“A atuação das Engenharias Humanitárias para o desenvolvimento sustentável do Agro à Indústria 4.0 contribuindo para políticas públicas do Brasil”

PROJETO DE CLIMATIZAÇÃO DE UMA SALA DE CINEMA

Alexandre Mateus Mendonça Bezerra (1) (alexmateus11@yahoo.com.br)

(1) Universidade Federal do Rio Grande do Norte (UFRN); Deptº de Engenharia Mecânica

RESUMO: *Um ambiente cada vez mais aconchegante é um dos objetivos das salas de cinema, posto que o local é preparado para o público se sentir confortável mediante os longos horários de filmes. Com isso, a necessidade de obter este ambiente condicionado, cada vez mais de acordo com os requisitos de conforto e saúde humana, é uma realidade a ser buscada. Sendo assim, este trabalho objetiva a elaboração de um projeto eficiente de climatização do cinema do Núcleo de Pesquisa de Ciência Sociais Aplicadas I (NEPSA I), da Universidade Federal do Rio Grande do Norte (UFRN), com baixo custo operacional. Inicialmente foram levantados os dados e características do ambiente, da estrutura, e da localização, para posterior levantamento da carga térmica. Para o cálculo da carga térmica, foi levado em consideração: quantidade de pessoas, iluminação, equipamentos, infiltração, insolação, condução e renovação do ar; segundo a ABNT NBR 16401-1. De acordo com a carga térmica total de 145.338 BTU/h, foi escolhido a quantidade e capacidade dos equipamentos de ar condicionado, sendo 3 de 48.000 BTU/h, de modelo cassete, como também, foi determinado o melhor posicionamento do ponto de vista de distribuição do ar e conforto térmico. O projeto foi capaz de determinar uma real aproximação da carga térmica local, selecionar os melhores equipamentos para a devida abordagem, e proporcionar alta eficiência energética, atrelado a economia.*

PALAVRAS-CHAVE: *Projeto de climatização, sala de cinema, ar condicionado, modelo cassete.*

AIR CONDITIONING PROJECT FOR A CINEMA ROOM

ABSTRACT: *An increasingly cozy environment is one of the objectives of movie theaters, since the place is prepared for the public to feel comfortable through the long hours of films. Thus, the need to obtain this conditioned environment, increasingly in line with the requirements of comfort and human health, is a reality to be sought. Therefore, this work aims to develop an efficient project for air conditioning the cinema of the Research Center for Applied Social Sciences I (NEPSA I), at the Federal University of Rio Grande do Norte (UFRN), with low operating cost. Initially raised were the data and characteristics of the environment, structure, and location, for later lifting of the thermal load. For the calculation of the thermal load, the following is taken into account: number of people, lighting, equipment, infiltration, heat stroke, conduction and air renewal; according to ABNT NBR 16401-1. According to the total thermal load of 145,338 BTU / h, the quantity and capacity of the air conditioning equipment was selected, with 3 out of 48,000 BTU / h, of a cassette model, as well as the best positioning was determined from the point of view of air distribution and thermal comfort. The project was able to determine a real approach to the local thermal load, select the best equipment for the proper approach, and provide high energy efficiency, coupled with savings.*

KEYWORDS: Air conditioning project, cinema room, air conditioning, cassette model.

1. INTRODUÇÃO

A refrigeração é o processo de transferência de calor de um meio mais frio para um meio mais quente através do fornecimento de trabalho à um refrigerante em um ciclo fechado (ÇENGEL e BOLES, 1998). Em uma simples análise geral, constata-se que esse é um processo muito importante para o ser humano em diversos aspectos de sua sobrevivência, por exemplo: climatizar ambientes para o congelamento de alimentos, para o bem-estar, para o controle de parâmetros em processos industriais e laboratoriais, para a preservação de equipamentos caros e cruciais em vários ramos, entre outros (GARCIA, 2018).

A busca por ambientes com melhores condições de conforto, desde os tempos hodiernos, é uma realidade da população mundial, junto a isso, o setor de refrigeração atingiu outros patamares de produtividade e eficiência.

Na década de 70, após as primeiras reclamações dos usuários quanto a qualidade do ar devido a introdução dos edifícios climatizados sem a entrada de ar externo, surgiu o termo Síndrome do edifício doentes (SED) (MOURA, 2018). Durante o tempo de ocupação uma parte das pessoas sente-se afetadas pelos sintomas cronológicos, devido à má qualidade do ar, e ao deixar o local sentem os sintomas diminuírem ou desaparecerem (STERLING et al., 1991).

Até a Década de 90, países como o Brasil, costumavam sofrer bastante com a baixa audiência em cinemas, devido o calor do lado de dentro, principalmente no verão. Quando se trata de uma sala de cinema, não basta apenas ventilar o ambiente, outros critérios devem ser estabelecidos, por se tratar de uma sala fechada, normalmente cheia de pessoas tentando prestar atenção num filme, ou seja, o ar-condicionado tem que fazer o seu trabalho muito bem, mas de forma discreta, sem incomodar seja com barulho ou com vento direto nos espectadores (WEB ARCONDICIONADO, 2018).

Com isso, a necessidade de obter um ambiente condicionado que esteja cada vez mais de acordo com os requisitos de conforto e saúde humana, é uma realidade a ser buscada, posto que fundamentalmente o condicionamento de ar deve contemplar o controle adequado da umidade e o atendimento aos requisitos de filtragem, renovação do ar e sua distribuição no ambiente, sendo parâmetros tão importantes quanto o resfriamento, evitando a Síndrome do edifício doentes (GARCIA, 1028), proporcionando um melhor conforto térmico ambiente para sala de cinema, consequentemente uma maior audiência.

Hoje em dia, a maior parte dos cinemas possuem um controle equilibrado de temperatura e umidade, através de uma central térmica, geralmente feito através de um Chiller.

