHI**

<http://www.senamhi.gob.pe/>

[FECHA DE REVISIÓN: 17 JUNIO 2016]

**[14] SITIO WEB: UNATSABAR**

<http://www.bvsde.ops-oms.org/tecapro/documentos/miscela/iestimacionradiacion.pdf>

[FECHA DE REVISIÓN: 20 JUNIO 2016]

**[15] SITIO WEB: ENERGOPEDIA**

[https://energypedia.info/images/9/94/Validaci%C3%B3n de un calentador solar de agua DSol - 2011.pdf](https://energypedia.info/images/9/94/Validaci%C3%B3n_de_un_calentador_solar_de_agua_DSol_-_2011.pdf)

[FECHA DE REVISIÓN: 20 JUNIO 2016]

**[16] SITIO WEB: TINSELEC**

<http://tinselec.blogspot.pe/>

[FECHA DE REVISIÓN: 22 JULIO 2016]

**[17] SITIO WEB: UNSAAC**

<http://www.unsaac.edu.pe/oficinas/estadistica/documentos/CompendioEstadistico201429.pdf>

[FECHA DE REVISIÓN: 12 OCTUBRE 2016]

**[18] SITIO WEB: TECNO-SOSTENIBILIDAD**

[http://tecno.sostenibilidad.org/index.php?option=com\\_content&task=view&id=386&Itemid=234](http://tecno.sostenibilidad.org/index.php?option=com_content&task=view&id=386&Itemid=234)

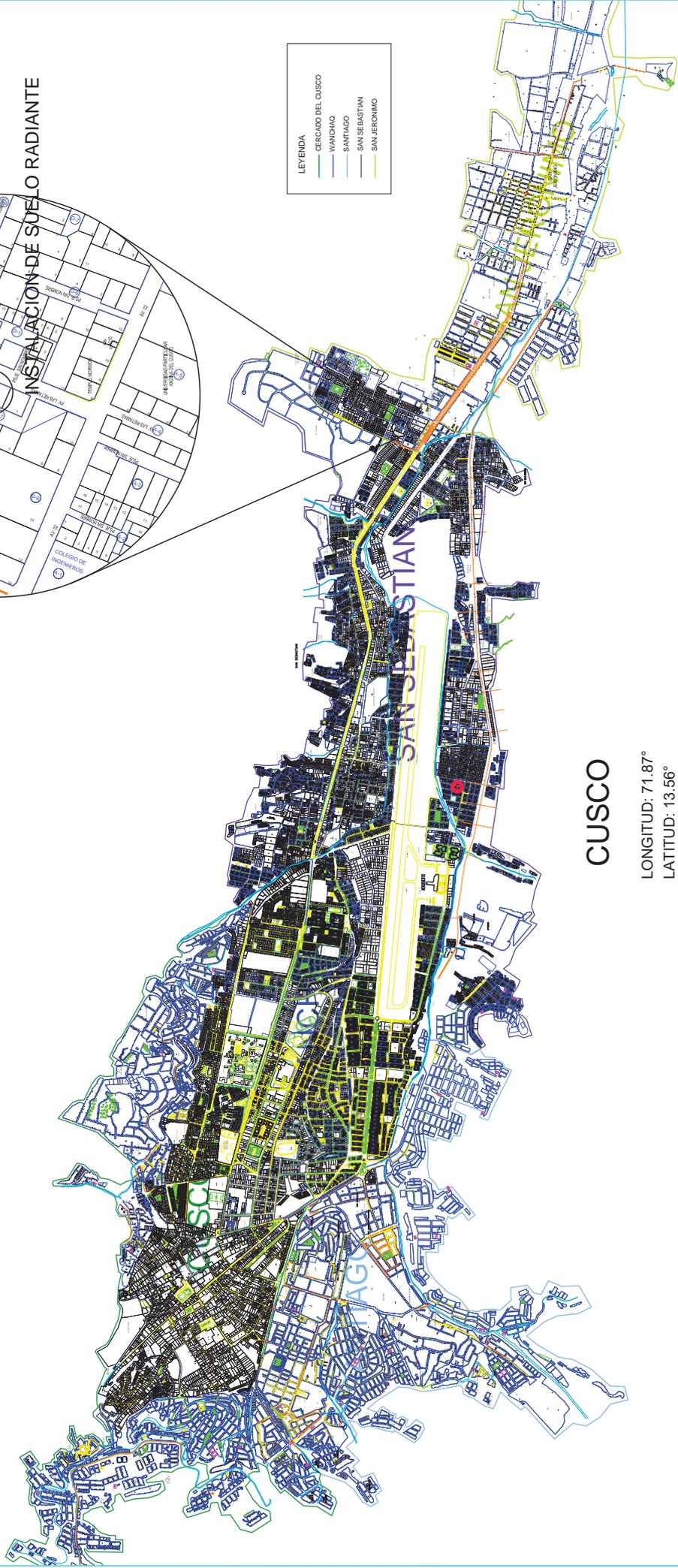
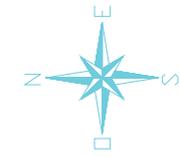
[FECHA DE REVISIÓN: 25 FEBRERO 2017]

## **ANEXOS.-**

**A. PLANOS DE UBICACIÓN –  
ARQUITECTURA.**

ANEXO A-01 PLANOS DE UBICACION GEOGRAFICA

DETALLE



- LEYENDA
- CERCADO DEL CUSCO
  - WANCHI
  - SANTIAGO
  - SAN SEBASTIAN
  - SAN JERONIMO

CUSCO

LONGITUD: 71.87°  
LATITUD: 13.56°  
ALTITUD: 3 399 msnm

PROYECTO: ANEXO A-01 PLANOS DE UBICACION GEOGRAFICA

DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MÓDULO DE CALEFACCION POR SUELO RADIANTE

UBICACION GEOGRAFICA DEL PROYECTO

DETALLES

ALUMNO: ING. FERNANDO HERRERA GONZALEZ

COORDINADOR: ING. JOSE WILLY DIAZ BARRON

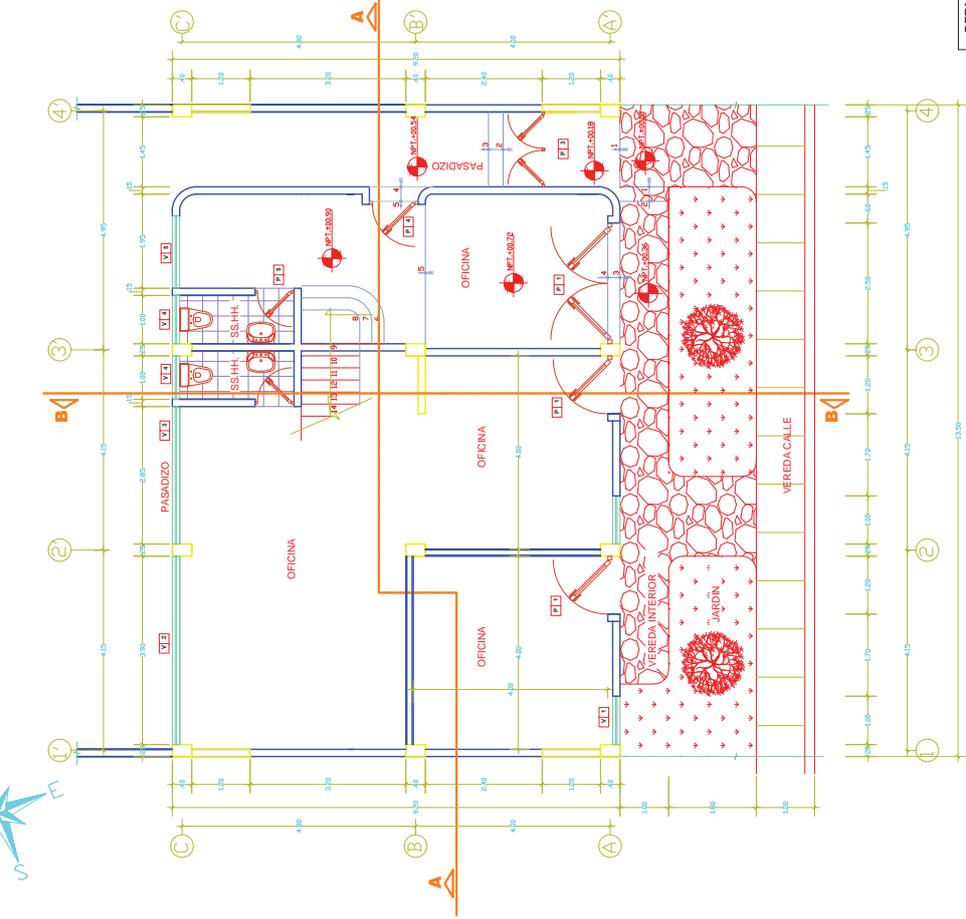
CARRERA: ING. ELECTRICIDAD Y ENERGIA RENOVABLE

SEMESTRE: IV

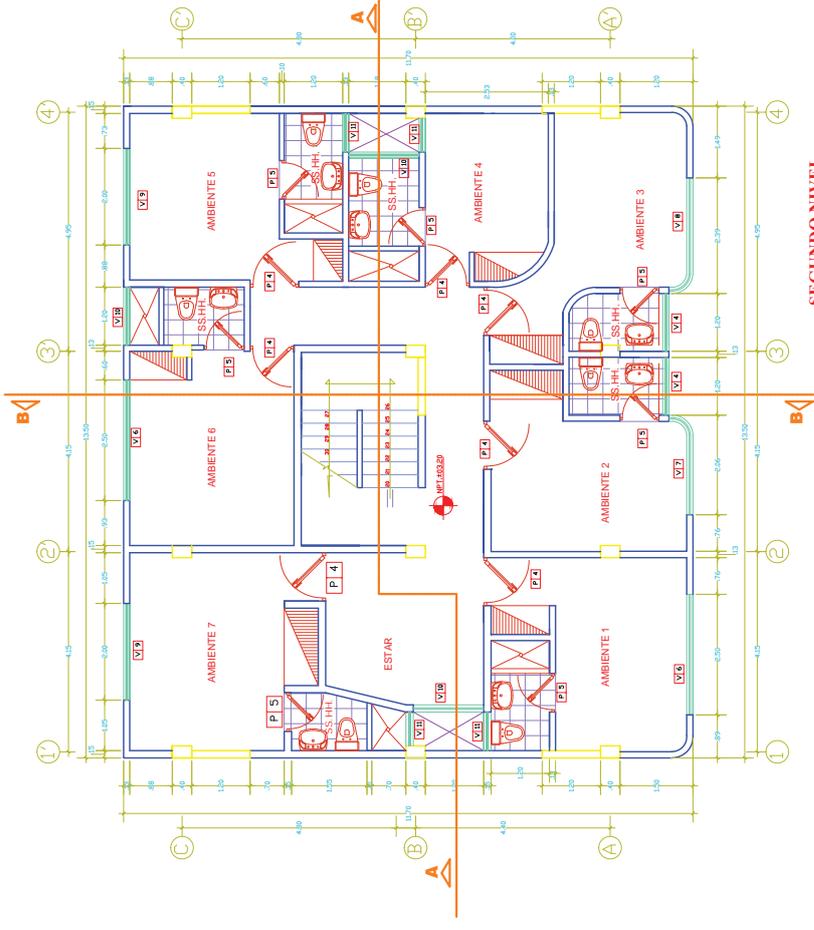
FECHA: 2023



# ANEXO A-02.1 PLANOS DE ARQUITECTURA DEL INMUEBLE



**PRIMER NIVEL**  
Escala: 1/75



**SEGUNDO NIVEL**  
Escala: 1/75

## CUADRO DE VANOS

| DETALLE | TIPO | ALFEIZAR | ALTURA | ANCHO |
|---------|------|----------|--------|-------|
| PUERTA  | 1    | 2.80     | 1.20   | 1.20  |
|         | 2    | 2.80     | 2.25   | 2.25  |
|         | 3    | 2.80     | 1.45   | 1.45  |
|         | 4    | 2.20     | 1.00   | 1.00  |
| VENTANA | 5    | 2.20     | 0.80   | 0.80  |
|         | 6    | 1.20     | 1.40   | 1.00  |
|         | 7    | 1.00     | 1.80   | 3.90  |
|         | 8    | 1.70     | 1.00   | 2.85  |
|         | 9    | 1.70     | 1.00   | 1.85  |
|         | 10   | 0.80     | 1.70   | 2.50  |
|         | 11   | 0.80     | 1.70   | 2.30  |
|         | 12   | 0.80     | 1.70   | 2.06  |
|         | 13   | 0.80     | 1.70   | 2.00  |
|         | 14   | 1.50     | 1.00   | 1.20  |
|         | 15   | 0.80     | 1.00   | 1.00  |
|         | 16   | 1.50     | 0.80   | 1.00  |
|         | 17   | 0.80     | 1.70   | 3.00  |

PROYECTO: ANEXO A-02.1 PLANOS DE ARQUITECTURA DEL INMUEBLE

DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MODULO DE CALEFACCION POR SUELO RADIANTE

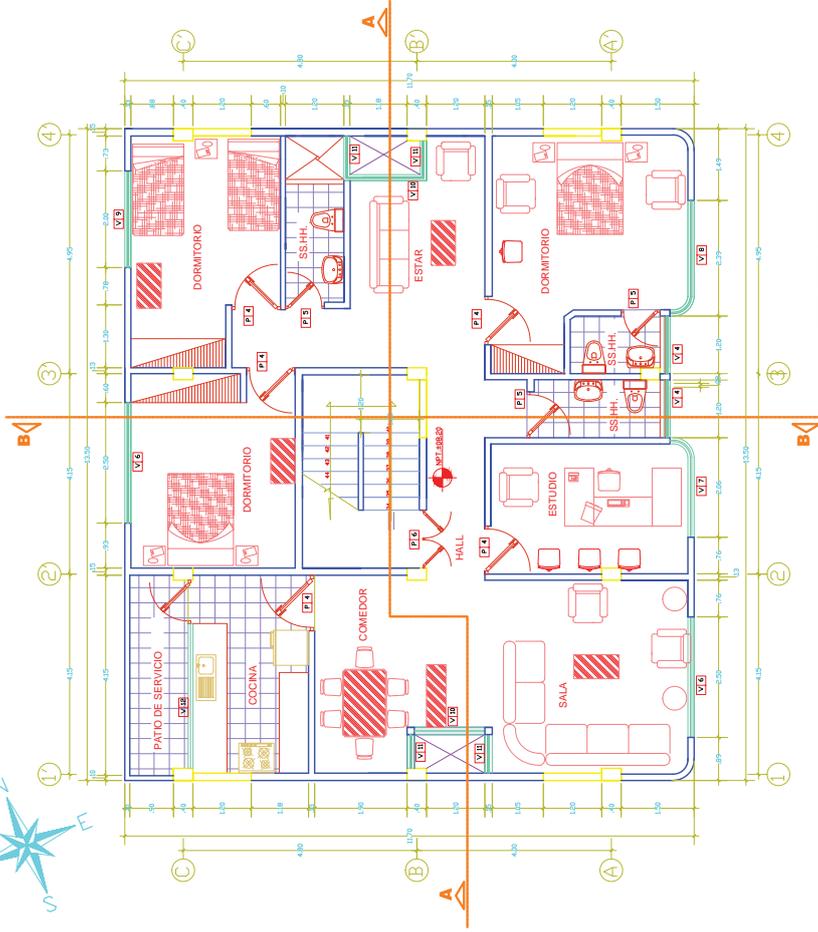
PLANOS DE ARQUITECTURA DEL INMUEBLE 1er,2do NIVEL  
VISTA DE PLANTA

ALUMNOS: BACH. FRANKLIN TITIA GUTIERREZ  
BACH. JOHN WILLIAM DIAZ IBARRA  
CARRERA: ING. MECANICA  
REV.: ING. RETIRO MAZEDO  
FORMATO: A2

