

УДК 622.741.3.022;622.7;620.133

д.т.н., проф. **Вадим Корбут**,

korbut.vp@knuba.edu.ua, ORCID: 0000-0002-4560-5463,

д.т.н., проф. **Тетяна Ткаченко**,

tkachenkoknuba@gmail.com, ORCID: 0000-0003-2105-5951,

д.т.н., проф. **Віктор Мілейковський**,

mileikovskiy.vo@knuba.edu.ua, ORCID:0000-0001-8543-1800

аспірант **Сергій Морковник**,

s.morkovnyk@gmail.com, ORCID: 0009-0003-9662-1951

Київський національний університет будівництва і архітектури

к.т.н., ст. викл. **Ганна Клименко**,

anett.lviv@gmail.com, ORCID:0000-0003-1173-4299

Національний університет «Львівська Політехніка»

<https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.55.6-32>

МОДЕЛЮВАННЯ ОРГАНІЗАЦІЇ ВИТІСНЯЮЧОЇ ВЕНТИЛЯЦІЇ З ЗАБЕЗПЕЧЕННЯМ ТЕПЛОВОГО Й ШУМОВОГО КОМФОРТУ

***Анотація.** Енергоефективність формування мікроклімату обмежена умовою забезпечення комфорту в приміщеннях. Військові умови диктують глибокі обмеження щодо енергоспоживання. Як було показано в попередніх роботах, ефективною є витісняюча вентиляція з періодичним подаванням повітря з підвищеним робочим перепадом температури. Розглянуто ідеалізовану модель витісняючої вентиляції, де припливне повітря поступово асимілює теплонадлишки без підмішування повітря з верхньої зони. Коефіцієнт повітрообміну не може бути меншим за 2 і залежить від співвідношення теплонадлишків у зонах. У разі періодичного подавання повітря коефіцієнт повітрообміну за температурою припливного повітря знижується зі зменшенням часу роботи повітророзподільника, але зростає, якщо за базову прийняти середню температуру повітря на рівні підлоги. Показано, що періодичне подавання повітря дозволяє уникнути порушення ідеалізованої моделі через підсмоктування нагрітого повітря з верхньої зони, яке підсилюється розрідженням між потоками повітря, що прокладають шлях у практично нерухомому повітрі. Рекомендовано подавати повітря в межах нижньої половини робочої зони, щоб уникнути примусового виштовхування повітря з зони. На підтвердження слід використати обчислювальну гідродинаміку. Для можливості моделювання питома теплоємність повітря має бути постійною протягом процесу. Політропна теплоємність залежить від початкового й кінцевого стану. Зокрема, для процесів нагрівання та*

охолодження при постійному вологовмісті теплоємність постійна, але не відповідає $1,006 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$ з урахуванням питомої теплоємності водяної пари. Визначено, що якщо будь-який прямий процес у межах позитивної температури повітря припинити в довільній точці, теплоємність змінюватиметься в межах 5,63 %, що дозволяє вважати її постійною для оцінювальних розрахунків. Моделювання запропонованого способу подавання повітря показало ефективне забезпечення теплового комфорту перебування людей. Періодичне підвищення рівня шуму здатне імітувати шуми вітру, що рекомендовано поєднати з фітодизайном, узгодженим з призначенням приміщення.

Ключові слова: енергоефективність, комфорт, витісняюча вентиляція, динамічний мікроклімат, обчислювальна гідродинаміка, коефіцієнт повітрообміну, фітодизайн, шум.

Постановка проблеми. Енергоефективність формування мікроклімату обмежена достатньо жорсткими умовами забезпечення комфорту перебування людей у приміщеннях. З іншого боку, військові умови диктують глибокі обмеження щодо енергоспоживання, що вимагає стабілізаційних та аварійних знеструмлень. Як було показано в попередніх роботах, ефективним рішенням є витісняюча вентиляція з періодичним подаванням повітря з підвищеним робочим перепадом температури. Розрахункова модель не може оцінити особливості розвитку струминних течій, що вимагає математичного моделювання.

Актуальність дослідження. Підвищення енергоефективності формування комфортних умов приміщень у вентиляції та кондиціюванні повітря є важливою науковою проблемою в рамках зеленого будівництва та сталості міст.