A maior parte dos cinemas estão localizados dentro de shoppings, o que permite que os condicionadores de ar utilizem os dutos de ventilação do prédio para fazer circular o ar fresco da rua. Isso é importante (e exigido pela norma) para evitar o acúmulo de CO2 dentro da sala de exibição, não só porque é prejudicial à saúde, mas também porque o excesso de CO2 causa sonolência, contrariando o objetivo de ir ao cinema. Outra vantagem de estar conectado ao sistema de ventilação dos shoppings é que os condicionadores de ar dos cinemas também utilizam a central térmica desses prédios para dispensar o ar retirado de dentro das salas (WEB ARCONDICIONADO, 2018).

A grande desvantagem da maioria dos sistemas de climatização empregados nas salas de cinema, está relacionada aos altos valores financeiros associados ao: projeto de climatização, aquisição dos equipamentos, e à manutenção periódica das centrais térmicas.

Assim, a elaboração de uma solução eficiente de climatização, de baixo valor financeiro e baixo consumo energético, visando as melhores condições térmicas de uma sala de cinema é de grande relevância.

O presente estudo, objetiva a elaboração de um projeto de climatização de uma sala de cinema da UFRN, de cunho eficiente e de baixo custo operacional. Sendo avaliado a carga térmica ambiente, analisado as melhores condições de conforto térmico, estabelecidos os critérios das normas vigentes, e escolhidos os melhores e mais baratos sistemas e equipamentos de refrigeração.

2. PROCEDIMENTOS

A metodologia para o projeto de climatização da sala de cinema do NEPSA I, será descrita através dos tópicos subsequentes, sendo realizados para isso: uma análise local; considerações iniciais de projeto; levantamento de carga térmica; escolha de equipamentos e seus respectivos posicionamentos.

2.1 Sobre a localização e configuração

O local a ser elaborado o projeto de climatização, trata-se do auditório do Núcleo de Pesquisa em Ciências Sociais (NEPSA I), da Universidade Federal do Rio Grande do Norte (UFRN), mostrada na FiGURA 1. O auditório foi transformado em uma sala de cinema, conforme a nova configuração mostrada na FIGURA 2.



FIGURA 1. Auditório do NEPSA I. Fonte: Autoria Própria (2020).

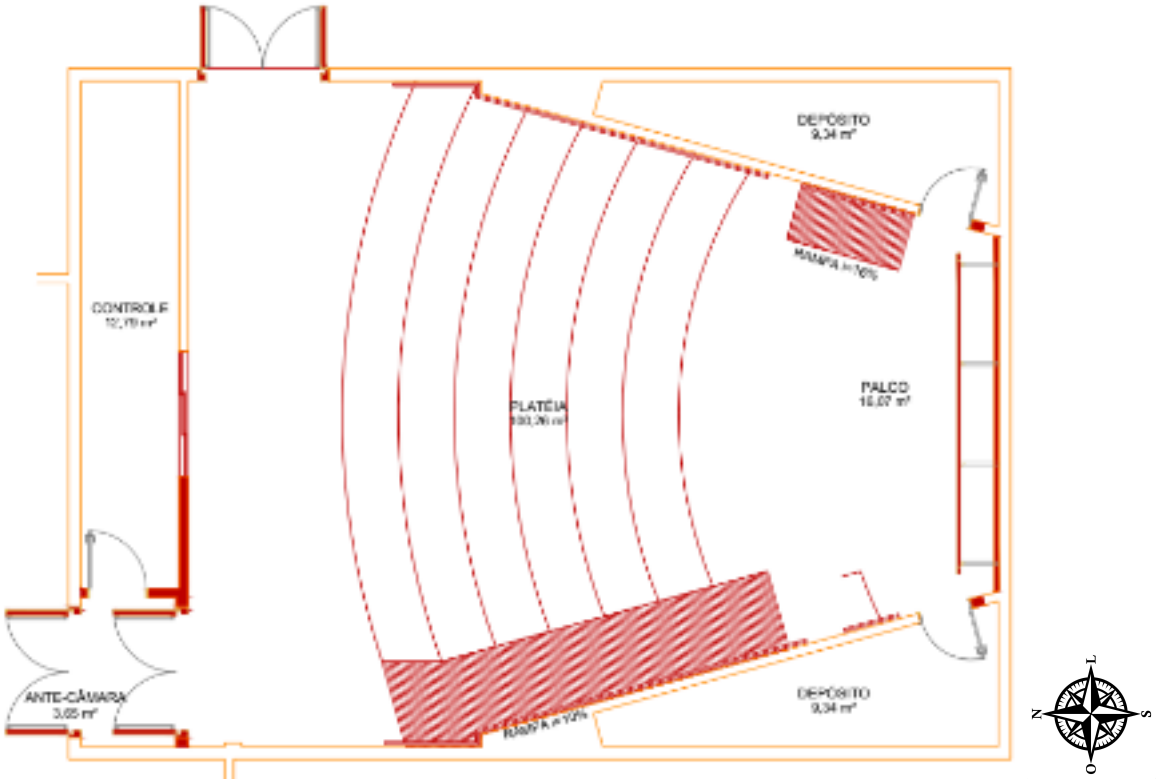

FIGURA 2. Layout da sala de cinema do NEPSA I. Fonte: Autoria própria (2020).

2.2 Análises e considerações

Primeiramente, foram definidos as condições iniciais de projeto para o ambiente, sendo estabelecidas como temperatura de bulbo seco de 24ºC, umidade relativa de 60%, velocidade máxima do ar de operação de 0,25 m/s, taxa de renovação do ar adequada de 27 m³/hora/pessoa, conforme a portaria 9 da Agência Nacional de vigilância sanitária (ANVISA).