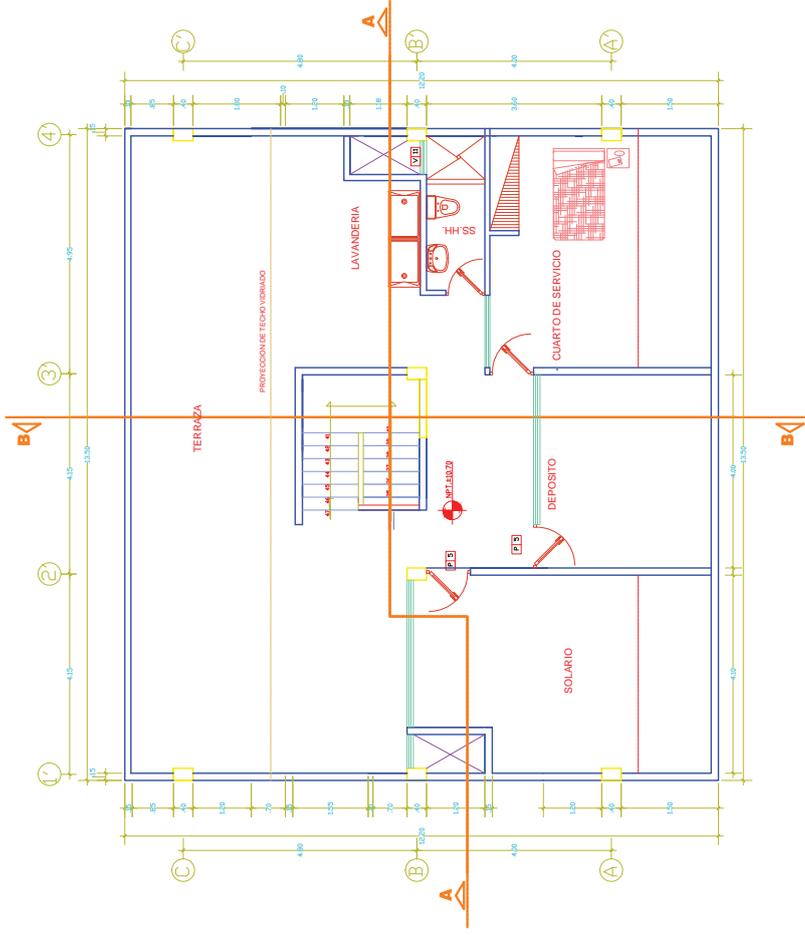
1/4



# ANEXO A.02.2 PLANOS DE ARQUITECTURA DEL INMUEBLE



**TERCER NIVEL**  
Escala: 1/75



**TERRAZA**  
Escala: 1/75

**CUADRO DE VANOS**

| DETALLE | TIPO | ALFEIZAR | ALTURA | ANCHO |
|---------|------|----------|--------|-------|
| PUERTA  | 1    | 2,80     | 1,20   | 2,25  |
|         | 2    | 2,80     | 2,20   | 2,25  |
|         | 3    | 2,80     | 1,45   | 2,25  |
|         | 4    | 2,20     | 1,00   | 1,00  |
| VENTANA | 5    | 2,20     | 0,80   | 0,80  |
|         | 6    | 1,20     | 1,40   | 1,00  |
|         | 7    | 1,00     | 1,80   | 3,90  |
|         | 8    | 1,70     | 1,10   | 1,00  |
|         | 9    | 0,80     | 1,70   | 2,50  |
|         | 10   | 0,80     | 1,70   | 2,30  |
|         | 11   | 0,80     | 1,70   | 2,06  |
|         | 12   | 0,80     | 1,70   | 2,00  |
|         | 13   | 1,50     | 1,00   | 1,20  |
|         | 14   | 1,50     | 0,80   | 1,00  |
|         | 15   | 0,80     | 1,70   | 3,00  |

PROYECTO: ANEXO A.02.2 PLANOS DE ARQUITECTURA DEL INMUEBLE

DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MODULO DE CALEFACCION POR SUELO RADIANTE

PLANOS DE ARQUITECTURA DEL INMUEBLE 3er.4to NIVEL  
VISTA DE PLANTA

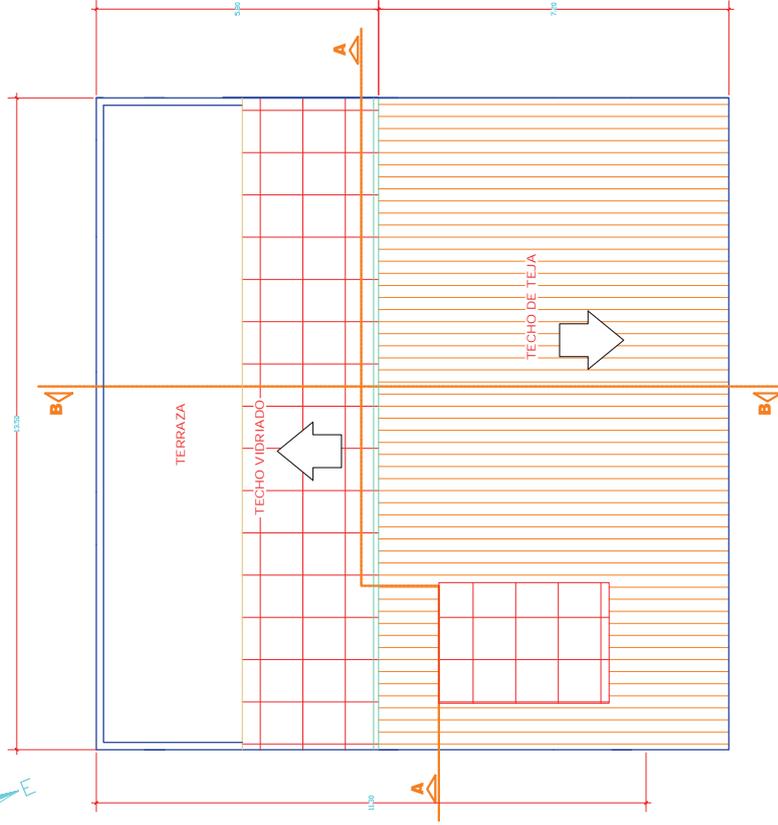
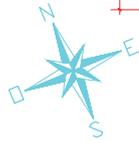
ALUMNOS: BACH. FRANKLIN TINTA GUTIERREZ  
BACH. JOHN WILLIAM DIAZ IBARRA

CARRERA: ING. MECANICA REV. ING. ARTURO MACEDO FORMATO: A2

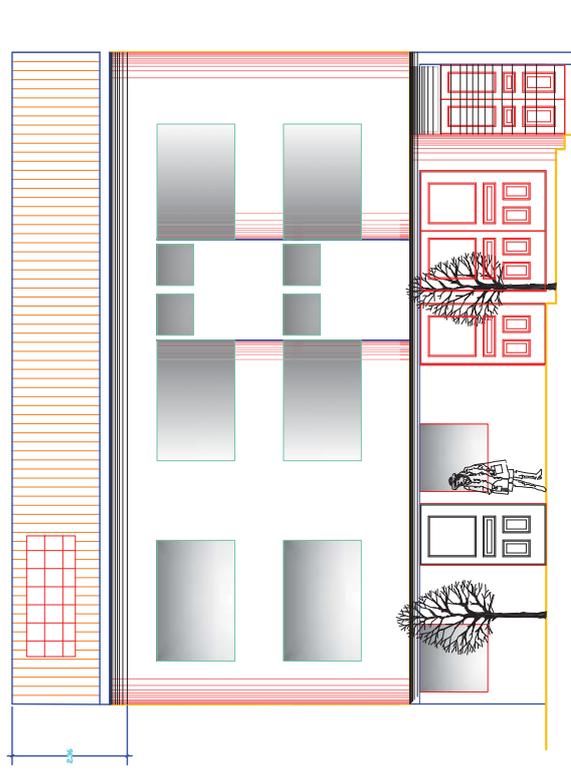
2/4



ANEXO A.02.3 PLANOS DE ARQUITECTURA DEL INMUEBLE – TECHO–ELEVACION



**TECHOS**  
Escala: 1/75



**ELEVACION**  
Escala: 1/75

ANEXO A.02.3 PLANOS DE ARQUITECTURA DEL INMUEBLE – TECHO–ELEVACION

PROYECTO: DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MODULO DE CALEFACCION POR SUELO RADIANTE

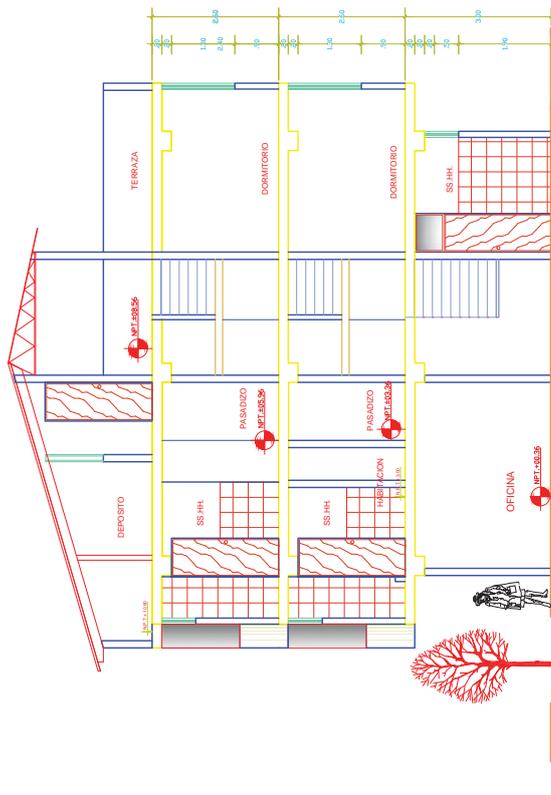
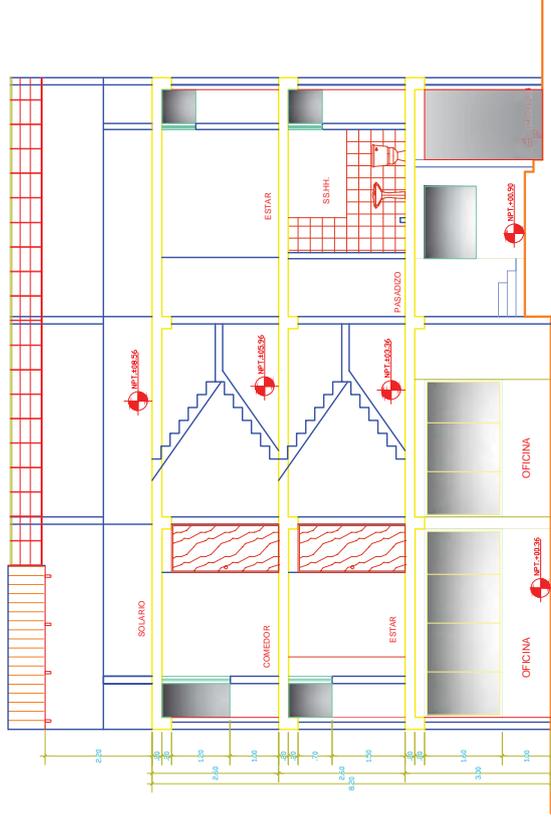


PLANOS DE ARQUITECTURA DEL INMUEBLE  
TECHO–ELEVACION

ALUMNOS: BACH. FRANKLIN TINTA GUTIERREZ  
BACH. JOHN WILLIAM DIAZ IBARRAN  
CARRERA: ING. MECANICA  
REV. ING. ARTURO MACEDO  
FORMATO: A2

3/4

ANEXO A.02.4 PLANOS DE ARQUITECTURA DEL INMUEBLE-DETALLE DE SECCIONES



ANEXO A.02.4 PLANOS DE ARQUITECTURA DEL INMUEBLE-DETALLE DE SECCIONES

PROYECTO: DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MODULO DE CALEFACCION POR SUELO RADIANTE



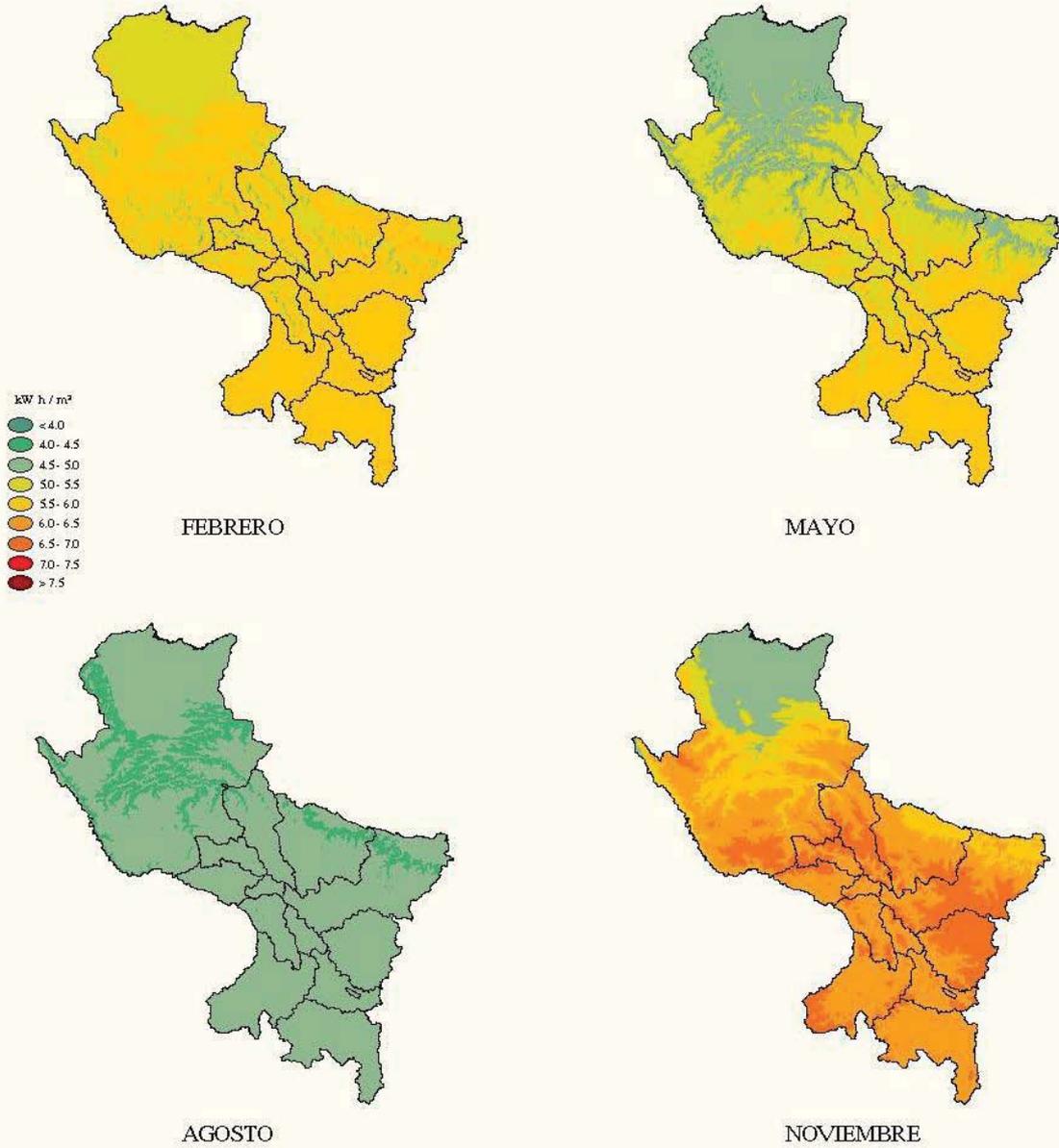
PLANOS DE ARQUITECTURA DEL INMUEBLE  
DETALLE DE SECCIONES

ALUMNOS: BACH. FRANKLIN TINTA GUTIERREZ  
BACH. JOHN WILLIAM DIAZ BARRAGAN  
CARRERA: ING. MECANICA  
REV.: ING. ARTURO MACEDO  
FORMATO: A2