Останні дослідження та публікації. Комфортний стан у приміщенні – це комплексне поняття, що передбачає тепловий візуальний, акустичний, шумовий, запаховий комфорт, а також відсутність шкідливого впливу домішок, зокрема вуглекислого газу. Тому створення комфорту передбачає комплекс заходів – системи формування мікроклімату, прийоми дизайну, шумозахист, використання екологічних матеріалів тощо. Зокрема, біофільний дизайн (Răscușan, Dîrja and Dumitraș, 2020) хоча і створює максимально природне візуальне середовище, але дозволяє використання для цього штучних елементів або засушених квітів, що ніяк не покращують повітряне середовище та може забруднювати його пилом і леткими органічними речовинами. Фітодизайн – це більш вузьке поняття (Сніжко and Харітонова, 2006), яке запропонував український учений Андрій Гродзинський для використання живих рослин задля покращення внутрішнього середовища. Вдалий фітодизайн створює візуальні умови, близькі до природних. Цей ефект може бути доповнений

відповідним акустичним середовищем. І це дозволяє пом'якшує акустичні вимоги до вентиляції за умови близькості шумового спектру до вітрового та періодичності його впливу. У минулій роботі (Korbut et al., 2025) подібний підхід, але з високою частотою перемикавання, було запропоновано застосувати до витісняючої вентиляції (Jiang et al., 2025), що за умови періодичного почергового подавання повітря дозволяє поєднати зменшений повітрообмін з високим коефіцієнтом повітрообміну, а значить, досягти зменшення енергопотреб.

Особливістю витісняючої вентиляції з подаванням повітря зі стін є поява додаткового розрідження між тумбами або решітками, що пов'язано з ежекцією струмин та обмеженням простору між ними. Це розрідження призводить до засмоктування повітря з верхньої зони в робочу з погіршенням якості повітря. Цей ефект був виявлений у 2015 р. й описаний авторкою в роботі (Клименко, 2015) як негативний фактор, що спричиняє рециркуляцію конвективних потоків у теплонапружених приміщеннях з витісняючою вентиляцією.

У цій же роботі боротьба з даним ефектом була визначена як умова запобігання цій рециркуляції та запропоновано технічне рішення – відмова від плоских решіток і тумб на користь тумб з опуклою поверхнею, що роздають повітря в різні боки. Проте таке рішення не завжди застосовне в громадських будівлях. Адже опуклі тумби забирають корисну площу приміщення.

Виникає фізична суперечність: потоки повітря повинні знаходитися одночасно у двох несумісних станах – турбулентний струминний примежовий шар (що завжди ежектує повітря) та потік, що не ежектує. Ламінізація не вирішує суперечність, адже турбулентний струминний примежовий шар формується безпосередньо в приміщенні.

Періодичне подавання повітря створює потоки, що набувають інших аеродинамічних характеристик, ніж у стаціонарному режимі (Возняк, 2018). Їхні властивості сильно залежать від періодичності подавання. Тому постає задача моделювання запропонованого підходу задля отримання достовірних результатів.

Формулювання цілей статті. Метою роботи є перевіряння ефективності витісняючої вентиляції з періодичним подаванням повітря

Ідеалізована модель витісняючої вентиляції. Щоб виявити коректні рішення, сформулюємо модель витісняючої вентиляції при подаванні повітря з температурою, нижчою за температуру повітря робочої зони. Припливні потоки (рис. 1) подають G , кг/с, повітря з температурою Θ_{SUP} , К. Повітря змішується з повітрям робочої зони з забезпеченням температури на рівні підлоги $\Theta_{IDA,min}$. Припливне повітря асимілює теплонадлишки Φ_{IDA} , Вт, робочої зони та на її верхньому рівні має температуру

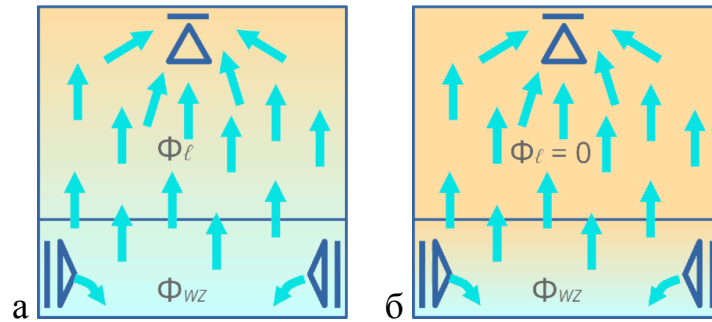


Рис. 1. Ідеалізована модель потокорозподілення при витісняючій вентиляції:
а – за наявності теплонадлишків у робочій (Φ_{WZ} , Вт) і верхній (Φ_{ℓ} , Вт) зонах;
б – за відсутності теплонадлишків у верхній зоні

$$\Theta_{IDA,max} = \Theta_{SUP} + \frac{\Phi_{WZ}}{c_{\pi} \cdot G}, \text{ K}, \quad (1)$$

де c_{π} – питома теплоємність повітря в політропному процесі асиміляції тепловологонадлишків у приміщенні, Дж/(кг·К).