O mês considerado para efeito de cálculo, foi o mês de fevereiro, que com uma frequência anual de 1%, segundo a tabela A.4 da NBR 16401-1, corresponderá a uma temperatura de bulbo seco (TSB) de 32ºC, e temperatura de bulbo úmido (TBUc) de 25,3ºC.

As áreas da sala de cinema, estão representadas na FIGURA 2, sendo considerado que a ante-câmara e a sala de controle a princípio não serão climatizadas.

A altura do pé direito do ambiente é variante, sendo portanto considerado para fins de cálculo o valor médio medido de 4,35 m.

A rosa dos ventos demonstra a direção da sala, sendo as paredes dos lados sul e leste voltados ao meio externo, e as paredes dos lados norte e oeste voltadas para o ambiente interior do prédio, local não climatizado.

Na plateia existem 86 assentos, e no palco mais 6 cadeiras centrais, totalizando uma capacidade máxima de 92 pessoas.

As paredes do ambiente são todas feitas de alvenaria, sendo considerados 15 cm de espessura; a porta é feita de madeira maciça de 4cm de espessura; o teto é considerado uma laje

de concreto de cor cinza e 10 cm de espessura; existe ainda um telão localizado no palco do cinema, existem 4 caixas de som distribuídas no ambiente.

A porta da lateral será aberta somente em caso de emergência, portanto as portas que serão utilizadas serão apenas as duas da ante-câmara, não existindo outras portas ou janelas para o meio externo.

2.3 Cálculo de carga térmica

Para a elaboração de um projeto de climatização, devem ser levados em consideração a carga térmica a ser vencida. As cargas térmicas devem ser calculadas em quantas horas do dia forem necessárias. (NBR 16401-1).

A carga térmica total, é compreendido como a somatória de todos os tipos de carga térmicas.

$$Q_{Total} = Q_P + Q_{IL} + Q_{EQUIP} + Q_{INF} + Q_{INS} + Q_{COND} + Q_R \quad (1)$$

Onde Q_P representa a carga térmica devido às pessoas, Q_{IL} carga térmica devido a iluminação, Q_{INS} carga térmica devido a infiltração, Q_{CON} carga térmica devido a condução, Q_{INF} carga térmica devido a infiltração, e Q_R Carga térmica devido a renovação de ar.

2.3.1 Carga térmica devido às pessoas

A Tabela 1 fornece os seguintes dados: número de pessoas, nível de atividade que as mesmas estão exercendo (por ambiente), e taxa típica de calor ajustado devido a atividade.

Foi tomado como base o número de assentos para o valor do número de pessoas, os dados de nível de atividade e as taxas típicas, foram obtidos a partir da tabela C.1 da NBR 16401-1.

TABELA 1. Dados dos números de pessoas, nível de atividade e taxa típica de calor.

Local	Número de pessoas	Nível de atividade	Calor ajustado Q (W)	Calor Sensível (W)	Calor Latente (W)
Platéia	86	sentado no teatro, noite	105	70	35
Palco	6	parado em pé	130	75	55

Fonte: Adaptado de ABNT NBR 16401-1 (2008).

De forma que a Equação 2, representa a carga térmica liberado pelas pessoas sentadas na plateia e sentadas no palco (NBR 16401, 2008).

$$\dot{Q}_{Pessoas} = N_{pessoas} * \dot{Q}_{Palco} + N_{pessoas} * \dot{Q}_{Plateia} \quad (2)$$

A fórmula de carga térmica devido às pessoas, poderia ser feita em termos de calor sensível e calor latente da mesma forma, respeitando os respectivos dados da Tabela 1, (NBR 16401, 2008), sendo:

$$\dot{Q}_{Sensível} = N_{pessoas} * \dot{Q}_{sensível/palco} + N_{pessoas} * \dot{Q}_{sensível/platéia} \quad (3)$$

$$\dot{Q}_{Latente} = N_{pessoas} * \dot{Q}_{Latente/palco} + N_{pessoas} * \dot{Q}_{Latente/platéia} \quad (4)$$

2.3.2 Carga térmica devido a iluminação

Para o cálculo da carga térmica devido a iluminação, foi utilizado os dados de potência dissipada, de acordo com a tabela C.2 da NBR 16401-1, conforme o destacado na Tabela 2.

TABELA 2. Taxas típicas de dissipação de calor por iluminação.

Local	Tipos de iluminação	Nível de iluminação(LUX)	Potência dissipada P (W/m²)
Cinemas e teatros	Fluorescentes compacta Vapor metálico	50	6 4
Auditório: Plateia	Fluorescentes	150	10

Fonte: Adaptado de ABNT NBR 16401 (2008).

Onde no palco do cinema, foi considerado a potência dissipada pela iluminação do tipo fluorescente compacta, e na plateia do cinema, foi aproximado a condição de iluminação para platéia de auditório.

do assim, a carga térmica por iluminação pode ser dada pela Equação 4, (NBR 16401, 2008).

$$\dot{Q}_{Iluminação} = P_{palco} * A_{palco} + P_{plateia} * A_{plateia} \quad (4)$$

As respectivas áreas estão indicadas na FIGURA 2.

2.3.3 Carga térmica devido os equipamentos

Por se tratar de uma sala de cinema, não existem muitos equipamentos no local. Os equipamentos presentes são apenas 6 caixas de som, um computador, e um telão para exibição dos filmes, que foi aproximado para fins de cálculos como uma televisão.

TABELA 3. Potências médias dos aparelhos utilizados.

Equipamento	**Potência (W)**
Aparelho de som 3 em 1	80
computador/impressora/estabilizador	180
TV em cores	110

Fonte: Adaptado de AES Eletropaulo (2020).