## **B. MAPA DE RADIACION DEL CUSCO**

# CUSCO



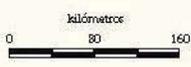
REPÚBLICA DEL PERÚ

SERVICIO NACIONAL DE METEOROLOGÍA E HIDROLOGÍA  
SENAMHI

DIRECCIÓN GENERAL DE INVESTIGACIÓN Y ASUNTOS AMBIENTALES

**ENERGÍA SOLAR INCIDENTE DIARIA**  
Departamento de Cusco  
(1975-1990)

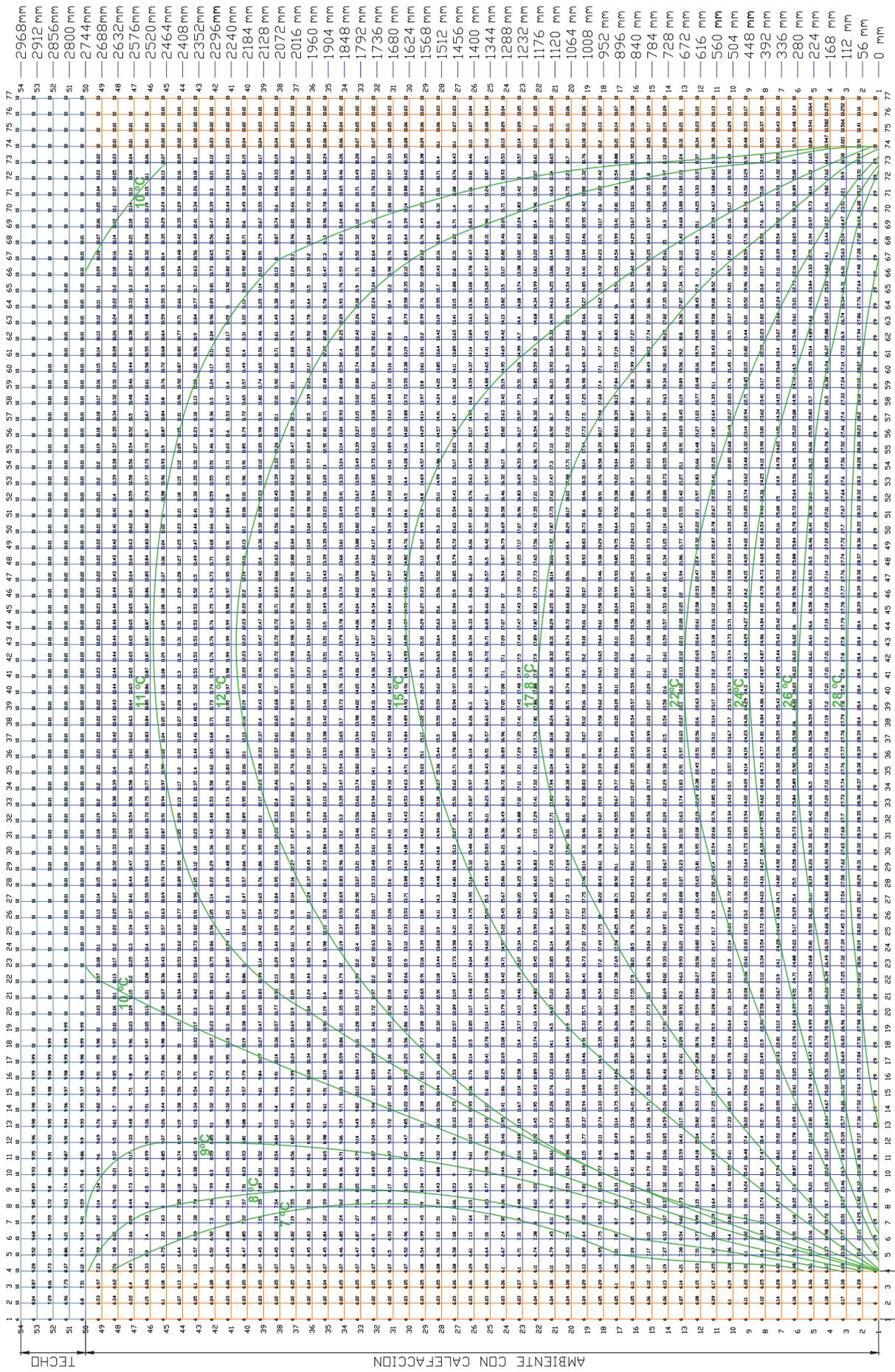
LIMA, PERÚ  
DICIEMBRE 2002



**C. PLANO DE VARIACIÓN DE LA  
TEMPERATURA DE AIRE SEGÚN LA  
ALTURA EN INTERIOR DEL AMBIENTE.**

ANEXO C PLANO DE VARIACION DE LA TEMPERATURA DEL AMBIENTE CON CALEFACCION

EN EL INTERIOR DEL AMBIENTE CON CALEFACCION



AMBIENTE CON CALEFACCION

PARED

ALTIMA DE LA HABITACION

ISOTERMAS EN EL AMBIENTE CON CALEFACCION

ESC: 42/10

ANEXO C PLANO DE VARIACION DE LA TEMP. DEL AIRE EN INT. AMBIENTE CALEFACTADO



PROYECTO: DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MODULO DE CALEFACCION POR SUELO RADIANTE

PLANOS DE VARIACION DE LA TEMPERATURA INTERIOR DEL AMBIENTE CON CALEFACCION

ALUMNO: BICH, CONNOR THOMAS GONZALEZ

CARRERA: ING. MECANICA

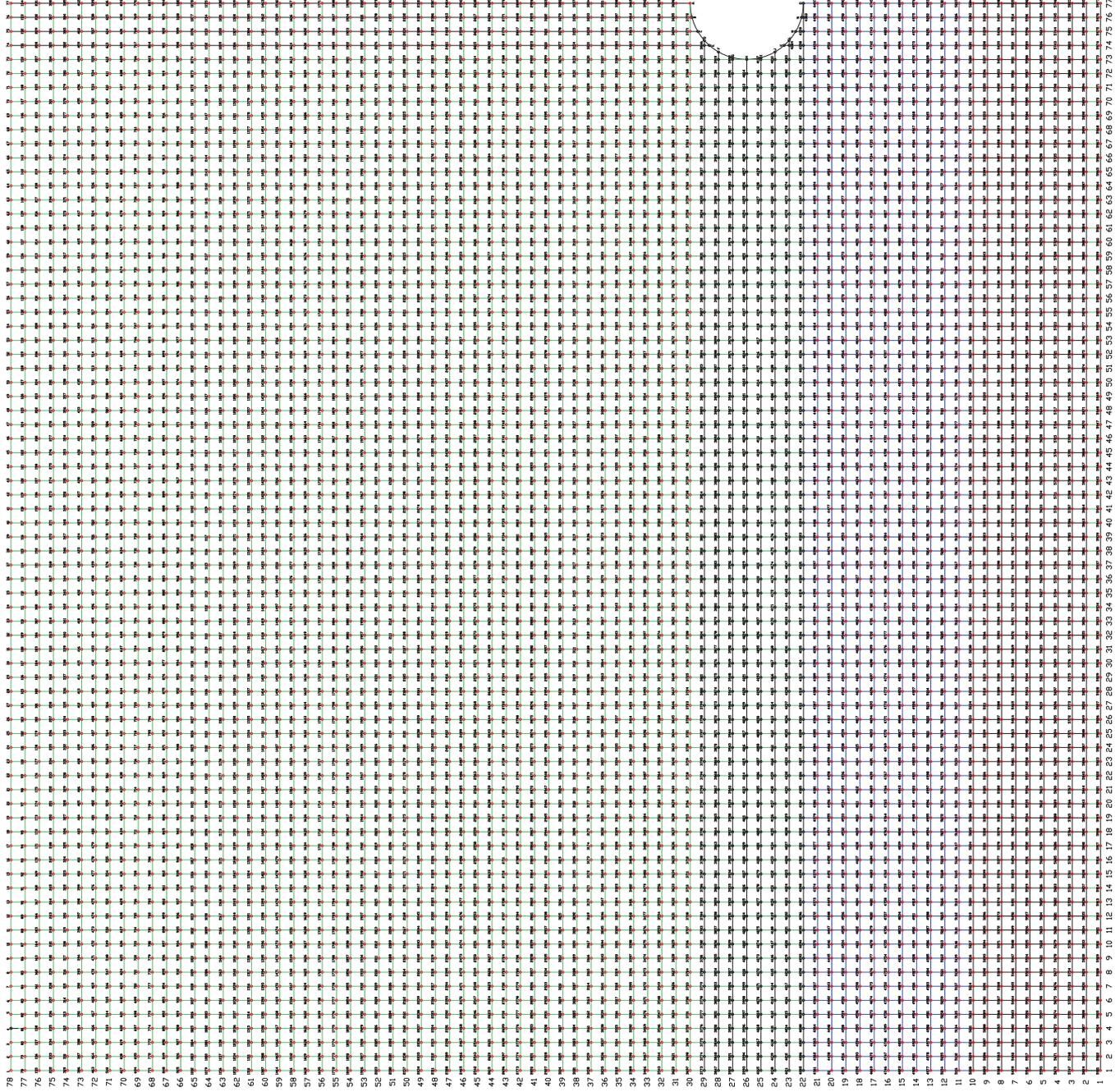
SEM: 4to SEMESTRE

FECHA: 01/11



**D. PLANOS DE DISEÑO DEL SUELO  
RADIANTE (MORTERO)**

ANEXO D-01 PLANOS DE DISEÑO DEL SUELO RADIANTE  
 NUMERACION DE NODOS EN EL MORTERO



ANEXO D-01 PLANOS DE DISEÑO DEL SUELO RADIANTE - NUMERACION

PROYECTO: DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MÓDULO DE CALEFACCION POR SUELO RADIANTE

PLANOS DE DISEÑO DEL SUELO RADIANTE  
 NUMERACION DE NODOS EN EL MORTERO

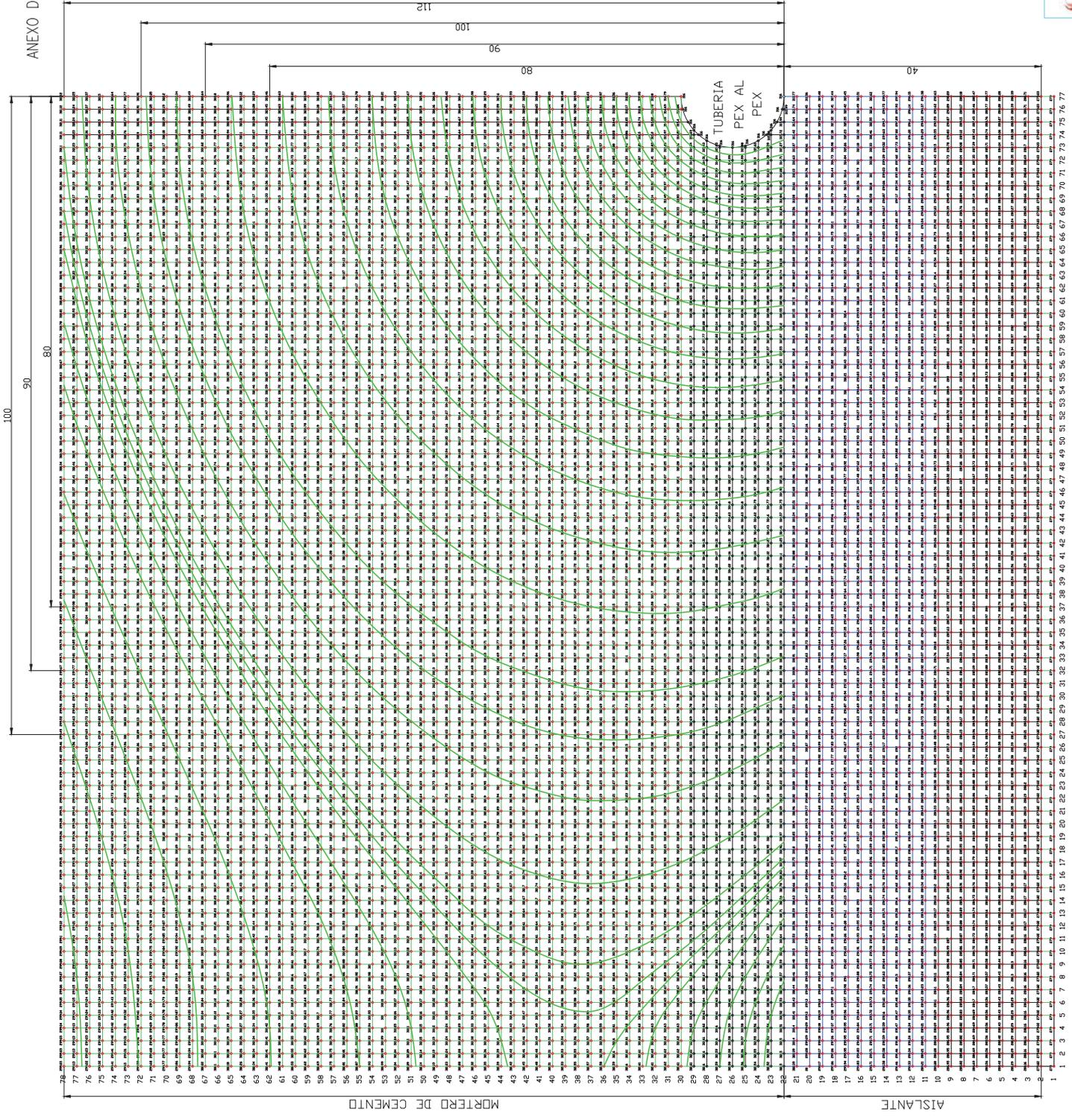
ALUMNO: **Diego Fernando Torres Contreras**  
 CARRERA: **ING. EN ARQUITECTURA**

PÁGINA: **1/7**



NUMERACION DE NODOS EN EL MORTERO  
 ESC: 33/710

ANEXO D-02 PLANOS DE DISEÑO DEL SUELO RADIANTE  
ISOTERMAS EN EL MORTERO

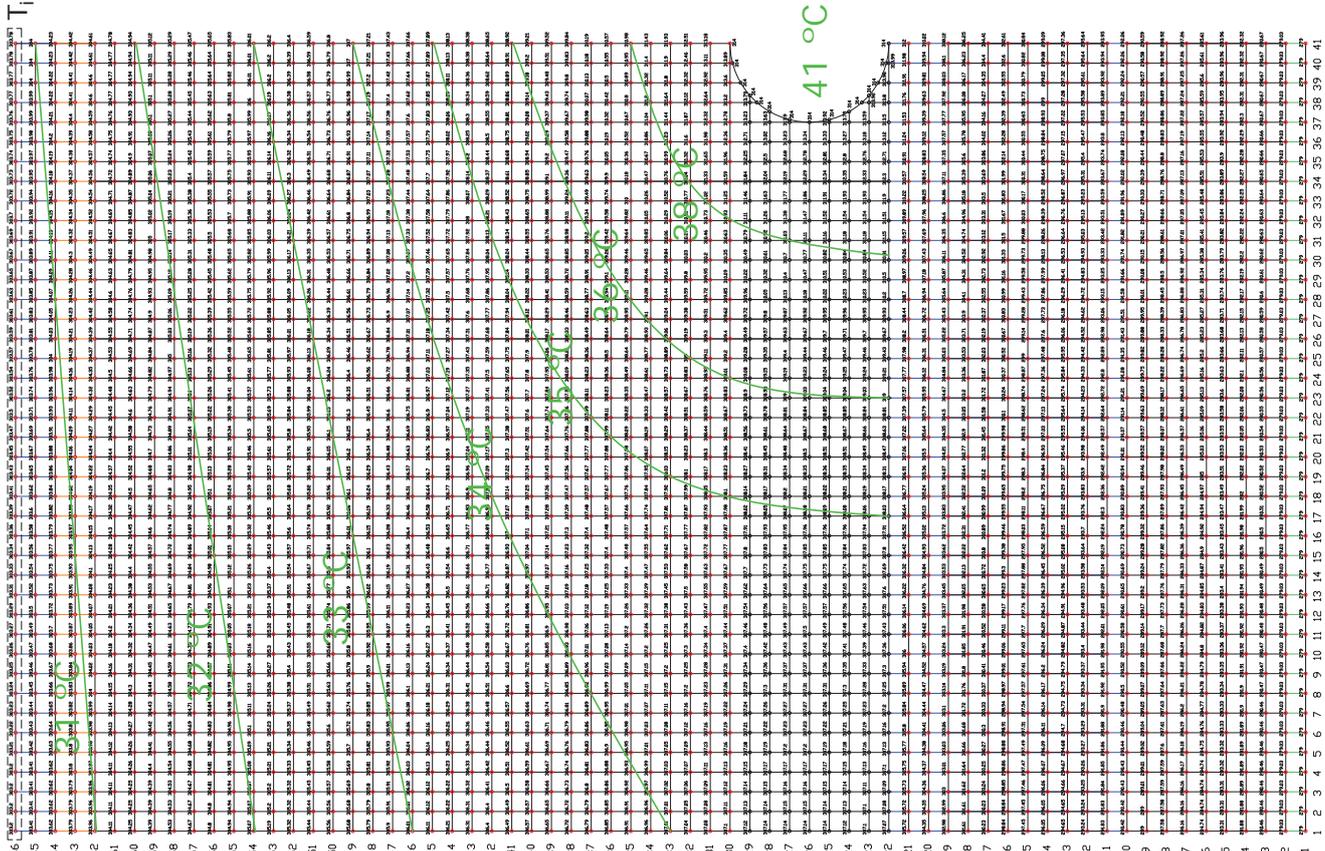


ANEXO D-02 PLANOS DE DISEÑO DEL SUELO RADIANTE – ISOTERMAS EN EL MORTERO  
PROYECTO: DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MÓDULO DE CALEFACCION POR SUELO RADIANTE  
ALUMNO: ING. CARLOS HENRI GONZALEZ  
CARRERA: ING. MECANICA | ESP. EN AVANZO TECNICO | FOMENTO: AI

PLANOS DE DISEÑO DEL SUELO RADIANTE  
ISOTERMAS EN EL MORTERO  
2/7



ANEXO D-03 PLANOS DE DISEÑO DEL SUELO RADIANTE  
TEMPERATURAS MORTERO DE 80x80



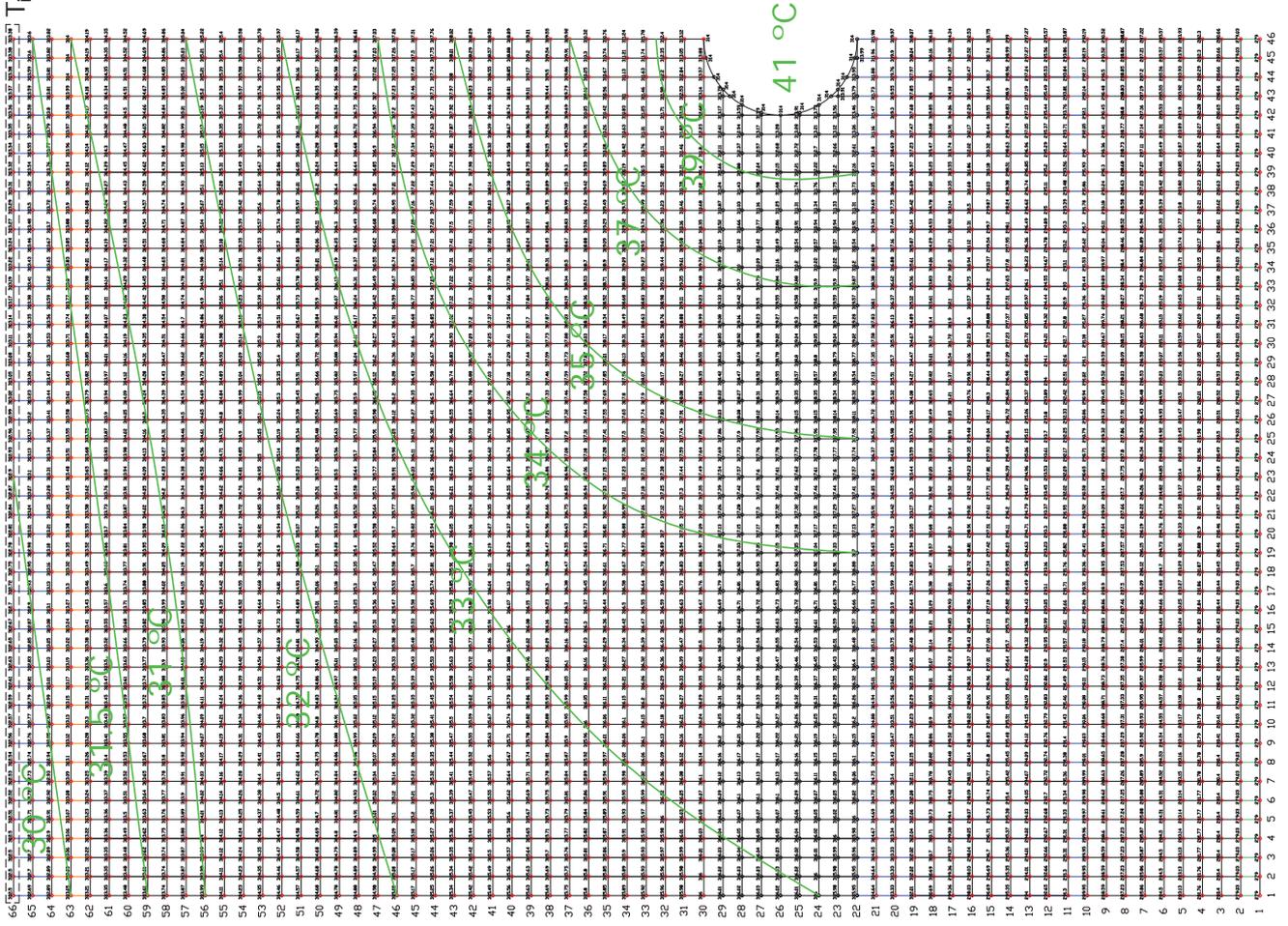
TEMPERATURAS MORTERO DE 80x80  
ESC: 38/10