Далі це повітря піднімається вгору, асимілює, за наявності, теплонадлишки верхньої зони Φ_{ℓ} та набуває температури витяжного повітря

$$\Theta_{ETA} = \Theta_{SUP} + \frac{\Phi_{WZ} + \Phi_{\ell}}{c_{\pi} \cdot G}, \text{ K}; \quad (2)$$

Таким чином, температура повітря в робочій зоні при витісняючій вентиляції змінна за висотою. При постійному подаванні повітря в робочу зону можна припустити, що на рівні підлоги температура дорівнюватиме

$$\Theta_{IDA,min} = \Theta_{SUP}, \text{ K}, \quad (3)$$

Середня температура повітря в робочій зоні

$$\bar{\Theta}_{IDA} = \frac{\Theta_{IDA,min} + \Theta_{IDA,max}}{2}, \text{ K}, \quad (4)$$

З урахуванням формул (1) і (3) рівняння (4) набуде вигляду

$$\bar{\Theta}_{IDA} = \Theta_{SUP} + \frac{\Phi_{WZ}}{2 c_{\pi} \cdot G}, \text{ K}, \quad (5)$$

Тоді коефіцієнт повітрообміну за максимальною температурою в робочій зоні за формулами (1) і (2)

$$K_L = \frac{\Theta_{ETA} - \Theta_{SUP}}{\Theta_{IDA, max} - \Theta_{SUP}} = \left(1 + \frac{\Phi_{\ell}}{\Phi_{WZ}} \right), \text{ К.} \quad (6)$$

Коефіцієнт повітрообміну за середньою температурою в робочій зоні за формулами (1) і (5)

$$\bar{K}_L = \frac{\Theta_{ETA} - \Theta_{SUP}}{\bar{\Theta}_{IDA} - \Theta_{SUP}} = 2 \cdot \left(1 + \frac{\Phi_{\ell}}{\Phi_{WZ}} \right), \text{ К.} \quad (7)$$

Коефіцієнт повітрообміну за мінімальною температурою повітря в робочій зоні за формулами (2) й (3) нескінченний.

Формули (6) і (7) показують, що коефіцієнт повітрообміну не може характеризувати ефективність організації повітрообміну. Наприклад, у спортзалі ввечері тренуються два спортсмени, що виділяють біля 600 Вт. У верхній зоні працює штучне освітлення потужністю 600 Вт. Тоді за формулами (6) і (7) коефіцієнт повітрообміну становить 2 і 4, відповідно. Якщо ж вони тренуються вдень, а сонячна радіація перетворюється на теплоту в основному на підлозі, то теплонадходження до верхньої зони практично відсутні. Тоді за формулою (6) коефіцієнт повітрообміну наближається до 1 або 2. І при цьому організація повітрообміну лишається незмінною.

Розглянемо випадок, коли подавання повітря відбувається періодично з різних повітророзподільних пристроїв. У такому випадку середня температура повітря біля підлоги $\Theta_{IDA, min}$ не може дорівнювати температурі припливного повітря Θ_{SUP} , що й дозволяє розширити робочий перепад температур. Формули (1) і (2), що виражають тепловий баланс робочої зони та приміщення в цілому, залишаються справедливими, якщо подавання повітря відбувається по чергові з повітророзподільних пристроїв зі збереженням незмінності сумарної витрати G в часі. Аналогічно справедливою є й формула (6).

Оцінити температури можна, якщо припустити, що в зоні кожного повітророзподільного пристрою протягом часу роботи на температура біля підлоги дорівнює температурі припливного повітря Θ_{SUP} , а в інший час – середній температурі робочої зони Θ_{IDA} . Якщо частка часу роботи повітророзподільного пристрою становить τ , то

$$\Theta_{IDA,min} = \Theta_{SUP} \cdot \tau + \Theta_{IDA} \cdot (1 - \tau), \text{ К.} \quad (7)$$

Рівняння (1), (4) та (7) утворюють систему з розв'язком:

$$\Theta_{IDA,min} = \Theta_{SUP} + \frac{1 - \tau}{1 + \tau} \cdot \frac{\Phi_{WZ}}{c_{\pi} \cdot G}, \text{ К,} \quad (8)$$

$$\bar{\Theta}_{IDA} = \Theta_{SUP} + \frac{1}{1 + \tau} \cdot \frac{\Phi_{WZ}}{c_{\pi} \cdot G}, \text{ К,} \quad (9)$$

а також формула (1).