Assim, a equação que representa a carga térmica devido o calor liberado pelos equipamentos, será a Equação 5 (NBR 16401-1, 2008).

$$\dot{Q}_{Equipamentos} = 2 * \dot{Q}_{Som} + \dot{Q}_{PC} + \dot{Q}_{telão} \quad (5)$$

2.3.4 Carga térmica devido a infiltração

Paras os cálculos da Carga devido infiltração por frestas e abrir e fechar de portas foi necessário o uso da norma NBR 6401 do ano de 1980, pois ao atualizarem a norma para a versão do ano de 2008 essa parte foi completamente retirada (ARAÚJO, 2018).

TABELA 4. infiltração de frestas de portas e janelas.

Tipo de abertura	**Observação**	**m³/h por metro de fresta**
Portas	mal ajustada bem ajustada	13,0 6,5

Fonte: ABNT NBR 16401 (2008).

Como a porta lateral é vedada, apenas as duas portas dos depósitos e a porta da ante-câmara será normalmente utilizada, e elas são bem ajustadas, logo foi escolhido o valor de 6,5 m³/h, sendo a vazão de infiltração por frestas dada pela Equação 6, (NBR 6401, 1980).

$$\dot{\forall}_{frestas\ 1} = (6,5 * comprimento\ de\ fresta) \quad (6)$$

Ainda, segundo a NBR 6401, é previsto uma infiltração em função das aberturas e fechamento das portas, conforme a Tabela 5.

TABELA 5. Infiltração por abertura e fechamento de portas.

Local	**Fator m³/h * Pessoas**	
	Porta giratória	**Porta de vai e vêm**
Restaurante	3	4

Fonte: *Adaptado de ABNT NBR 6401 (2008).*

Devido o alto número de pessoas, e uma permanência de no mínimo 1 hora, o fator é aproximado para o caso de um restaurante, que detém essa mesma consideração, porém com 3 portas de utilização, assim, a Equação 7 representa bem a situação aplicada (NBR 6401, 1980).

$$\dot{\forall}_{aberturas} = N_{portas} * (4 * N_{pessoas}) \quad (7)$$

Sendo a vazão total correspondente a soma das duas vazões subsequentes, como previsto pela Equação 8.

$$\dot{\forall}_{infiltração} = \dot{\forall}_{frestas} + \dot{\forall}_{aberturas} \quad (8)$$

A partir da Vazão calculada, pode-se calcular o valor total de carga sensível e latente através das Equação 9 e Equação 10 (LEIROS, 2018).

$$\dot{Q}_{sensível} = 0,29\dot{\forall}_{infiltração} * (T_{fora} - T_{dentro}) \quad (9)$$

$$\dot{Q}_{latente} = 0,71\dot{\forall}_{infiltração} * \left(\omega_{fora} - \omega_{dentro}\right) \quad (10)$$

Onde a temperatura de dentro é a temperatura de bulbo seco projetada para o ambiente interno, e a temperatura de fora é a temperatura externa à porta, que apesar de estar voltada para o meio interno do prédio do NEPSA I, o ambiente não é climatizado.

De mesma forma, a umidade absoluta de dentro se refere a umidade associada às condições internas, e a umidade de fora a externa ao ambiente climatizado.

As umidades absolutas tanto do meio externo como interno podem ser obtidas através de carta psicrométricas, colocando como dados de entrada a temperatura de bulbo seco e temperatura de bulbo úmido, ou umidade relativa (Daikin, 2020).

As Equações 9 e 10, são resultantes em Kcal/h ao invés de W.

2.3.5 Carga térmica Insolação

Por se tratar de um cinema, o ambiente não possui vidros ou janelas, de forma que a carga térmica por insolação é considerada zero.

2.3.6 Carga térmica Condução

A carga térmica por condução para o lado norte e oeste é dada pela Equação 11, tendo em vista a não influência do sol, pelo fato de serem voltados para a parte interna do prédio. (ÇENGEL E BOLES, 2007).

$$\dot{Q}_{condução\ N,O} = U * A * \Delta T \quad (11)$$

Sendo A a área superficial, ΔT a diferença de temperatura entre o ambiente interno e externo, e U o coeficiente global de transferência de calor, obtido por meio da Tabela 6, retirada das tabelas de Gerner, 2012.

TABELA 6. Coeficiente global de transferência de calor.

Superfície	**Coeficiente global U (W/ m².K)**
Tijolo de concreto, argamassa ambos os lados e=15 cm	2,36389
Porta de madeira maciça e=4 cm;	2,61189
Telhado fibrocimento com forro de e=10 cm de laje de concreto	2,45364

Fonte:*Adaptado de Valter Rubens Gerner (2012).*

Onde foi calculado as paredes como sendo de tijolo de concreto, com argamassa em ambos os lados, de espessura de 15 cm; o telhado é de fibrocimento com forro de espessura 10 cm de laje de concreto, sendo correspondente a área total do ambiente; as 3 portas foram consideradas de madeira maciça de espessura 4 cm.

Para as paredes do sul, leste e para o teto, por se acharem sob a influência direta do sol, o cálculo do calor por condução utilizado deve ser, conforme a Equação 12 (Araújo, 2018).

$$\Delta T_e = (a + \Delta Tes + b * (RS/RM) * (\Delta Tem - \Delta Tes)) \quad (12)$$

$$\dot{Q}_{condução\ S,L,TETO} = U * A * (\Delta T_e) \quad (13)$$

Onde o valor de “a” é retirado da tabela da (CARRIER, 1990), sendo necessários os valores de variação da temperatura exterior em um período de 24 horas, que é obtido da norma NBR 16401, para o local considerado, como também a diferença da temperatura às 15 horas para mês considerado e temperatura interna.

Para o valor de ΔTes retirado da tabela (CARRIER, 1990) são necessários os valores de peso por trecho de muro e horário. A orientação vai ser o lado de sombra.

“RS” Retirado da Tabela de insolação, são necessários os valores de latitude, orientação (norte, nordeste, sul e etc), mês mais quente e horário. “RM” Retirado da Tabela de insolação, como o ambiente projetado está no hemisfério sul, deve-se entrar com os valores de latitude 40°, mês de janeiro e retirar o maior valor da tabela, variando apenas a orientação.