ANEXO D-03 PLANOS DE DISEÑO DEL SUELO RADIANTE – TEMP. MORTERO DE 80x80  
PROYECTO: DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MÓDULO DE CALEFACCION POR SUELO RADIANTE

PLANOS DE DISEÑO DEL SUELO RADIANTE  
TEMPERATURAS MORTERO DE 80x80

ALUMNO: IACEL, FERRER, IBAÑEZ, GARCIA  
CARRERA: ING. MECANICA | ESP. PROF. ANDRÉS MUÑOZ | FOLIO: 3/7

ANEXO D-04 PLANOS DE DISEÑO DEL SUELO RADIANTE  
TEMPERATURAS MORTERO DE 80x90



ANEXO D-04 PLANOS DE DISEÑO DEL SUELO RADIANTE – TEMP. MORTERO DE 80x90  
PROYECTO: DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MÓDULO DE CALEFACCION POR SUELO RADIANTE

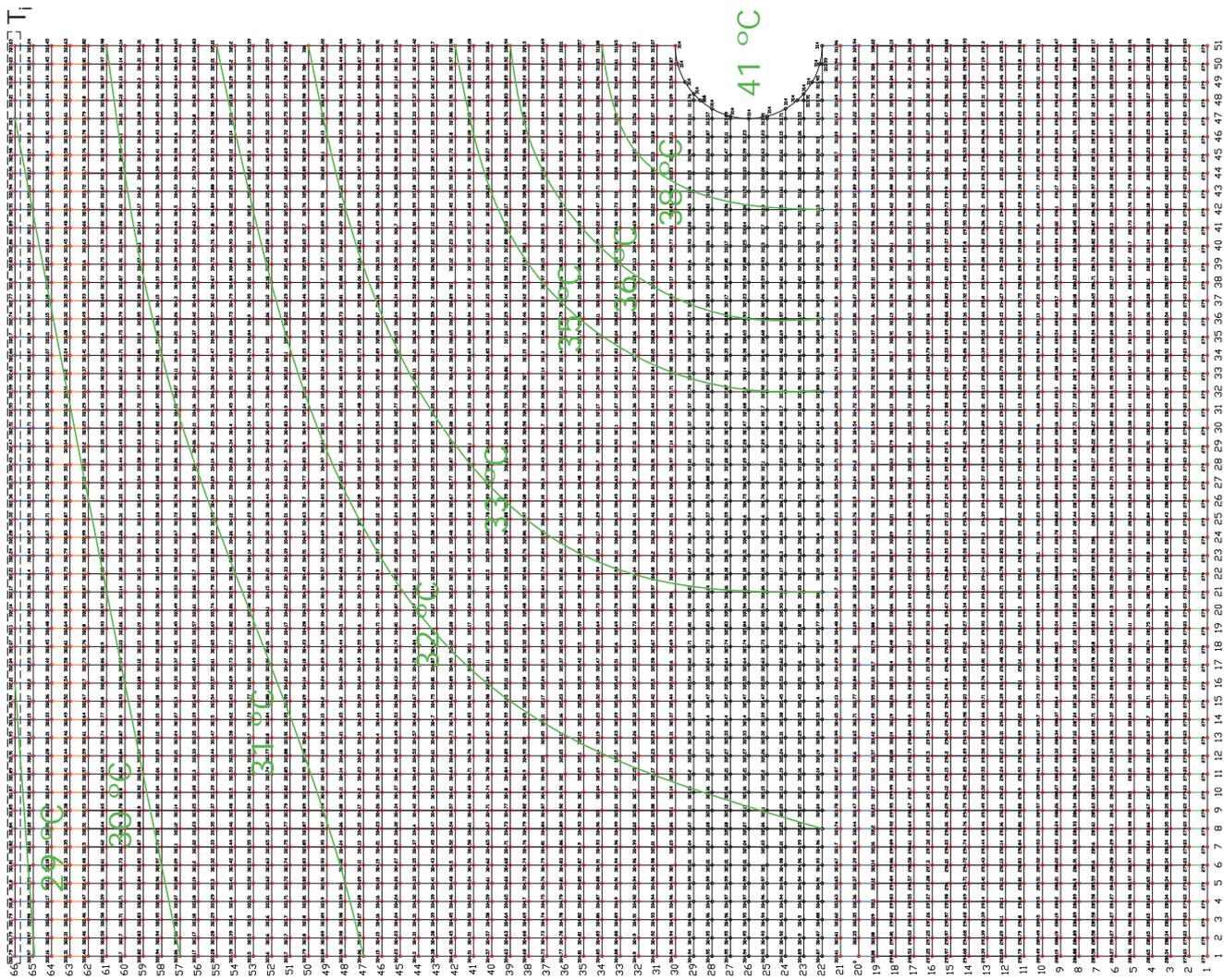
PLANOS DE DISEÑO DEL SUELO RADIANTE  
TEMPERATURAS MORTERO 80x90

ALUMNO: ING. CARLOS ALBERTO GARCIA  
CARRERA: ING. ELECTRICIDAD  
SEMESTRE: 4º

ESC. 38/10

TEMPERATURAS MORTERO DE 80x90  
ESC. 38/10

ANEXO D-05 PLANOS DE DISEÑO DEL SUELO RADIANTE  
TEMPERATURAS MORTERO DE 80x100



PROYECTO: ANEXO D-05 PLANOS DE DISEÑO DEL SUELO RADIANTE - TEMP. MORTERO DE 80x100

PLANOS DE DISEÑO DEL SUELO RADIANTE  
TEMPERATURAS MORTERO 80x100

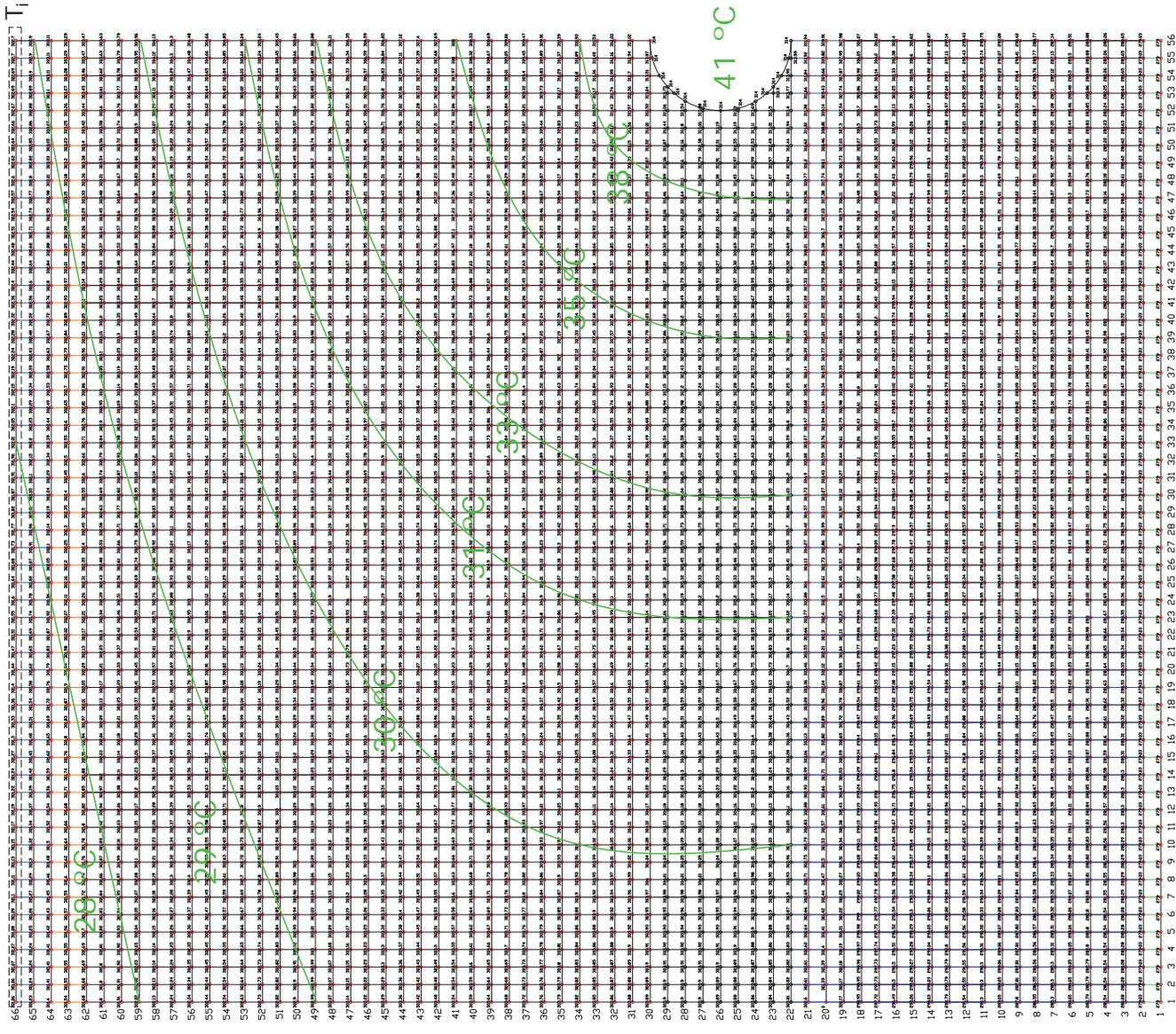
ALUMNO: ING. CARLOS ALBERTO GARCÍA  
CARRERA: INGENIERÍA DE SISTEMAS DE COMPUTACIÓN

5/7

ING. RICARDO MUÑOZ

TEMPERATURAS MORTERO DE 80x100  
ESC: 38/10

ANEXO D-06 PLANOS DE DISEÑO DEL SUELO RADIANTE  
TEMPERATURAS MORTERO DE 80x110



1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33 34 35 36 37 38 39 40 41 42 43 44 45 46 47 48 49 50 51 52 53 54 55 56

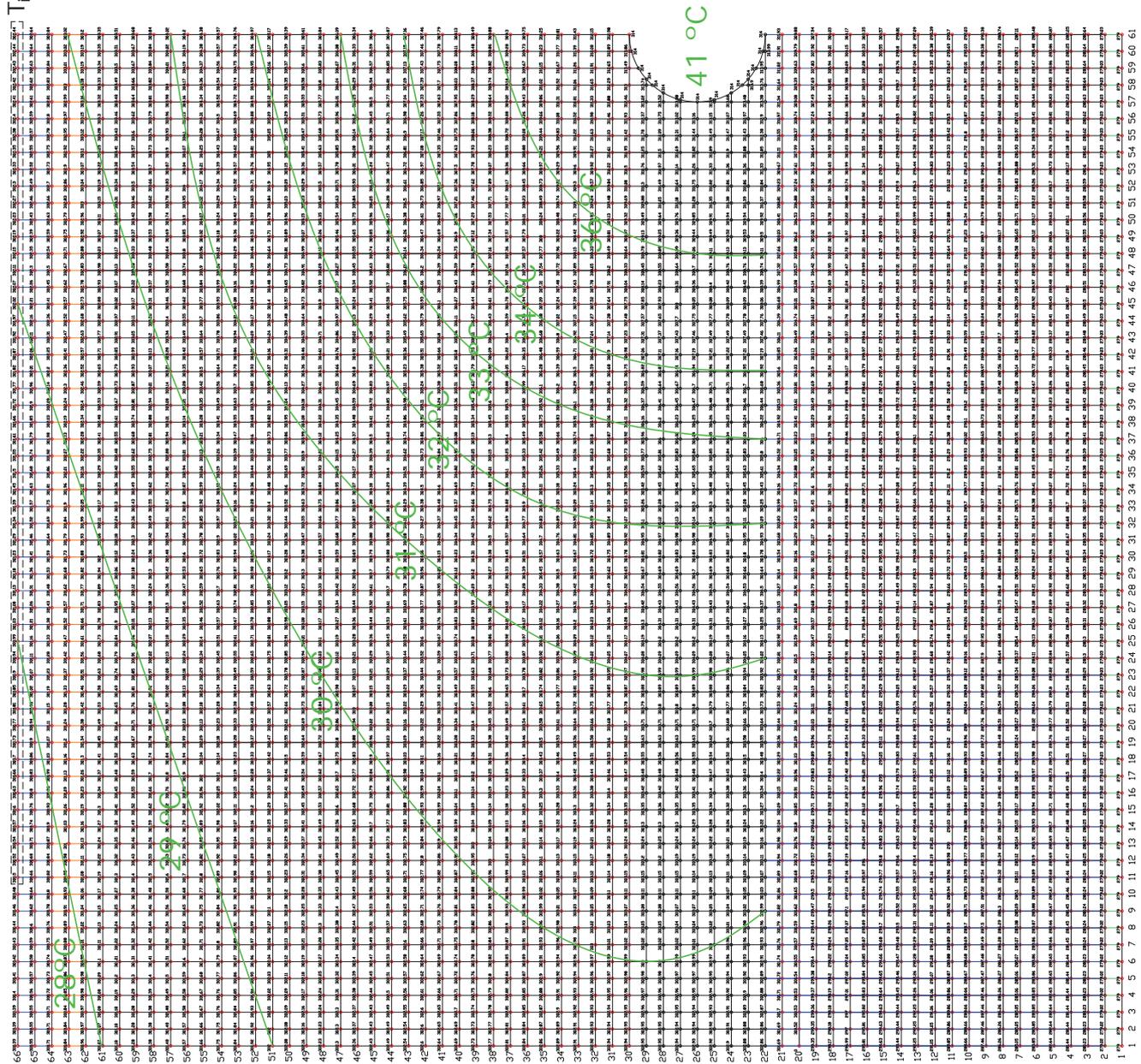
TEMPERATURAS MORTERO DE 80x110  
ESC. 38/10

ANEXO D-06 PLANOS DE DISEÑO DEL SUELO RADIANTE - TEMP. MORTERO DE 80x110  
PROYECTO: DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MÓDULO DE CALEFACCION POR SUELO RADIANTE

PLANOS DE DISEÑO DEL SUELO RADIANTE  
TEMPERATURAS MORTERO 80x110  
ALUMNO: ING. CARLOS HERNANDEZ  
CARRERA: ING. MECANICA | ICFE - ING. ANDRÉS MUÑOZ

6/7

ANEXO D-07 PLANOS DE DISEÑO DEL SUELO RADIANTE  
TEMPERATURAS MORTERO DE 80x120



1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33 34 35 36 37 38 39 40 41 42 43 44 45 46 47 48 49 50 51 52 53 54 55 56 57 58 59 60 61

TEMPERATURAS MORTERO DE 80x120  
ESC. 38/10

ANEXO D-07 PLANOS DE DISEÑO DEL SUELO RADIANTE  
TEMPERATURAS MORTERO DE 80x120  
PROYECTO DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MÓDULO DE CALEFACCION POR SUELO RADIANTE