“ΔTem” obtido também pela (CARRIER, 1990), são necessários os valores de peso por trecho de muro, horário e orientação.

Por fim, o calor por condução, será a somatória de toda a carga térmica de condução para cada um dos lados das paredes e pelo teto também.

$$\dot{Q}_{condução\ N,O} + \dot{Q}_{condução\ S,L} + \dot{Q}_{condução\ TETO} \quad (14)$$

2.3.7 Carga térmica devido a renovação do ar

Para o cálculo de renovação de ar da sala de cinema, foi considerado o exigido pela resolução N9 da ANVISA, em que estabelece vazão mínima de 27 m³/h por pessoa (ANVISA, 2003)

$$\dot{\forall}_{Renovação} = 27 * N_{pessoas} - \dot{\forall}_{infiltração} \quad (15)$$

A equação 13 mostra a vazão requerida por um sistema mecânico, para suprir esta necessidade de vazão segundo a norma.

Onde para o cálculo da carga térmica devido a renovação mecânica exigida, foi novamente utilizado as Equação 9 e 10.

2.4 Escolha das máquinas e posicionamento

A próxima etapa foi a realização da escolha das máquinas, que foi levado em consideração, a quantidade de evaporadoras, modelo utilizado, melhor custo benefício, tipo e modelo de renovador de ar, e posicionamento das máquinas.

Os valores calculados foram tomados como unidade de medida o W, sendo assim a conversão utilizada foi:

$$Q_W = 1,163 * Q_{kcal/h} \quad (16)$$

$$Q_{kcal} = 0,86 * Q_W \quad (17)$$

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Como o ambiente foi projetado com 86 cadeiras centrais e ainda mais 6 que ficam no palco, o resultado da carga térmica devido o calor liberado pelas pessoas, foi de 6020 W e 3010 W de calor sensível e latente respectivamente para a plateia, e de 450 W de calor sensível e 330 W de calor latente para as pessoas no palco. O cálculo é uma aproximação da realidade, tendo em vista que, os valores do calor liberado pelas pessoas sentadas e em pé, são tomados como referência as taxas típicas da ABNT NBR 16401-1.

O calor devido a iluminação, também foi uma aproximação das taxas típicas, obtidas por meio da NBR 16401-1, que por meio da Equação 4, resultou em uma carga de 1099,02 w, sendo 1002,6 W devido as lâmpadas fluorescentes e 96,42W devido a compacta, ambas sendo calor sensível.

Para o cálculo da carga térmica devido os equipamentos, o calor sensível calculado pela Equação 5, foi de 160 W para a platéia e 290 W para o palco, ambas em calor sensível.

Para a análise da carga térmica devido a infiltração, segue-se os cálculos conforme as Equação 6 e 10.

O valor correspondente ao comprimento de frestas nas portas, foi um total de 5,7 m, que corresponde apenas às frestas da porta de entrada (ante-câmara), outrossim, com 86 pessoas, a vazão devido infiltração Equação 8, será de 381,05 m³/h.

Pela carga psicrométrica, como descrito dantes na metodologia do cálculo de infiltração, utilizando os valores de temperatura de projeto ambiente de 24 ºC e umidade relativa de 50%, a umidade absoluta foi de aproximadamente 10g/kg, enquanto que os valores externos à sala de cinema, porém internos ao prédio, (no caso do Norte e oeste), foi considerado nos ambientes vizinhos, o padrão mundial de comparação entre os fabricantes, sendo a temperatura de bulbo seco de 27 ºC e TBU de 19º C, o que corresponde à aproximadamente 10,6 g/kg, resultando pela Equação 9 e 10, 1028,13 W de calor sensível e 2517,13 W de calor latente, valores estes já resultantes em W, devido a aplicação da Equação 16.

O cálculo de carga térmica devido a insolação foi desconsiderado, pois a maior atuação da insolação é sobre vidros e janelas, o que não está presente no ambiente aqui tratado.

No cálculo da carga térmica por condução, nas paredes norte e leste, por ser considerada paredes internas, foi considerado ambiente interno com temperatura de bulbo seco de 27 ºC e TBU de 19º C (fonte). A área do norte e oeste somadas, retirando-se as 4 portas de área

A área somada do norte com o oeste foi de 99,315 m², com parede de fibrocimento de coeficiente global 2,36 W/m²K, tendo fora isso, 5,67 m² de área total de porta, com coeficiente global 2,61 W/m².K, assim, fazendo-se uso da Equação 11, para o norte e oeste, chegou-se a 747,55 W de energia térmica.

Como visto a parede do lado do sul, do lado leste e o teto, estão sobre incidência solar, logo, necessitou-se da utilização da Equação 12.

Pela tabela da NBR 16401-1 (2008), achou-se para o sul os seguintes valores: Temperatura externa de 32º, temperatura interna de 24º, variação média de 7ºC retirado da norma ABNT NBR 16401. O coeficiente “a” usando variação média local de 7°C e variação da temperatura de 8°C, foi igual a 1,7; o coeficiente “b” sendo 0,55 devido a parede ser clara; ΔTes pela tabela foi de 4,4 sendo considerado o hemisfério sul, às 15 horas e o peso do muro de 300 kg/m² sendo a face sombra; $\Delta Tesm$ pela tabela foi de 4,4, considerando às 15 horas da tarde, devido ser o horário de

maior incidência solar, com o peso de 300 kg/m²; O valor de RS à 10° de latitude no hemisfério sul, face sul, mês de fevereiro, foi de 43 kcal/h; RM igual a 38 kca/h, para o mês de janeiro a 40° de latitude, retirado ambos da tabela de insolação da Carrier, que dará um ΔT_e corrigido de 7,63 °C. Por fim, pegando-se a área de parede de 46,54 m², com parede de fibrocimento de coeficiente global 2,36 W/m²K, fazendo-se uso da Equação 13, para o sul, chegou-se a 838,126 W de energia térmica.

Achou-se para o leste os seguintes valores: Temperatura externa de 32º, temperatura interna de 24º, variação média de 7ºC, coeficiente "a"igual a 1,7; o coeficiente "b" sendo 0,55 devido a parede ser clara; ΔTes pela tabela foi de 4,4 sendo considerado a face sombra, às 15 horas e o peso do muro de 300 kg/m²; $\Delta Tesm$ pela tabela foi de 7,2 considerando às 15 horas, devido ser o horário de maior incidência solar, com o peso de 300 kg/m²; O valor de RS à 10° de latitude no hemisfério sul, face leste, mês de fevereiro, foi de 442 kcal/h; RM igual a 444 kca/h, para o mês de janeiro a 40° de latitude, retirado ambos da tabela de insolação da Carrier, que dará um ΔT_e corrigido de 6,1 °C. Por fim, pegando-se a área de parede de 56,55 m², com parede de fibrocimento de coeficiente global 2,36 W/m²K, fazendo-se uso da Equação 13, para o leste, chegou-se a 814,1 W de energia térmica.

Já a área do teto subtraindo-se os depósitos foi de 116,33 m², possuindo coeficiente global de 2,45 W/m².K. Achou-se para o teto os seguintes valores: Temperatura externa de 32º, temperatura interna de 24º, variação média de 7ºC, coeficiente "a"igual a 1,7; o coeficiente "b" sendo 1 devido a o teto ser de cor cinza; ΔTes pela tabela foi de 3,3 sendo considerado a face sombra, às 15 horas e o peso do teto de 300 kg/m²; $\Delta Tesm$ pela tabela foi de 17,2 considerando às 15 horas, devido ser o horário de maior incidência solar, com o peso de 300 kg/m²; O valor de RS à 10° de latitude no hemisfério sul, face horizontal, mês de fevereiro, foi de 678 kcal/h; RM igual a 631 kca/h, para o mês de janeiro a 40° de latitude, retirado ambos da tabela de insolação da Carrier, que dará um ΔT_e corrigido de 19,93 °C. Por fim, pegando-se a área de parede de 166,33 m², com teto de coeficiente global 2,45 W/m²K, fazendo-se uso da Equação 13, para o teto, chegou-se a 5680 W de energia térmica.

O valor total de carga térmica devido a condução, foi de 8081,84 W, sendo apenas considerado no ambiente de plateia, que por conseguinte tem grande influência sobre o palco, por ser um ambiente aberto entre ambos.

O valor da taxa de renovação de ar, foi calculado pela Equação 14, sendo considerado um número de 86 pessoas na plateia e 6 pessoas no palco, com uma infiltração total de 1940,95 m³/h dado as frestas e aberturas de portas. O que de fato resultaria em 5237 W de calor sensível e 12821, 605 W de calor latente para a plateia, e 437,10 W de calor sensível e 1070 W de calor latente para o palco.

Tendo em vista que os valores utilizados pelas tabelas na NBR foram dados em W, os valores obtidos pelas tabelas da Carrier foram convertidas nesta, por meio da Equação 16.

Os valores de carga térmica calculados pelas equações descritas na metodologia, estão de forma resumidas demonstradas através da Tabela 7.

Tabela 7. Resumo total das cargas térmicas para a platéia.

Tipo de carga	Q Sensível (W)	Q Latente (W)	S + L (W)	S + L (BTU/h)	S + L (TR)
Pessoas	6020,0	3010,0	9030,0	30811,3	2,6
Iluminação	1002,6	0,0	1002,6	3421,0	0,3
Equipamentos	160,0	0,0	160,0	545,9	0,0
Infiltração	1028,1	2517,2	3545,3	12096,9	1,0
Insolação	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
Condução	8081,8	0,0	8081,8	27576,1	2,3
Renovação	5237,0	12821,6	18058,6	61617,7	5,1
Total	21529,6	18348,8	39878,3	136068,9	11,3

Fonte: Autoria própria (2020).

TABELA 8. Resumo total das cargas térmicas para o palco.

Tipo de carga	Q Sensível (W)	Q Latente (W)	S + L (W)	S + L (BTU/h)	S + L (TR)
Pessoas	450,0	330,0	780,0	2661,4	0,2
Iluminação	96,4	0,0	96,4	329,0	0,0
Equipamentos	290,0	0,0	290,0	989,5	0,1
Infiltração	56,6	0,0	56,6	193,0	0,0
Insolação	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
Condução	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
Renovação	437,1	1070,1	1507,2	5142,9	0,4
Total	1330,1	1400,1	2730,2	9315,8	0,8

Fonte: Autoria própria (2020).

Sendo assim, a potência total requerida pelo sistema de climatização, será a somatória da potência de carga térmica da platéia com a carga térmica do palco, sendo 145.338 BTU/h. Isso é válido, pois deve-se projetar um sistema capaz de vencer esta quantidade de carga térmica, a fim de proporcionar um correto conforto térmico local. Tendo a potência total, como informação básica, é preciso definir o número e potência das máquinas escolhidas.

Escolheu-se a especificação de três evaporadoras de 48.000 BTU/h, o motivo da escolha de três evaporadoras ao invés de quatro ou mais, consiste no quesito valor econômico, fator este determinante na engenharia, pois ao especificar mais uma máquina, será necessário a compra não só de mais um equipamento, mas também da instalação, mão de obra, manutenção e aumento

dos materiais como tubulações e fitas vinílicas. A tabela 9 demonstra os valores comparativos entre a escolha do número de evaporadores.

TABELA 9. Comparativo de preço entre máquinas.