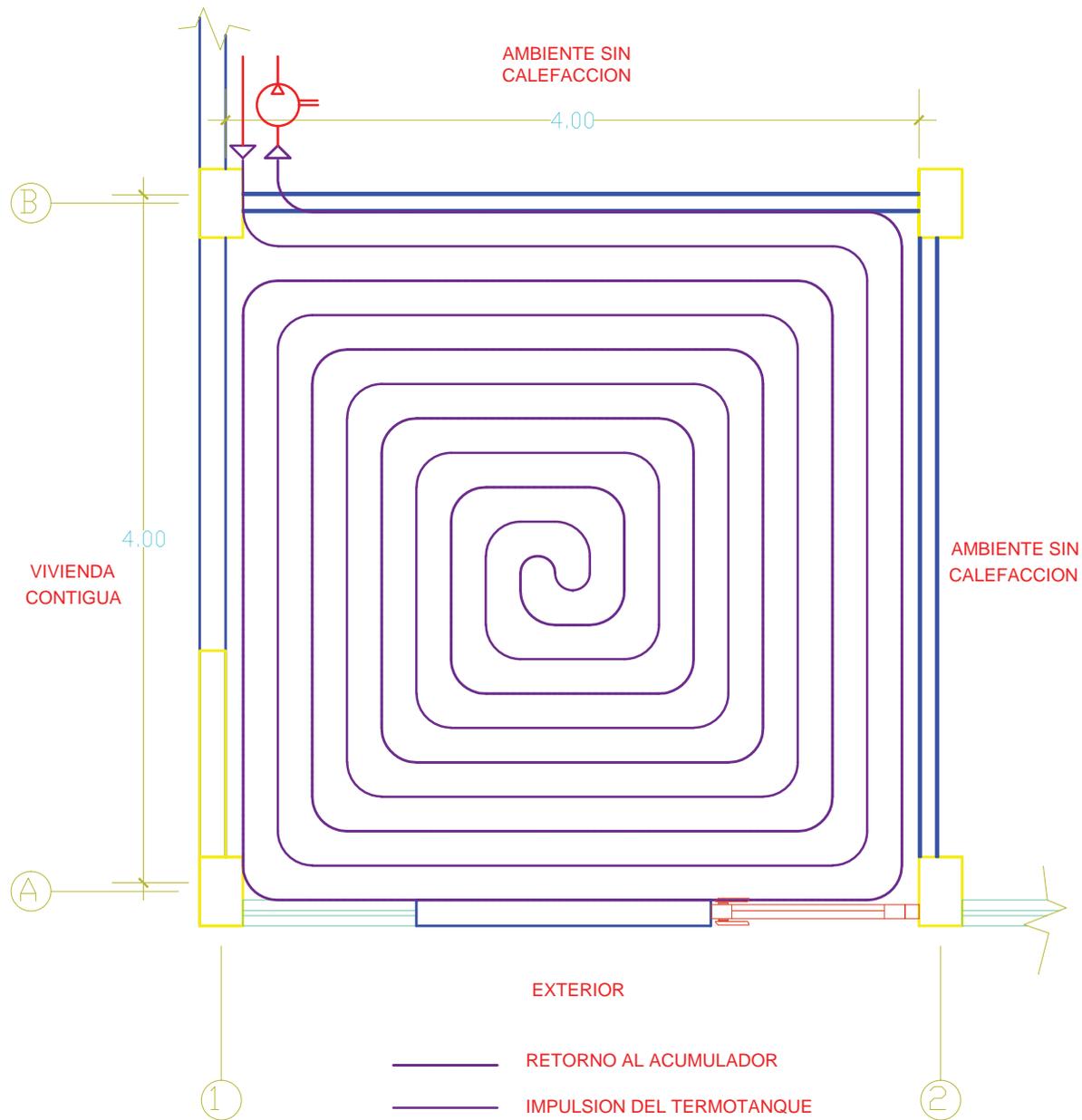
ALUMNO:  
ING. JONATAN HERNANDEZ  
CARRERA: ING. MECANICA  
SEMESTRE: 4º

7/7



**E. PLANOS DE DISTRIBUCIÓN DE  
TUBERIAS, ACCESORIOS Y EQUIPOS.**

# ANEXO E.01 DISTRIBUCION DE SUELO RADIANTE



## DISTRIBUCION SUELO RADIANTE

ANEXO E – PLANOS DE DISTRIBUCION Y DIMENSIONAMIENTO

PROYECTO:  
DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MODULO DE CALEFACCION POR SUELO RADIANTE



DISTRIBUCION DE SUELO RADIANTE  
DETALLES

ALUMNOS: BACH. FRANKLIN TINTA GUTIERREZ  
BACH. JOHN WILLIAM DIAZ BARRAGAN

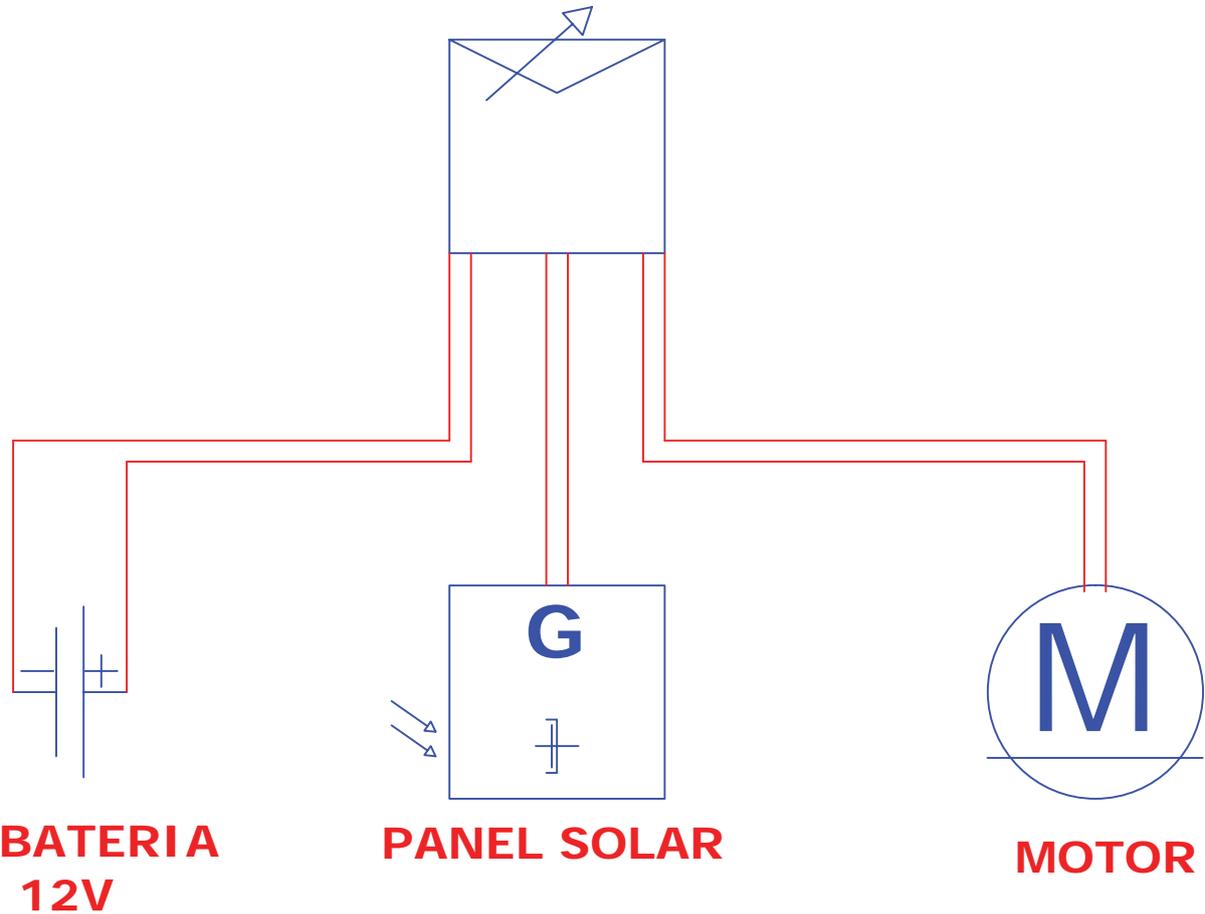
CARRERA: ING. MECANICA REV. ING ARTURO MACEDO FORMATO: A4

1/3



# ANEXO E.02 ESQUEMA ELECTRICO

## REGULADOR DE CARGA



### LEYENDA DE LA INSTALACION ELECTRICA

— CABLE N° 18

### ESPECIFICACIONES GENERALES Y NOTAS GENERALES

- TODOS LOS CALBLES DEBERAN SER INSTALADOS EN TUBERIA PARA EL SISTEMA ELECTRICO DE 20 mm DE DIAMETRO PVC
- EN LOS EMPALMES DE CONDUCTORES SE EMPLEARA CINTA AISLANTE.

### ANEXO E – DISTRIBUCION Y DIMENSIONAMIENTO

PROYECTO:

DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MODULO DE CALEFACCION POR SUELO RADIANTE

### ESQUEMA ELECTRICO

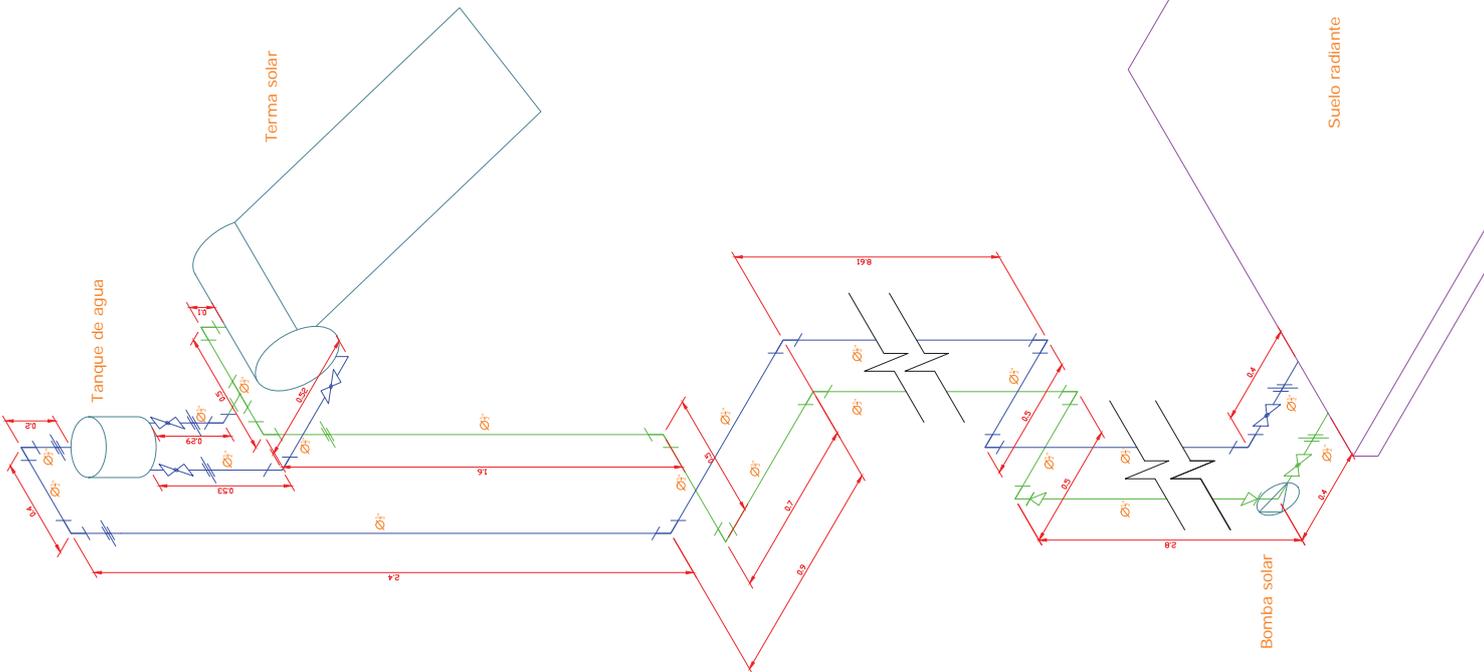
ALUMNOS: BACH. FRANKLIN TINTA GUTIERREZ  
BACH. JOHN WILLIAM DIAZ BARRAGAN

CARRERA: ING. MECANICA    REV: ING. ARTURO MACEDO    FORMATO: A4

2/3



# ANEXO E.03 ESQUEMA DEL SISTEMA HIDRAULICO



**LEYENDA DE INSTALACION HIDRAULICA**

|  |                              |
|--|------------------------------|
|  | CIRCULACION DE AGUA FRIA     |
|  | CIRCULACION DE AGUA CALIENTE |
|  | VALVULA ESFERICA ROSCADA     |
|  | CODO DE 90° ROSCADO          |
|  | UNION UNIVERSAL ROSCADO      |
|  | TE RECTA ROSCADO             |
|  | REDUCCION ROSCADO            |
|  | BOMBA                        |

- ESPECIFICACIONES TECNICAS Y NOTAS GENERALES**
- SE USARA TUBERIA PEX AL REY DE 1/2" PARA LA INSTALACION DE SUELO RADIANTE
  - SE USARA TUBERIA HIDRO DE 1", 1/2" PARA TODA LA INSTALACION EXTERNA
  - SE DEBERA AISLAR TODA LA TUBERIA HIDRO CON MANGA TERMICA DE POLIPROPILENO.
  - SE DEBERA USAR CINTA TEF LON SCHUB PARA TODAS LAS JUNTAS
  - SE DEBERA USAR PEGAMENTO CPVC PARA LA INSTALACION DE SENSORES DE TEMPERATURA EN EL SISTEMA

|   |              |
|---|--------------|
| ANEXO E – DISTRIBUCION Y DIMENSIONAMIENTO   |              |
| PROYECTO: DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN MODULO DE CALEFACCION POR SUELO RADIANTE      |              |
|  |              |
| ESQUEMA SISTEMA HIDRAULICO  |              |
| DETALLES  |              |
| ALUMNOS: BACH. FRANKLIN TINTA GUTIERREZ<br>BACH. JOHN WILLIAM DIAZ BARRAGAN         | 3/3          |
| UNIDAD: METROS  | ESCALA: 1:15 |
|   | FORMATO: A2  |

**F. DISEÑO DE SUELO RADIANTE POR  
LA NORMA DIN 1264 Y 12831**

## **DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE SUELO RADIANTE CON LA NORMA DIN EN 1264 Y EN 12831**

Esta norma europea trata sobre la utilización de la ingeniería práctica de los resultados obtenidos del 1264-2 al 1264-5 aplicado para sistemas de pisos radiantes, techos y muros radiantes como también sistemas de pisos de refrigeración, techos y muros de refrigeración.

Para sistemas de calefacción, se toman en cuenta las limitaciones fisiológicas al especificar las temperaturas de la superficie. En el caso de los sistemas de calefacción por suelo las limitaciones son realizadas por un diseño basado en las curvas características y las curvas de límite determinados de acuerdo con la parte 2 de esta norma.

**EN 1264-1;** Part 1: Definitions and symbols.

**EN 1264-2;** Part 2: Floor heating: prove methods for the determination of the thermal output using calculation and the test methods.

**EN 1264-3;** Part 3: Dimensioning.

**EN 1264-4;** Part 4: Installation.

**EN 1264-5;** Part 5: Heating and cooling surfaces embedded in floors, ceilings and walls – Determination of the thermal output.

**EN 12831;** Heating systems in buildings - Method for calculation of the design heat load.

### **1. DETERMINACION DE LAS PERDIDAS DE CALOR A TRAVES DE LA ENVOLVENTE (PAREDES, TECHO Y SUELO), Y LA DEMANDA ENERGETICA DEL AMBIENTE A CALEFACCIONAR.**

#### **1.1. PERDIDA DE CALOR A TRAVES DE PAREDES, TECHO Y SUELO**

$\Phi_T$

Para el cálculo de pérdidas de calor según el método de la norma DIN 12831 se usara la simbología utilizada en la norma antes mencionada para saber con exactitud la ubicación de los datos y ecuaciones extraídos de esta norma.

Utilizaremos el método simplificado descrito en la norma DIN 12831 para el cálculo de las pérdidas de calor por el envolvente del ambiente seleccionado a calefaccionar.

**Tabla N° 1: Datos de materiales de construcción según DIN 12831**

| <b>Conductividad térmica de materiales</b>                         |  |
|--|--|
| <b>Designación</b>   | <b><math>\lambda</math><br/>W/m.K</b>  |
| Ladrillo   | 0.8                                    |
| concreto   | 1.75                                   |
| Yeso   | 0.35                                   |
| Enlucido de cemento  | 1.15                                   |
| Poliestireno   | 0.034                                  |
| La lana de roca  | 0.042                                  |
| Poliestireno extruido  | 0.037                                  |
| Panel de fibra mineral DIN 18165                                   | 0.041                                  |
| Grava  | 0.7                                    |
| Betún  | 0.23                                   |
| Capa de aire sin ventilar s = 40 mm                                | 0                                      |
| Madera   | 0.15                                   |
| Compuesto metálico   | 0.12                                   |
| <b>Resistencias superficiales (entre el aire y estructuras)</b>    |  |
| <b>Designación</b>   | <b>Rsi o Rse<br/>m<sup>2</sup>.K/W</b> |
| Capa de aire sin ventilación s=40 mm                               | 0.18                                   |
| Resistencia de la superficie interna (flujo de calor horizontal)   | 0.13                                   |
| Resistencia de la superficie externa (flujo de calor horizontal)   | 0.04                                   |
| Resistencia de la superficie interna (flujo de calor hacia arriba) | 0.1                                    |
| Resistencia de la superficie interna (flujo de calor hacia abajo)  | 0.17                                   |

**Fuente: DIN EN 12831 - Tabla C.2.**

Tabla Nº 2: Cálculo de la transmitancia de todos los componentes según el procedimiento de la norma DIN 12831

| PARED    | COMP. | Descripción  | d<br>m   | $\lambda$<br>W/m.K | R<br>m <sup>2</sup> .K/W | Uk<br>W/m <sup>2</sup> .K |      |
|----------|-------|--|--|--------------------|--------------------------|---------------------------|------|
| SURESTE  | P1    | Resistencia de la superficie interna (flujo de calor horizontal) |  |                    | 0.13                     |                           |      |
|          |       | Madera   | 0.04   | 0.15               | 0.267                    |                           |      |
|          |       | Resistencia de la superficie externa (flujo de calor horizontal) |  |                    | 0.04                     |                           |      |
|          |       |  | <b>Transmitancia total Uk</b>                                    |                    |                          | <b>0.44</b>               | 2.29 |
|          | M1    |  | Resistencia de la superficie interna (flujo de calor horizontal) |                    |                          | 0.13                      |      |
|          |       |  | Enlucido de cemento  | 0.02               | 1.15                     | 0.017                     |      |
|          |       |  | Ladrillo   | 0.13               | 0.80                     | 0.163                     |      |
|          |       |  | Enlucido de cemento  | 0.02               | 1.15                     | 0.017                     |      |
|          |       |  | Resistencia de la superficie externa (flujo de calor horizontal) |                    |                          | 0.04                      |      |
|          |       |  | <b>Transmitancia total Uk</b>                                    |                    |                          | <b>0.37</b>               | 2.72 |
|          | V1    |  | Resistencia de la superficie interna (flujo de calor horizontal) |                    |                          | 0.13                      |      |
|          |       |  | Vidrio   |                    |                          | <b>0.175</b>              |      |
|          |       | Resistencia de la superficie externa (flujo de calor horizontal) |  |                    | 0.04                     |                           |      |
|          |       | <b>Transmitancia total Uk</b>                                    |  |                    | <b>0.345</b>             | 2.90                      |      |
|          |       | Resistencia de la superficie interna (flujo de calor horizontal) |  |                    | 0.13                     |                           |      |
|          |       | Enlucido de cemento  | 0.02   | 1.15               | 0.017                    |                           |      |
| MV1      |       | Ladrillo   | 0.13   | 0.80               | 0.163                    |                           |      |
|          |       | Enlucido de cemento  | 0.02   | 1.15               | 0.017                    |                           |      |
|          |       | Resistencia de la superficie externa (flujo de calor horizontal) |  |                    | 0.04                     |                           |      |
|          |       | <b>Transmitancia total Uk</b>                                    |  |                    | <b>0.37</b>              | 2.72                      |      |
| VP1      |       | Resistencia de la superficie interna (flujo de calor horizontal) |  |                    | 0.13                     |                           |      |
|          |       | Vidrio   |  |                    | <b>0.175</b>             |                           |      |
|          |       | Resistencia de la superficie externa (flujo de calor horizontal) |  |                    | 0.04                     |                           |      |
|          |       | <b>Transmitancia total Uk</b>                                    |  |                    | <b>0.345</b>             | 2.90                      |      |
| NORTESTE | C3    | Resistencia de la superficie interna (flujo de calor horizontal) |  |                    | 0.13                     |                           |      |



|              |          |  |      |      |              |      |
|--------------|----------|--|------|------|--------------|------|
|              |          | Enlucido de cemento  | 0.02 | 1.15 | 0.02         |      |
|              |          | Ladrillo   | 0.13 | 0.80 | 0.16         |      |
|              |          | Ladrillo   | 0.13 | 0.80 |              |      |
|              |          | Enlucido de cemento  | 0.02 | 1.15 | 0.02         |      |
|              |          | Resistencia de la superficie interna (flujo de calor horizontal)   |      |      | 0.13         |      |
|              |          | <b>Transmitancia total Uk</b>                                      |      |      | <b>0.46</b>  | 2.19 |
|              |          | Resistencia de la superficie interna (flujo de calor horizontal)   |      |      | 0.13         |      |
|              |          | Enlucido de cemento  | 0.02 | 1.15 | 0.02         |      |
|              |          | Concreto   | 0.25 | 1.75 | 0.14         |      |
|              |          | Ladrillo   | 0.13 | 0.80 | 0.16         |      |
|              |          | Enlucido de cemento  | 0.02 | 1.15 | 0.02         |      |
|              |          | Resistencia de la superficie interna (flujo de calor horizontal)   |      |      | 0.13         |      |
|              |          | <b>Transmitancia total Uk</b>                                      |      |      | <b>0.60</b>  | 1.67 |
|              |          | Resistencia de la superficie interna (flujo de calor horizontal)   |      |      | 0.18         |      |
|              |          | Enlucido de cemento  | 0.02 | 1.15 | 0.02         |      |
|              |          | Concreto   | 0.25 | 1.75 | 0.14         |      |
|              |          | Concreto   | 0.25 | 1.75 | 0.14         |      |
|              |          | Enlucido de cemento  | 0.02 | 1.15 | 0.02         |      |
|              |          | Resistencia de la superficie interna (flujo de calor horizontal)   |      |      | 0.18         |      |
|              |          | <b>Transmitancia total Uk</b>                                      |      |      | <b>0.68</b>  | 1.47 |
|              |          | Resistencia de la superficie interna (flujo de calor hacia arriba) |      |      | 0.1          |      |
|              |          | Enlucido de cemento  | 0.02 | 1.15 | 0.02         |      |
|              |          | Concreto   | 0.25 | 1.75 | 0.14         |      |
|              |          | Parquet  | 0.01 | 0.15 | 0.07         |      |
|              |          | Resistencia de la superficie interna (flujo de calor hacia arriba) |      |      | 0.1          |      |
|              |          | <b>Transmitancia total Uk</b>                                      |      |      | <b>0.43</b>  | 2.34 |
|              |          | Resistencia de la superficie inernal (flujo de calor hacia abajo)  |      |      | 0.17         |      |
|              |          | Concreto   | 0.1  | 1.75 | 0.06         |      |
|              |          | <b>Transmitancia total Uk</b>                                      |      |      | <b>0.227</b> | 4.40 |
| <b>TECHO</b> | <b>T</b> |  |      |      |              |      |
| <b>SUELO</b> | <b>S</b> |  |      |      |              |      |

Una vez realizado el cálculo de la transmitancia, procedemos a elegir los factores de corrección  $f_k$  para los diferentes tipos de configuraciones de paredes.

**Tabla Nº 3: Factor de corrección de temperatura  $f_k$ .**

| Perdidas de calor de las paredes            | $f_k$ | Comentario              |
|---|-------|-------------------------|
| Directamente al exterior                    | 1     | Si está aislado         |
|   | 1.4   | Si no está aislado      |
|   | 1     | Para ventanas y puertas |
| En contacto con un ambiente sin calefacción | 0.8   | Si está aislado         |
|   | 1.12  | Si no está aislado      |
| En contacto con el suelo                    | 0.3   | Si está aislado         |
|   | 0.42  | Si no está aislado      |
| En contacto con el techo                    | 0.9   | Si está aislado         |
|   | 1.26  | Si no está aislado      |
| Techo intermedio                            | 0.9   | Si está aislado         |
|   | 1.26  | Si no está aislado      |
| En contacto con una construcción adyacente  | 0.5   | Si está aislado         |
|   | 0.7   | Si no está aislado      |

**Fuente: DIN EN 12831 - Tabla D.11.**

Teniendo en cuenta la ecuación (1) y los datos de las tablas 2 y 3 se procede a calcular la transferencia de calor por la envolvente de la edificación.

$$\Phi_i = A * U_k * f_k * (\theta_{int} - \theta_{ext}) \quad (1)$$

**Tabla N° 4: Calculo de la transferencia de calor a través de todos los componentes de la envolvente de la edificación.**

| PARED   | COMP. | AREA  | $U_k$ | $f_k$ | $\theta_{int}$ [°C] | $\theta_{ext}$ [°C] | TRANSF. DE CALOR |
|---|-------|-------|-------|-------|---------------------|---------------------|------------------|
| SURESTE   | P1    | 3.12  | 2.29  | 1     | 18                  | 6                   | 85.74            |
|   | M1    | 4.42  | 2.72  | 1.4   | 18                  | 6                   | 202.18           |
|   | V1    | 2.6   | 2.90  | 1     | 18                  | 6                   | 90.43            |
|   | MV1   | 1.2   | 2.72  | 1.4   | 18                  | 6                   | 54.89            |
|   | VP1   | 0.72  | 2.90  | 1     | 18                  | 6                   | 25.04            |
| NORTESTE  | C3    | 1.04  | 2.28  | 1.12  | 18                  | 10                  | 21.29            |
|   | M4    | 9.36  | 1.22  | 1.12  | 18                  | 10                  | 102.43           |
|   | C4    | 1.04  | 2.28  | 1.12  | 18                  | 10                  | 21.29            |
| NOROESTE  | M3    | 10.14 | 1.22  | 1.2   | 18                  | 10                  | 118.90           |
| SUROESTE  | C2    | 1.04  | 1.47  | 1.12  | 18                  | 10                  | 13.70            |
|   | M2    | 6.24  | 2.19  | 1.12  | 18                  | 10                  | 122.27           |
|   | PL1   | 3.12  | 1.67  | 1.12  | 18                  | 10                  | 46.58            |
|   | C1    | 1.04  | 1.47  | 1.12  | 18                  | 10                  | 13.69            |
| TECHO   | T     | 16    | 2.34  | 1.26  | 18                  | 10                  | 377.78           |
| SUELO   | S     | 16    | 4.40  | 0.42  | 18                  | 6                   | 355.02           |
| <b>PERDIDA TOTAL DE CALOR A TRAVES DE LA ENVOLVENTE <math>\Phi_T</math> [W]</b> |       |       |       |       |                     |                     | <b>1651.24</b>   |

## 1.2. PERDIDA DE CALOR POR RENOVACION DE AIRE $\Phi_V$

Con la ecuación (2) se halla la cantidad de calor perdido por renovaciones de aire de fuente ecuación (11) DIN EN 12831

$$\Phi_V = H_{V,i} * (\theta_{int} - \theta_{ext}) \quad (2)$$

Con la combinación de las ecuaciones (13) y (16) DIN EN 12831 obtenemos la ecuación (3)

$$H_{V,i} = 0.34 * V_i * n_{min} \quad (3)$$

**Dónde:**

$\theta_{int}$  : Temperatura en el interior de la oficina de 18 °C.

$\theta_{ext}$  : Temperatura externa 6°C.

$V_i$  : Volumen de aire en el interior de la oficina de 44.8 m<sup>3</sup>

$n_{min}$  : Tasa de cambio de aire por hora tabla 3.29.

Utilizando los valores de la tabla 4 y reemplazando en las ecuaciones (2) y (3) se tiene que.

$$\Phi_V = 182.78 [W]$$

A este resultado se debe multiplicar por un factor de corrección debido a que dicha fórmula se utiliza en lugares que están al nivel del mar, entonces.

$$\Phi_V = \left( \frac{0,6526 \text{ atm}}{1 \text{ atm}} \right) * 182,78 = 119,28 \text{ [W]}$$

**Tabla N° 5: Tasa de cambio de aire exterior mínimo**

| Tipo de espacio                     | $n_{min} [h^{-1}]$ |
|-------------------------------------|--------------------|
| Cuarto habitable (por defecto)      | 0.5                |
| Cocina o cuarto de baño con ventana | 1.5                |
| Oficina                             | 1                  |
| Sala de reuniones, salón de clases  | 2                  |

**Fuente: DIN EN 12831 - Tabla D.6.**

Entonces la transferencia de calor calculado por el método de la norma europea se calcula con la ecuación (4)

$$\Phi_{Total} = \Phi_T + \Phi_V \tag{4}$$

$$\Phi_{Total} = 1770,52 \text{ [W]}$$

## 2. DIMENSIONAMIENTO DEL SUB-SISTEMA DE SUELO RADIANTE POR EL METODO DESCRITO EN LA NORMA DIN EN-1264

### 2.1.CALCULO DE LA TEMPERATURA DE IMPULSIÓN Y RETORNO NORMA DIN EN 1264

Para realizar el cálculo de dimensionamiento según la norma DIN 1264-3, la instalación del suelo radiante se debe partir de una temperatura máxima de la superficie del suelo:

**Tabla N° 6: Temperaturas máximas de operación para suelo radiante.**

| Tipo de recinto               | $\theta_{f,max}$<br>(°C) | $\theta_i$<br>(°C) | $q_c$<br>(W/m2) |
|-------------------------------|--------------------------|--------------------|-----------------|
| Zona de permanencia (ocupada) | 29                       | 20                 | 100             |
| Cuartos de baños y similares  | 33                       | 24                 | 100             |
| Zona periférica.              | 35                       | 20                 | 175             |

**Fuente: Manual técnico de suelo radiante-Uponor**

Dónde:

- $\theta_{f,max}$  : Temperatura máximo de la superficie del suelo  
 $\theta_i$  : Temperatura de recinto  
 $q_c$  : Densidad de flujo térmico limite

Se tiene como dato el cálculo de las pérdidas de calor hallado con la Norma DIN EN 12831:

$$\Phi_{Total} = 1770.52 [W]$$

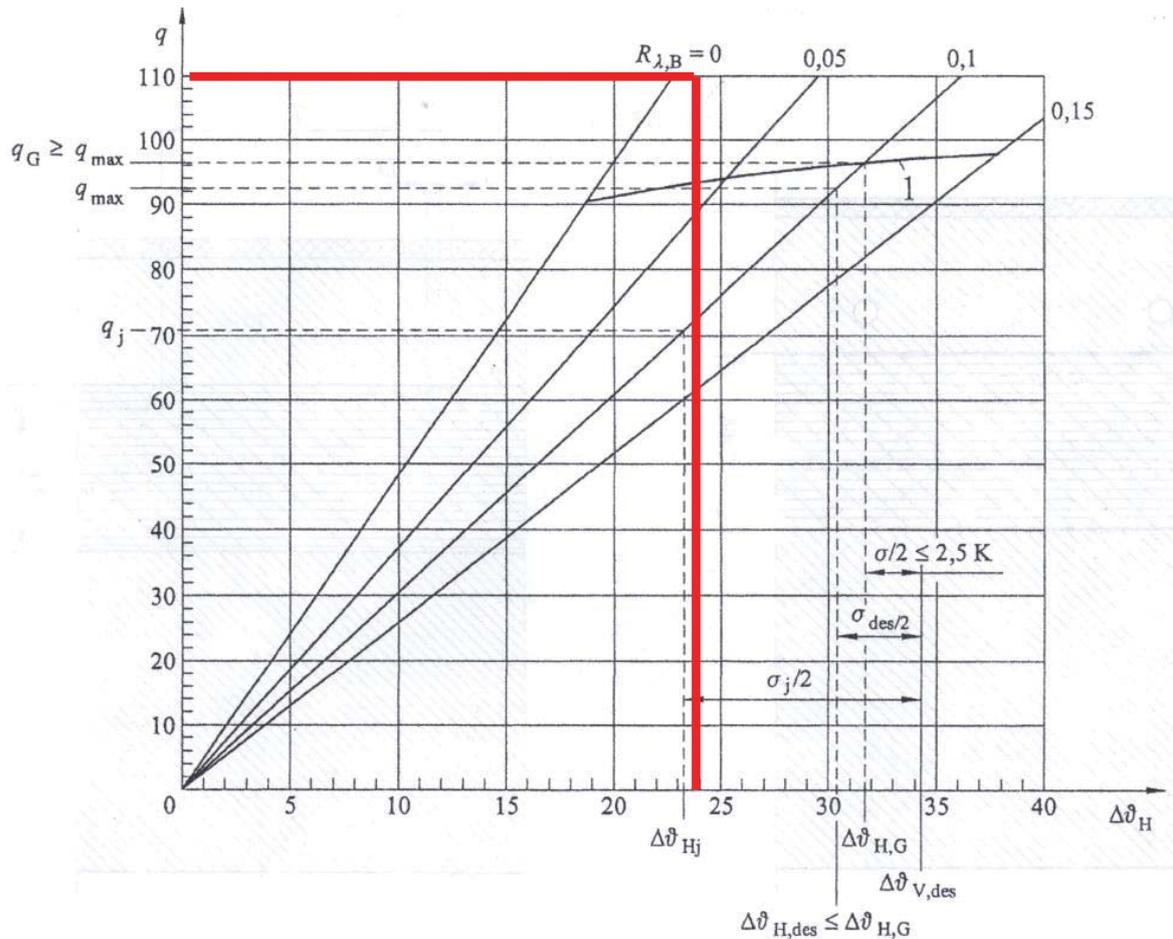
Con la ecuación (5) de la fuente Ecuación (5) EN 1264-3 se calcula la transferencia de calor de diseño por metro cuadrado ( $q_{des}$ ) en función de la pérdida de calor a través de la envolvente ( $\Phi_{Total}$ ) y la superficie del piso de la habitación ( $A_F$ ).

$$q_{des} = \frac{\Phi_{Total}}{A_F} \quad (5)$$

$$q_{des} = \frac{1770.52}{16}$$

$$q_{des} = 110.65 [W/m^2]$$

Con los datos de la transferencia de diseño obtenida con la ecuación (5) y el valor de la resistencia térmica del revestimiento ( $R_{\lambda,B}$ ) que en nuestro caso es la resistencia térmica de la mayólica y el pegamento utilizado para fijar la mayólica al mortero, teniendo esta resistencia el valor  $R_{\lambda,B} = 0.007 [m^2 \cdot K/W]$ , ingresamos al diagrama de la figura N° 1.