Referência	**Tipo**	**Média de preço**
3x 48.000 BTU/h	Pisto Teto	3 x 8.994,36 = 26.983,10 R$
4x36.000 BTU/h	Piso Teto	4 x 7534,44 = 30.137,76 R$
3x 48.000 BTU/h	Cassete	3 x 13793,05 = 41.379,15 R$
4x36.000 BTU/h	Cassete	4 x 11490 = 45.960,00 R$

Fonte: Centralar (2020)

Por meio da Tabela 5, é possível notar que o simples fato de aumentar uma máquina, pode aumentar o valor em torno de 3.000 reais para o tipo piso teto e até 4.000 reais para o tipo cassete, representando um aumento de 10,4% e 9,97 % respectivamente.

Ainda assim, não foram escolhidas duas evaporadoras, pois não existem equipamentos simples que possam ceder esta potência apenas com duas unidades. A questão do formato do ambiente também influencia na escolha do número de máquinas, que sendo um ambiente semelhante a um triângulo, um número ímpar de equipamentos permite um bom distanciamento entre estas.

Foi escolhido um sistema com totais 144.000 BTU/h, que é um valor muito próximo do necessário, mas não superior a este, todavia esta escolha é válida, considerando que ao longo de todo o projeto foram escolhidas as situações mais críticas, somando-se coeficientes de seguranças sobre cada tipo de carga térmica levantada, permitindo ao final, uma leveza na escolha da potência total. Além disso, as potências convencionais das evaporadoras transpassam valores de 48.000 BTU/h para 60.000 BTU/h não existindo um outro valor dentro deste intervalo, para que fosse especificado neste projeto, com a mesma quantidade de evaporadoras.

Foi escolhido o modelo cassete, ao invés do piso teto ou dos convencionais Hiwall, pois este modelo, possui vazões mínimas superiores aos convencionais, também proporciona uma melhor distribuição de ar, devido o seu funcionamento, as suas aletas laterais, e o seu posicionamento superior centralizado. Isso foi essencial para a escolha, tendo em vista que o ambiente comporta diversas pessoas, sem contar que por ser um ambiente de cinema, a escolha deste tipo de equipamento é mais adequado arquitetonicamente, não sendo tão notório a presença deste visivelmente. Não sendo assim, seria preferível a escolha de equipamento piso teto em função do valor financeiro.

De modo a prover a melhor distribuição de ar dentro do ambiente, as evaporadores foram posicionadas com distâncias semelhantes, priorizando-se onde existem um maior número de pessoas, e maior largura em termos de área de chão.

O modelo foi de marca Hitachi, a linha foi escolhida, pois é uma das marcas que possuem modelos cassetes de potência 48.000 BTU/h, ainda com facilidade de obtenção dos dados técnicos, a marca é uma referência no mercado e os custos com esse tipo de equipamento não são tão elevados se comparados aos demais.

A representação do modelo escolhido está na Figura 3, onde inclusive consta detalhes de distanciamentos mínimos.

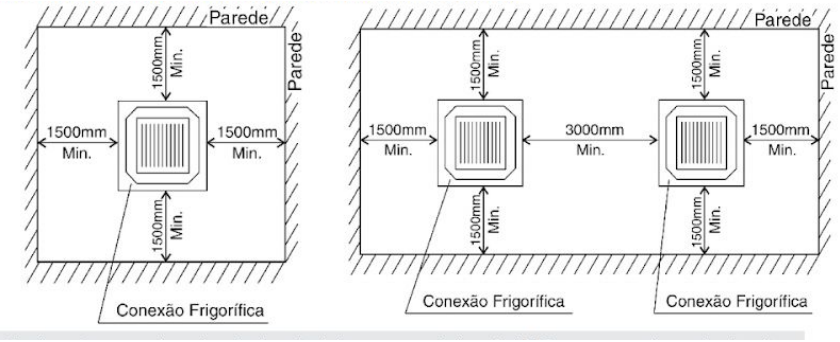

FIGURA 3. Representação de modelo RCI Cassete. Fonte: HITACHI (2016).

O esquemático do projeto de climatização aplicado, considerando-se as 3 evaporadoras e a melhor distribuição de ar, está colocado na FIGURA 4.