**Figura N° 1: Determinación de la diferencia logarítmica entre la temperatura del agua y la temperatura del aire de la habitación.**

**Fuente: DIN EN 1264-3 – Figure A.4.**

Obtenemos el valor de la diferencia logarítmica entre la temperatura del agua y la temperatura del aire de la habitación:

$$\Delta\vartheta_H = 24 \text{ }^\circ\text{K}$$

La ecuación (6) de la norma EN 1264-3 ecuación (1), está en función de la temperatura de impulsión y la temperatura de retorno del agua.

$$\Delta\vartheta_H = \frac{\theta_V - \theta_R}{\ln \frac{\theta_V - \theta_i}{\theta_R - \theta_i}} \quad (6)$$

Dónde:

$\theta_V$ : Temperatura de Impulsión

$\theta_R$ : Temperatura de Retorno

Se fija un salto térmico de agua de 5°K.

$$\theta_V - \theta_R = 5^\circ K \quad (7)$$

Trabajando con las ecuaciones (6) y (7) y el valor de la desviación logarítmica se obtendrá:

La temperatura de impulsión de:  $T_{ENTRADA} = \theta_V = 46.61^\circ C$

La temperatura de retorno será de:  $T_{SALIDA} = \theta_R = 41.61^\circ C$

## 2.2. CALCULO DEL ESPACIAMIENTO DE TUBERIA NORMA DIN EN 1264

Según la ecuación de flujo térmico definida por la ecuación (8) sacada de la norma EN 1264-3 Ecuación (2), calculamos el flujo térmico que depende del paso de tubería seleccionado.

$$q = K_H \cdot \Delta\theta_H \quad (8)$$

Dónde:

$q$  : Densidad de flujo térmico

$\Delta\theta_H$ : Desviación media de la temperatura aire-agua, que depende de las siguientes variables:

- Temperatura de impulsión
- Temperatura de retorno
- Temperatura del recinto

$K_H$  : Constante que depende de las siguientes variables:

- Suelo (espesor del revestimiento y conductividad)
- Losa de cemento (espesor y conductividad)
- Tubería (diámetro exterior, incluido el revestimiento, espesor y conductividad)
- Separamiento o paso de tubería

El flujo de calor procedente de las tuberías se calcula mediante la siguiente expresión:

$$q = B \cdot \prod_i (a_i^{m_i}) \cdot \Delta\theta_H \quad (9)$$

$$q = B \cdot a_B \cdot a_T \cdot a_T^{m_T} \cdot a_u^{m_u} \cdot a_D^{m_D} \cdot \Delta\theta_H \quad (10)$$

La expresión anterior es válida para una separación máxima entre tuberías que cumpla  $T < 0.375$  m:

Dónde:

$a_B$ : Factor de Revestimiento del suelo.

$a_T$ : Factor de paso.

$a_u$ : Factor de recubrimiento.

$a_D$ : Factor adimensional en función del diámetro exterior de la tubería.

Calculo del factor de Revestimiento del suelo  $a_B$ :

$$a_B = \frac{\frac{1}{\alpha} + \frac{S_{u,0}}{\lambda_{u,0}}}{\frac{1}{\alpha} + \frac{S_{u,0}}{\lambda_E} + R_{\lambda,B}} \quad (11)$$

Dónde:

$S_{u,0}$  : Espesor del mortero

$\lambda_{u,0}$  : Conductividad térmica del mortero

$R_{\lambda,B}$  : Resistencia Térmica del revestimiento

$\lambda_E$  : Conductividad Térmica del revestimiento

$\frac{1}{\alpha}$  : Resistencia de transferencia de calor en la superficie del piso

$$\frac{1}{\alpha} = 0.0093 \left[ \frac{m^2 K}{W} \right]$$

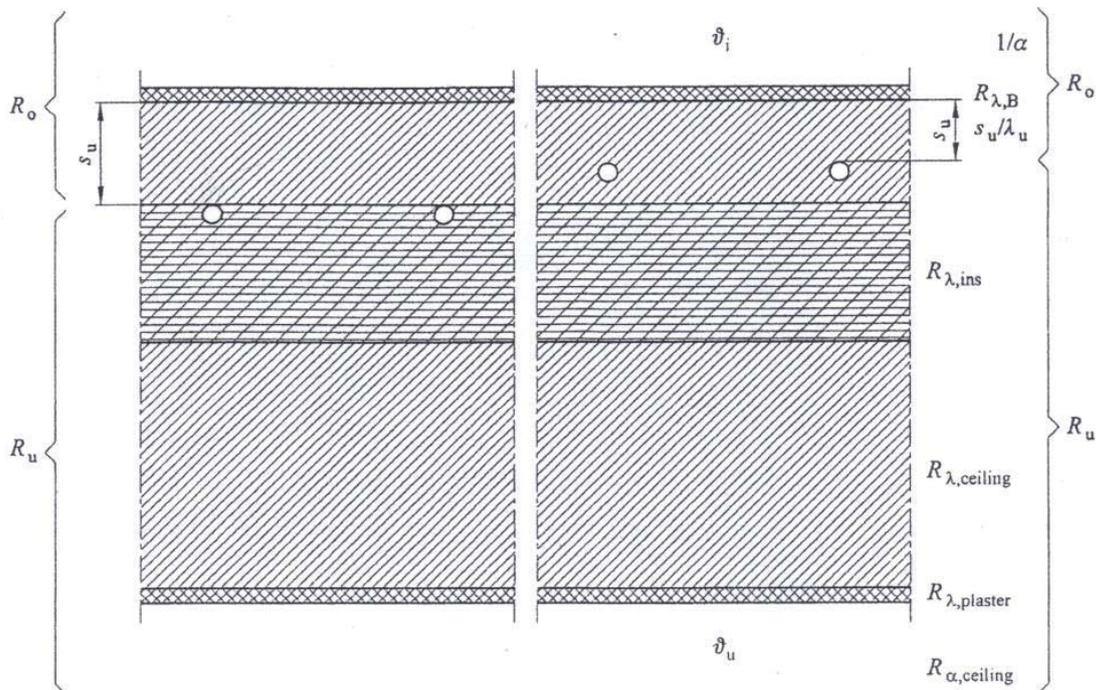


Figura N° 2: Esquema de disposición de la tubería en el Suelo Radiante

Fuente: DIN EN 1264-3 – Figure A.5.

$$k_{\text{mortero}} = 1.15 \left[ \frac{W}{m K} \right]$$

$$k_{\text{mayolica}} = 1 \left[ \frac{W}{m K} \right]$$

$$k_{\text{pegamento}} = 1.2 \left[ \frac{W}{m K} \right]$$

$$R_{\lambda,B} = R_{\text{mayolica}} + R_{\text{pegamento}} = 0.007 \left[ \frac{m^2 K}{W} \right]$$

$$\lambda_E = \frac{S_E}{R_E} = 1.14 \left[ \frac{W}{m K} \right]$$

Reemplazando valores obtenemos:

$$a_B = \frac{0.0093 + \frac{0.064}{1.15}}{0.0093 + \frac{0.064}{1.14} + 0.007}$$

$$a_B = 0.896$$

**Tabla N° 7: Calculo del factor de Paso  $a_T$ :**

| $R_{\lambda,B} (m^2 K/W)$ | 0    | 0.05  | 0.10  | 0.15  |
|---------------------------|------|-------|-------|-------|
| $a_T$                     | 1.23 | 1.188 | 1.156 | 1.134 |

**Fuente: DIN EN 1264-2**

$$a_T = 1.23$$

**Tabla N° 8: Calculo del factor de recubrimiento  $a_u$**

| $R_{\lambda,B} (m^2 K/W)$ | 0      | 0.05  | 0.10   | 0.15   |
|---------------------------|--------|-------|--------|--------|
| $T(m)$                    | $a_u$  |       |        |        |
| 0.05                      | 1.069  | 1.056 | 1.043  | 1.037  |
| 0.075                     | 1.066  | 1.053 | 1.041  | 1.035  |
| 0.1                       | 1.063  | 1.05  | 1.039  | 1.0335 |
| 0.15                      | 1.057  | 1.046 | 1.035  | 1.0305 |
| 0.2                       | 1.051  | 1.041 | 1.0315 | 1.0275 |
| 0.225                     | 1.048  | 1.038 | 1.0295 | 1.026  |
| 0.3                       | 1.0395 | 1.031 | 1.024  | 1.021  |
| 0.375                     | 1.03   | 1.022 | 1.018  | 1.015  |

**Fuente: DIN EN 1264-2**

**Tabla N° 9: Calculo del factor adimensional en función del diámetro exterior de la tubería  $a_D$**

| $R_{\lambda B}(m^2K/W)$ | 0     | 0.05  | 0.10  | 0.15  |
|-------------------------|-------|-------|-------|-------|
| T(m)                    | $a_D$ |       |       |       |
| 0.05                    | 1.013 | 1.013 | 1.012 | 1.011 |
| 0.075                   | 1.021 | 1.019 | 1.016 | 1.014 |
| 0.1                     | 1.029 | 1.025 | 1.022 | 1.018 |
| 0.15                    | 1.04  | 1.034 | 1.029 | 1.024 |
| 0.2                     | 1.046 | 1.04  | 1.035 | 1.03  |
| 0.225                   | 1.049 | 1.043 | 1.038 | 1.033 |
| 0.3                     | 1.053 | 1.049 | 1.044 | 1.039 |
| 0.375                   | 1.056 | 1.051 | 1.046 | 1.042 |

Fuente: DIN EN 1264-2

Con:

$$m_T = 1 - \frac{T}{0.075} \quad (12)$$

La expresión anterior es válida si se cumple la condición  $0.050 m \leq T \leq 0.375 m$ , donde T es la separación entre tuberías.

$$m_T = 1 - \frac{0.15}{0.075}$$

$$m_T = -1$$

Con:

$$m_u = 100(0.045 - S_u) \quad (13)$$

La expresión anterior es válida si se cumple la condición  $S_u \geq 0.015 m$ , donde  $S_u$  es el espesor de la capa por encima de la tubería.

$$m_u = 100(0.045 - 0.064)$$

$$m_u = -1.9$$

Con:

$$m_D = 250(D - 0.020) \quad (14)$$

La expresión anterior es válida si se cumple la siguiente condición  $0.010 m \leq D \leq 0.030 m$ , donde D es el diámetro exterior de la tubería, incluida el revestimiento.

$$m_D = 250(0.016 - 0.020)$$

$$m_D = -1$$

$$B = B_0$$

**Tabla N° 10**

| Tipo de superficie                | $B_0$<br>( $W/(m^2 K)$ ) |
|-----------------------------------|--------------------------|
| Suelo radiante para calefacción   | 6.7                      |
| Suelo radiante para refrigeración | 5.2                      |

**Fuente: DIN EN 1264-2**

$$B = 6.7 \left[ \frac{W}{m^2 K} \right]$$

Comprobando las Propiedades de la tubería:

Conductividad Térmica:

$$\lambda_R = \lambda_{R,0} = 0.35 \left[ \frac{W}{m K} \right]$$

Espesor de la capa:

$$S_R = S_{R,0} = \frac{d_a - d_i}{2} = 0.002 m$$

$$S_R = S_{R,0} = \frac{0.016 - 0.012}{2} = 0.002 m$$

Nuestra tubería cumple las condiciones anteriores, por lo que se obviara el cálculo de B con la siguiente formula:

$$\frac{1}{B} = \frac{1}{B_0} + \frac{1.1}{\pi} \cdot \prod_i (a_i^{m_i}) \cdot T \cdot \left[ \frac{1}{2\lambda_R} \cdot \ln \frac{d_a}{d_a - 2S_R} - \frac{1}{2\lambda_{R,0}} \cdot \ln \frac{d_a}{d_a - 2S_{R,0}} \right] \quad (15)$$

Reemplazando valores hallamos el flujo de calor

$$q = 6.7 \left[ \frac{W}{m^2 K} \right] \times 0.896 \times 1.23 \times (1.23)^{-1} \times (1.057)^{-1.9} \times (1.04)^{-1} \times 24 [K]$$

$$q = 124.68 \left[ \frac{W}{m^2} \right]$$

Entonces:

$$q \geq q_{des}$$

$$124.68 \left[ \frac{W}{m^2} \right] \geq 110.65 \left[ \frac{W}{m^2} \right]$$

El diseño cumple para una separación entre tubería T = 15 cm.

### **OBSERVACION:**

Con el procedimiento anterior se calculó la transferencia de calor “q” para T=20 cm y se verifico que para este paso de tubería  $q < q_{des}$ , por ello no se utilizara este valor.

### **2.3. CALCULO DEL FLUJO MASICO NORMA DIN EN 1264**

Para calcular el caudal de agua de los circuitos, se fija el salto térmico de agua de funcionamiento en los circuitos con las siguientes orientaciones:

El caudal del circuito se calcula con la ecuación (16) extraída de la norma EN 1264-3 Ecuación (13)

$$m_H = \frac{A_{suelo} \cdot q_{diseño}}{\sigma \cdot C_p} \cdot \left( 1 + \frac{R_o}{R_u} + \frac{\theta_i - \theta_u}{q \cdot R_u} \right) \quad (16)$$

Dónde:

$A_{suelo}$  : Superficie cubierta por el circuito de suelo radiante

$q_{diseño}$  : Densidad de flujo térmico ( $q_{DISEÑO}$ )

$\sigma$  : Salto de temperatura, 5

$C_p$  : Calor específico del agua, 4190 J/(kg.K)

$R_o$  : Resistencia térmica parcial ascendente del suelo (sobre las tuberías)

$R_u$  : Resistencia térmica parcial descendente del suelo (debajo de las tuberías)

$\theta_u$  : Temperatura del recinto inferior

$\theta_i$  : Temperatura del recinto

Calculamos la resistencia térmica parcial ascendente del suelo con la ecuación (17), extraída de la norma EN 1264-3 Ecuación (14)

$$R_o = \frac{1}{\alpha} + R_{\lambda,B} + \frac{S_u}{\lambda_u} \quad (17)$$

Calculamos la Resistencia térmica parcial descendente del suelo con la ecuación (18), extraída de norma EN 1264-3 Ecuación (15)

$$R_u = R_{\lambda,ins} + R_{\lambda,ceiling} + R_{\lambda,plaster} + R_{\alpha,ceiling} \quad (18)$$

Dónde:

$R_{\lambda,B}$  : Resistencia térmica del revestimiento del suelo

$S_u$  : Es el espesor de la capa por encima del tubo, 6.4 cm

$\lambda_u$  : Es la conductividad de la capa por encima del tubo, 1.15 W/m°K

$R_{\lambda,ins}$  : Resistencia térmica del aislante

$R_{\lambda,ceiling}$  : Resistencia térmica del forjado, 0 m<sup>2</sup>K/W

$R_{\lambda,plaster}$  : Resistencia térmica del falso techo, 0 m<sup>2</sup>K/W

$R_{\alpha,ceiling}$  : Resistencia térmica del techo

Según la norma DIN EN 1264-3, donde:

$$\frac{1}{\alpha} = 0.0093 \left[ \frac{m^2 K}{W} \right]$$

$$R_{\alpha,4} = 0.17 \left[ \frac{m^2 K}{W} \right]$$

Para nuestro caso no se considerará el “ceiling” ni el “plaster” ya que es una instalación pequeña. El “ceiling” es el material que se coloca entre el suelo y el aislamiento, en nuestro caso no hemos colocado ningún material ahí. El plaster es el plástico que se coloca para evitar que ingrese agua al sistema. Entonces se tienen los siguientes valores.

$$R_o = 0.0093 + 0.007 + \frac{0.064}{1.15} \left[ \frac{m^2 K}{W} \right]$$

$$R_o = 0.072 \left[ \frac{m^2 K}{W} \right]$$

$$R_u = \frac{0.04}{0.034} + 0 + 0 + 0.17$$

$$R_u = 1.346$$

Reemplazando valores en la ecuación (16) se tiene:

$$m_H = \frac{(4 \times 4) \cdot 110.65}{5 \cdot 4190} \cdot \left( 1 + \frac{0.072}{1.346} + \frac{20 - 6}{110.65 \times 1.346} \right)$$

$$m_H = 0.097 \left[ \frac{Kg}{seg} \right]$$

### 3. DIMENSIONAMIENTO DEL SUB-SISTEMA GENERACIÓN Y ALMACENAMIENTO DE AGUA CALIENTE.

La demanda energética obtenida por la norma EN-1264 es de 1770.52 [W], valor que es cercano al valor obtenido por el método de diferencias finitas en tal caso se usara la misma terma de tubos al vacío de 350 litros de capacidad.

### 4. DIMENSIONAMIENTO DEL SUB-SISTEMA DE BOMBEO.

Se procederá de forma similar al método por diferencias finitas, primero las pérdidas de presión en la tubería de PEX al PEX, las perdidas en la tubería de polipropileno serán las mimas porque este parte del circuito de tubería no cambiara.

Para hallar la velocidad promedio ( $v_{prom}$ ) del agua se tiene en cuenta el flujo másico que agua que salió por el método de la norma EN 1264

$$m_H = 0.097 \left[ \frac{Kg}{seg} \right]$$

Utilizando la ecuación (3.61), resulta que:

$$v_{prom} = \frac{4 \cdot 0.097}{\pi \cdot 0.012^2 \cdot 989.1} = 0.87 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

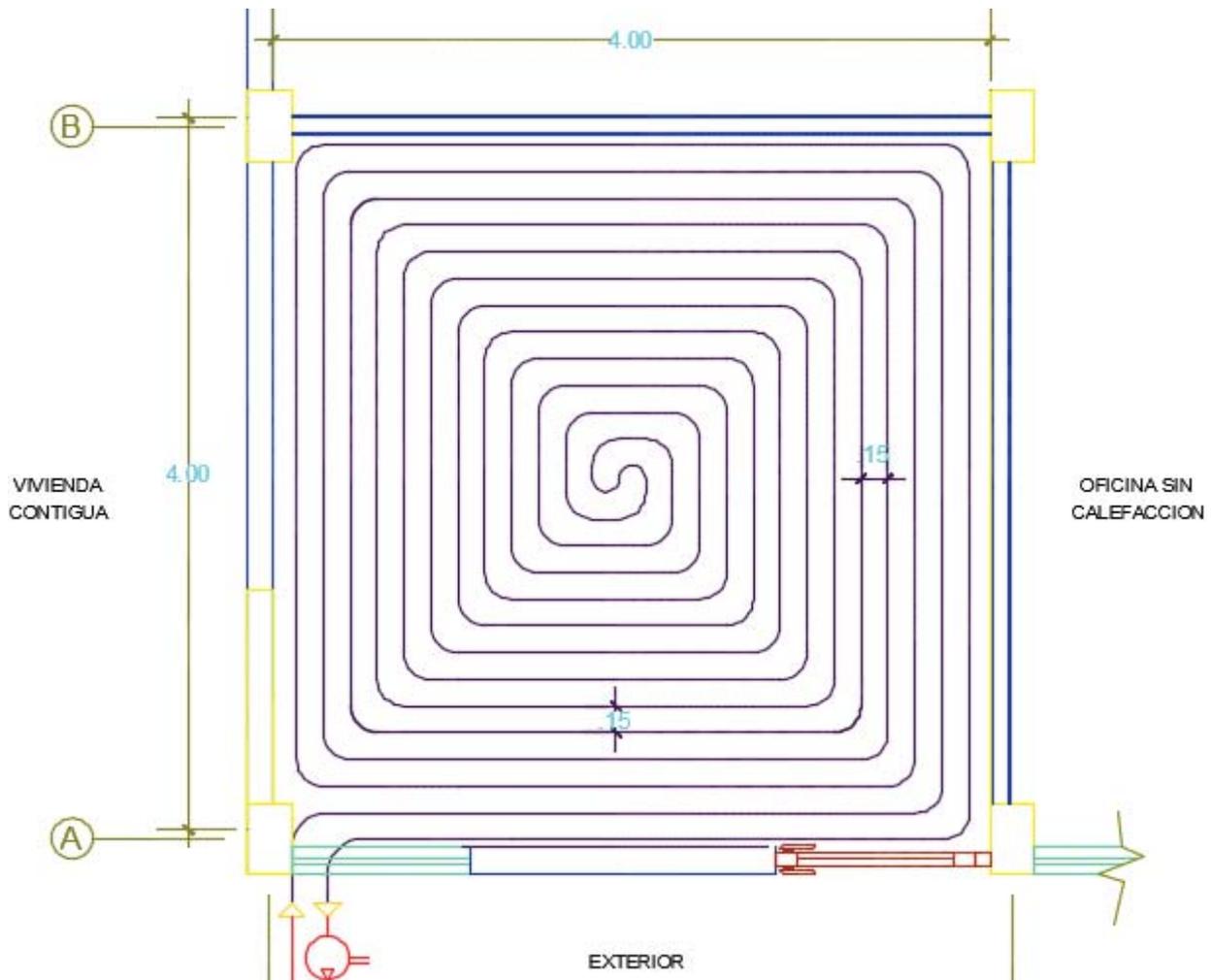
#### 4.1. PERDIDAS DE PRESION EN LA TUBERIA DE PEX AL PEX ( $H_{PEX}$ )

Como se dijo antes solo variara las pérdidas de presión en la tubería de PEX AL PEX, entonces se tiene que:

$$\dot{v} = 9.8 \cdot 10^{-5} \frac{m^3}{s} = 0.353 \frac{m^3}{hr} = 0.098 \frac{litros}{s} = 353 \frac{litros}{hr}$$

Teniendo en cuenta el flujo volumétrico en litros/hora en el gráfico 3.68 se halla las pérdidas de presión por metro lineal, para este caso es de 7.1 mbar/metro.

En la figura 3.74 se muestra la distribución de tubería de PEX Al PEX con el cual se procede a calcular la cantidad de codos que tiene esta distribución.



**Figura Nº 3: Diagrama de distribución de la tubería de PEX-AL-PEX para T=0.15 m**

**Fuente: Creación propia**

La cantidad de codos contados en la distribución de la tubería de PEX al PEX de la figura 3.74 con un paso de tubería de 0.15 m es de 52

Entonces la pérdida de presión en la tubería de PEX AL PEX resulta ser:

$$H_{PEX} = (106.67m + 52 * 1.15m) * \frac{7.1 \text{ mbar}}{m}$$

$$H_{PEX} = 1181.9 \text{ mbar} = 12.04 \text{ m. c. a.}$$

## 4.2. PERDIDA DE PRESION TOTAL EN EL SISTEMA DE TUBERIAS.

Las pérdidas de presión en la tubería de polipropileno y la altura geométrica será la misma que se calculó en el capítulo III del procedimiento del cálculo por diferencias finitas, entonces, con la pérdida de carga total en el sistema de tuberías será:

$$H_{Total} = 12.04 + 1.674 + 13.37 = 27.08 \text{ m. c. a.}$$

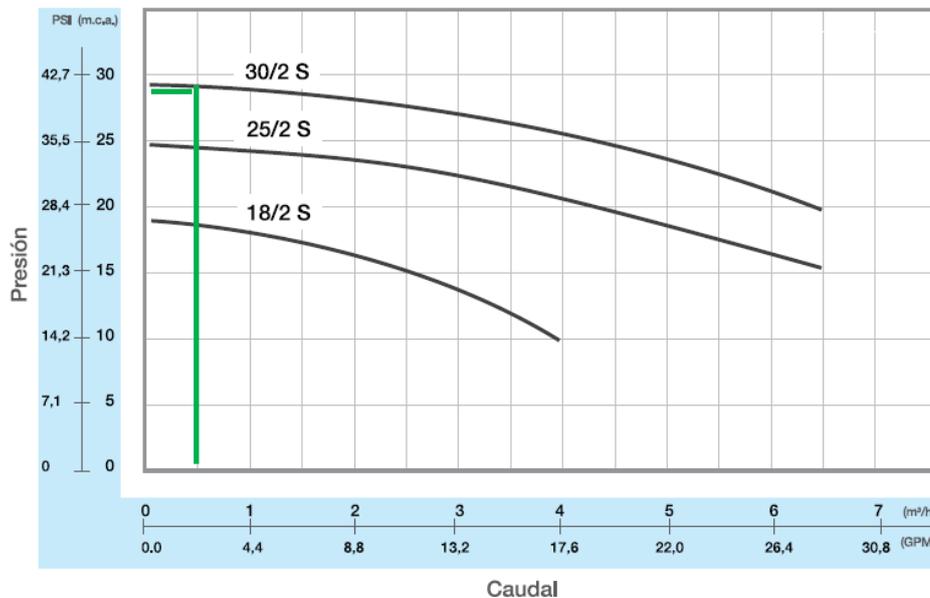
Entonces las exigencias para la selección de la bomba son las siguientes.

- Soportar temperaturas de operación de hasta 46.61°C.
- Proporcionar una elevación de agua de hasta 27.08 m.c.a. o 38.5 PSI.
- Trabajar con energía solar.
- Caudal volumétrico de  $0.353 \text{ m}^3/\text{hr}$
- Que no se produzca cavitación en la bomba.

**Tabla Nº 11: Características técnicas-bombas ROWA**

| Características Técnicas |      |                         |                        |                  |          |          |            |        |             |
|--------------------------|------|-------------------------|------------------------|------------------|----------|----------|------------|--------|-------------|
| Modelo                   | Vel. | Presión<br>máx<br>(PSI) | Caudal<br>máx<br>(GPM) | Potencia<br>(HP) | I        |          |            | Conex. | Peso<br>kg. |
|                          |      |                         |                        |                  | 127<br>V | 220<br>V | 3x220<br>V |        |             |
| SOLAR 3                  | 1    | 3,00                    | 8,80                   |                  | 0,40     | 0,20     | -          |        |             |
|                          | 2    | 3,90                    | 12,30                  | 0,08             | 0,60     | 0,30     | -          | 3/4"   | 3,20        |
|                          | 3    | 4,70                    | 15,00                  |                  | 1,00     | 0,50     | -          |        |             |
| 5/1 S                    | 1    | 5,30                    | 9,70                   |                  | 0,70     | 0,35     | -          |        |             |
|                          | 2    | 6,00                    | 15,00                  | 0,10             | 0,90     | 0,45     | -          | 3/4"   | 3,70        |
|                          | 3    | 7,50                    | 20,70                  |                  | 1,20     | 0,60     | -          |        |             |
| 7/1 S                    | 1    | 5,00                    | 11,40                  |                  | 0,90     | 0,45     | -          |        |             |
|                          | 2    | 7,50                    | 18,90                  | 0,13             | 1,30     | 0,65     | -          | 1"     | 5,70        |
|                          | 3    | 10,10                   | 27,30                  |                  | 1,60     | 0,80     | -          |        |             |
| 12/1 S                   | 1    | 4,20                    | 10,10                  |                  | 1,40     | 0,70     |            |        |             |
|                          | 2    | 8,80                    | 15,90                  | 0,17             | 2,10     | 1,05     | -          | 1"     | 6,50        |
|                          | 3    | 14,20                   | 26,90                  |                  | 3,00     | 1,50     |            |        |             |
| 18/2 S                   | 1    | 27,00                   | 17,60                  | 0,50             | 4,60     | 2,50     | -          | 1"     | 10,50       |
| 25/2 S                   | 1    | 35,80                   | 28,60                  | 0,50             | 9,80     | 5,50     | -          | 1"     | 17,50       |
| 30/2 S                   | 1    | 41,20                   | 28,60                  | 1,00             | 10,50    | 6,00     | -          | 1½"    | 24,00       |
| 10/2 S                   | 1    | 14,20                   | 61,60                  | 0,50             | 6,20     | 3,00     | 2,60       | 1½"    | 18,00       |

Fuente: Bombas ROWA



**Figura Nº 4: Curvas de rendimiento-bombas ROWA**  
**Fuente: Bombas ROWA**

La bomba que se adecua a estas exigencias es la electrobomba 30/2 S marca ROWA como se puede apreciar en la tabla 3.22 sobre características técnicas y la figura 3.71 de curva de rendimiento de este tipo de bombas.

## 5. DIMENSIONAMIENTO DEL SUB-SISTEMA ELÉCTRICO

El propósito del dimensionamiento de un sistema fotovoltaico es el cálculo de los elementos del sistema, como la potencia del generador fotovoltaico, capacidad de la batería y el cableado para suministrar de modo fiable un determinado consumo eléctrico.

El correcto dimensionado de un sistema fotovoltaico autónomo implica una armonía entre los tamaños del generador fotovoltaico y la batería de acumulación, por un lado cuanto más potencia de generador y más capacidad de batería se instalen para satisfacer el mismo consumo, se obtendrá un sistema con menor probabilidad de fallo, pero también aumentara su costo. Por otro lado existen múltiples combinaciones entre potencia de generador y capacidad de batería que conducen a una misma probabilidad de fallo (así un sistema con una potencia muy elevada de generador fotovoltaico necesita muy poca batería y viceversa) además del óptimo de inversión inicial, es necesario tener en cuenta que un sistema con mucha potencia de generador fotovoltaico en relación con la capacidad de la batería conduce a un desperdicio energético por encontrarse la batería completamente cargada. En el caso de un sistema con excesiva capacidad de batería en relación con la potencia del generador Fotovoltaico, se tendrán problemas para conseguir cargar la batería

completamente, con los consecuentes efectos de degradación y reducción de su tiempo de vida.

### 5.1. DEFINIENDO NUESTROS PARÁMETROS

Los parámetros de funcionamiento serán los mismos que se definieron en el primer método.

❖ Días de autonomía N.-

$$N=3$$

❖ La tensión nominal de la instalación  $V_N$ .-

$$V_N = 12V$$

❖ Profundidad máxima de descarga permisible para la batería DOD.-

$$DOD = 80\%$$

### 5.2. ESTIMACIÓN DE NUESTROS CONSUMOS

Las horas de funcionamiento diaria serán las mismas lo que varía es la potencia de la bomba como se ve en la tabla 3.36.

**Tabla N° 12: potencia de la bomba y tiempo de funcionamiento.**

| Tipo          | Potencia (W) | Tiempo diario de funcionamiento (horas/día) |
|---------------|--------------|---|
| Bomba de 1 HP | 745.7 W      | 9 hr  |

La energía diaria teórica requerida (carga diaria) se calcula sumando el producto entre la potencia de cada aparato o elemento de consumo por el tiempo medio diario de funcionamiento de cada uno. Normalmente es suficiente con determinar el valor medio mensual del consumo diario, lo que equivale a suponer un valor de la carga diaria en Wh para cada mes. Se suelen separar los consumos en corriente continua de los consumos en corriente alterna, pues están afectados de factores de pérdidas distintos.

$$L = P x T = 745.7 \text{ w} x 9 \text{ hr/dia} = 6711.3 \left[ \frac{\text{wh}}{\text{dia}} \right]$$

La energía real necesaria, L se calcula teniendo en cuenta las eficiencias de los distintos subsistemas y las pérdidas. De tal modo que:

$$L = \frac{L_{cc}}{\eta_g} + \frac{L_{ca}}{\eta_g \eta_{inv}}$$

Dónde:

$L_{cc}$  : Carga diaria en corriente continua.

$L_{ca}$  : Carga diaria en corriente alterna.

$\eta_g$  : Eficiencia carga descarga de la batería.

$\eta_{inv}$  : Eficiencia media diaria del inversor del inversor.

$$L = \frac{L_{cc}}{\eta_g} = \frac{6711.3}{0.8} = 8389.13 \left[ \frac{\text{wh}}{\text{dia}} \right]$$

### 5.3. CALCULO DE LA CAPACIDAD DE LA BATERÍA

La capacidad de la batería se calcula en función del número de días de autonomía (parámetro de diseño), N, y del consumo medio diario, L, de acuerdo con la expresión:

$$CB = \frac{L x N}{DOD x \eta_c} = \frac{8389.13 x 3}{0.8 x 0.9} = [\text{wh}]$$

$$CB = 34954.71 [\text{wh}]$$

CB : la capacidad de la batería, en Wh

L : es la energía real necesaria, en Wh

N : número de días de autonomía. 3días

DOD : máxima profundidad de descarga de la batería. 80 %

$\eta_c$  : Pérdidas en los cables. 0.9

Para obtener el valor del consumo expresado en Ah/día se puede obtener como:

$$CB_u = \frac{CB}{V_N} [\text{Ah}]$$

Dónde:  $V_N$  es la tensión nominal de la batería. 12 voltios

$$CB_u = \frac{34954.71 \text{ wh}}{12 \text{ V}} [\text{Ah}]$$

$$CB_u = 2912.9 [\text{Ah}]$$

Para encontrar la cantidad de baterías que se usaran, dividiremos la capacidad necesaria por el sistema ( $CB_u$ ) entre la capacidad de la batería seleccionada ( $CB_{BATERIA}$ ) para nuestro caso usaremos baterías de plomo ácido sellada Marca U-Power Solar Mono-Block 12V 250ah.

$$NB = \frac{CB_u}{CB_{BATERIA}}$$

Reemplazando los datos obtenemos:

$$N^{\circ} BATERIAS = \frac{2912.9}{250} = 11.65 \text{ Baterias}$$

**Se usaran 12 baterías.**

#### **5.4. CALCULO DE LA POTENCIA NOMINAL DEL GENERADOR FOTOVOLTAICO**

El tamaño del campo de paneles, o potencia pico de la instalación, se calcula teniendo en cuenta la radiación solar disponible.

Para este caso se mantendrá la misma inclinación y orientación que se estableció en el cálculo por diferencias finitas del capítulo III

**ORIENTACIÓN DEL GENERADOR FOTOVOLTAICO = Hacia el Norte**

**Angulo óptimo de inclinación = 28.5°**

Se utiliza el valor de HSP hallado en el método por diferencias finitas del capítulo III para el mes más desfavorable. Con este valor, y teniendo en cuenta los vatios pico de un panel se calcula el número de paneles necesario, de acuerdo con la expresión:

En este factor global de pérdidas están contempladas las pérdidas por conexionado y dispersión de parámetros, las pérdidas debidas al punto de trabajo del sistema, que en general no coincide con el punto de máxima potencia de los paneles. Contempla también la disminución de potencia entre la nominal y la real de los módulos. En este punto hay que recordar que los fabricantes aseguran una potencia pico nominal  $\pm 10\%$ . Teniendo en cuenta todos estos factores las pérdidas de potencia del generador son al menos de un 25 %.

$$N^{\circ} \text{ Modulos FV} = \frac{8389.13}{260 \text{ w} (5.2hr) (1 - 0.25)} = 8.23$$

$$N^{\circ} \text{ Modulos FV} = 9.00$$