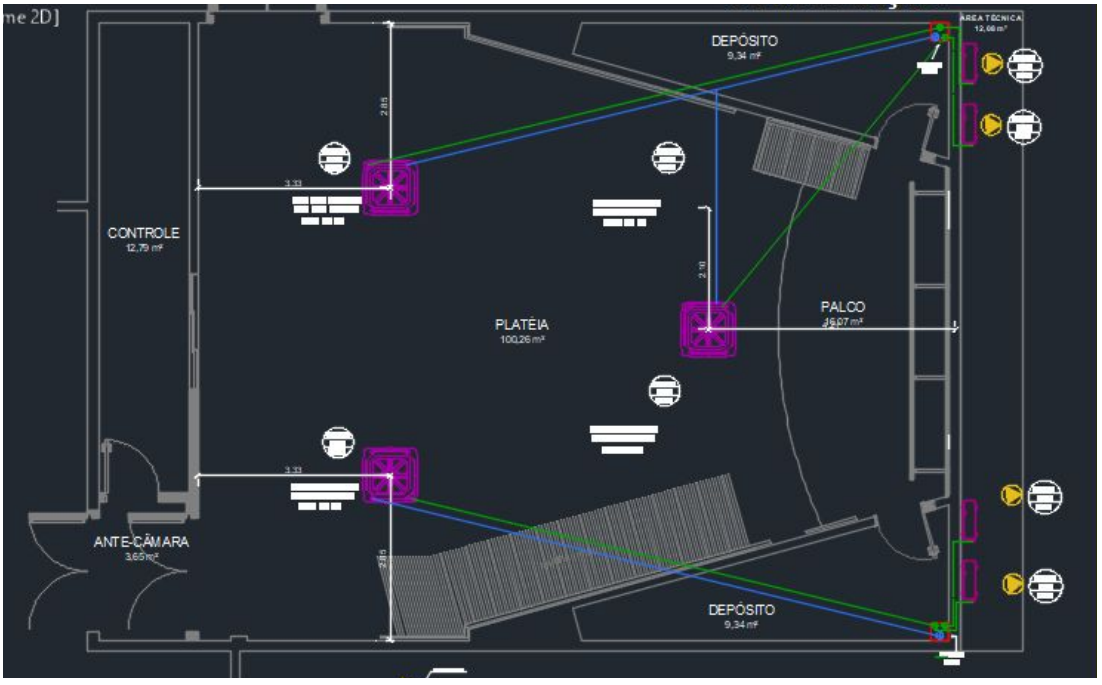

FIGURA 4. Esquemático de projeto de climatização da sala de cinema. Fonte: Autoria própria (2020).

Onde de cor rosa, está representado a posição das evaporadoras interna, e de mesma cor, no lado externo, representado as condensadoras.

As condensadoras foram colocadas no lado sul, para que não ficassem na entrada do prédio e nem na lateral, por questões estéticas, ainda assim sendo economizado material, quando comparado a instalação superior.

Priorizou-se a utilização de shafts, para colocar as tubulações, sem que sejam realizados muitas furações no prédio já construído como também, para concentrar em um único ponto estas tubulações.

4. CONCLUSÃO

O desenvolvimento deste trabalho possibilitou a elaboração de um bom projeto de climatização, que leva em conta a questão da renovação de ar. Buscando sobretudo uma solução com o melhor custo benefício devido os gastos energéticos, como também os relacionados a aquisição de equipamentos.

Com base nos dados levantados, escolheu-se os condicionadores de ar do tipo cassete, que também transpassa uma imagem de um verdadeiro ambiente de cinema. Os condicionadores de ar foram de 48.000 BTU/h, e posicionados equidistantes, de forma a promover a melhor distribuição de ar no ambiente.

É notório, que a elaboração do projeto de climatização pode assegurar o conforto térmico de ambientes como salas de cinema, gerando um bom controle energético, aliado a redução de custos incrementais relacionados a refrigeração ambiente.

Sugere-se a comparação deste projeto de climatização, com outros tipos de sistemas, como por exemplo uma central de ar, ou mesmo sistemas de fluido variável.

REFERÊNCIAS

ABNT NBR 16401-1 - Instalações de ar-condicionado - Sistemas centrais e unitários - Parte 1: Projeto das instalações, Rio de Janeiro, 2008.

ABNT NBR 6401-1. Instalações centrais de ar-condicionado para conforto - Parâmetros básicos de projeto, 1980.

AES Eletropaulo. Tabela de potências médias de aparelhos eletrônicos. São Paulo. Disponível em <http://www.cooperaudio.com.br> Acesso em: 20 ago. 2019.

ANVISA. Agência Nacional de Vigilância Sanitária - ANVISA. Resolução- RE Nº 09. 2003. Disponível em: <http://portal.anvisa.gov.br/documents/10181/2718376/RE_09_2003_1.pdf/629ee4fe-177e-4a78-8709-533f78742798?%20version=1.0> Acesso em: 10 jan. 2020.

ARAÚJO, V.G.A. Projeto de climatização de uma residência em Natal/RN. Trabalho de conclusão de curso (graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Rio Grande do Norte. 2018.

CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY. Manual de aire acondicionado. Barcelona: S. A. Marcombo, 1990.

ÇENGEL, Y.A., Boles, M.A. Termodinâmica. São Paulo. Mc Graw Hill.1998.

CENTRALAR, Ar condicionado split cassete e demais. Disponível em:<https://www.centralar.com.br/categoria/ar-condicionado-cassete/33000-34000-35000-36000-btus> Acesso em 08 Jun. 2020.

DAIKIN, Daikin Psychrometrics Diagram Viewer. 26 July. 2020 <https://www.daikin.eu/en_us/installers/software-downloads.html>.

GARCIA, L.C. 2018. Plano de manutenção operação e controle - PMOC - Aplicado à Escola de Ciências e Tecnologia da UFRN. Trabalho de conclusão de curso. Universidade Federal do Rio Grande do Norte. 2019.

GERNER, V. R. Coeficiente Global de Transmissão de Calor (U): Materiais de Construção Utilizados no Brasil. São Paulo, 2012.

HITACHI, Manual de instalação, 2016. Disponível em: <https://jci-hitachi.com.br/static/site/files/IHMIS-SETAR001_Rev18_Abri2017_Unid_Evap.pdf>. Acesso em 18 de Out. 2020.

LEIROS, O.A.G. Projeto de climatização da Igreja Cristã Evangélica do Vingt Rosado - Mossoró. Trabalho de conclusão de Curso (graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Rio Grande do Norte. 2018

MOURA, S.K.M, Marinho, A.C.A, Souza, W.A.G, e Guerra, A.R.O. Análise da qualidade do ar interno de um centro cirúrgico - verificação dos parâmetros físicos e da concentração de dióxido de carbono. 11º congresso internacional de ar condicionado, refrigeração, aquecimento e ventilação. Porto Alegre. Rio Grande so Sul. 2018.

STERLING, T. D., C. Collett e D. Rumel. A epidemiologia dos "edifícios doentes". Rev. Saúde Pública. São Paulo. 25(1):56-63. http://dx.doi.org/10.1590/S0034-89101991000100012. 1991.

WEB ARCONDICIONADO. Ar-Condicionado no Cinema: Como Funciona e se Controla a Temperatura. 2018. Disponível em : <webarcondicionado.com.br/ar-condicionado-no-cinema-como-funciona-e-se-controla-a-temperatura>. Acesso em 10 Jun. 2020.