Якщо в рівняння (8) і (9) підставити $\tau = 1$, тобто повітря подається постійно, то отримаємо формули (3) та (5). Тобто припущення охоплює і випадок постійного подавання повітря як граничний випадок.

Коефіцієнт повітрообміну:

$$\bar{K}_L = \frac{\Theta_{ETA} - \Theta_{SUP}}{\Theta_{IDA} - \Theta_{SUP}} = (1 + \tau) \cdot \left(1 + \frac{\Phi_{\ell}}{\Phi_{WZ}} \right), \text{ К.} \quad (10)$$

Якщо цим коефіцієнтом характеризувати ефективність повітрообміну, то «оптимальним» значенням τ була б одиниця. Проте в даній формі коефіцієнт (10) навіть не характеризує нерівномірність розподілу температури. Визначимо коефіцієнт повітрообміну інакше:

$$\tilde{K}_L = \frac{\Theta_{ETA} - \Theta_{IDA,min}}{\Theta_{IDA} - \Theta_{IDA,min}} = 2 + \frac{1 + \tau}{\tau} \cdot \frac{\Phi_{\ell}}{\Phi_{WZ}} = 2 \cdot \left(1 + \frac{\Phi_{\ell}}{\Phi_{WZ}} \right) + \left(\frac{1}{\tau} - 1 \right) \cdot \frac{\Phi_{\ell}}{\Phi_{WZ}}, \text{ К.} \quad (11)$$

У такій формі коефіцієнт повітрообміну характеризує нерівномірність розподілу температури. При зменшенні τ він прямує до нескінченності, а при $\tau = 1$ маємо формулу (7).

Надалі необхідно розглянути можливості організування повітрообміну максимально наближено до даної моделі.

Рух повітря при короткочасному подаванні струмин. При витісняючій вентиляції одним з важливих факторів, що визначають підсмоктування повітря з верхньої зони, є ежекційна спроможність струмин. При розгляді струмин, зазвичай, аналізують їхній розвиток в усталеному режимі. Лише окремі роботи (Возняк, 2018) розглядають перехідні процеси при формуванні струминних течій. Проте за результатами роботи важко проаналізувати фізичні принципи ежекції подібними струминами через дуже великий часовий крок.

У даній роботі змодельовано найпростішу вільну вісесиметричну струмину з початковою швидкістю 3 м/с і кроком 20 мс. Ужито стандартну k-ε модель. Струмина витікає в нерухомий простір. Значить, на самому початку розвитку вона має виштовхувати повітря навколо свого фронту. Форма струмини через 1 с набуває вигляду на рис. 2. Форма характерна для випадку «розштовхування» нерухомого повітря задля прокладання шляху, а не для струминного примежового шару.

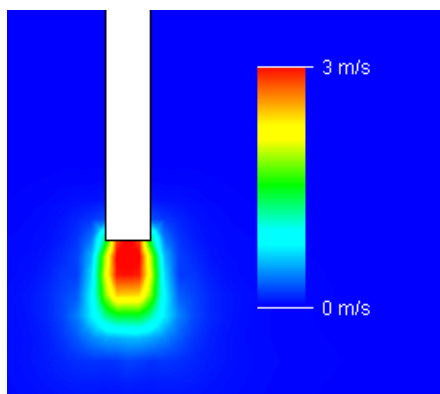


Рис. 2. Форма струмини через 1 с після запуску

Векторне поле швидкості показує, що попереду струмини повітря розходиться від струмини, а біля виходу починає формуватися підтікання до струмини з утворенням локальної циркуляції (рис. 3)

Надалі біля випуску починає формуватися турбулентний примежовий шар. Але наприкінці струмини продовжується процес прокладання шляху для розвитку. Це добре видно на рис. 4 через 4 с після запуску.

Наприкінці струмина розвивається як у капсулі. Векторне поле (рис. 5) свідчить, що біля виходу сформований примежовий шар ежектує навколишнє повітря, а біля капсули маємо лише локальні циркуляційні течії.

Отже, періодичне подавання струмини дозволяє уникнути значних зон ежектування навколишнього повітря, тобто мінімізувати негативний ефект для витісняючої вентиляції.

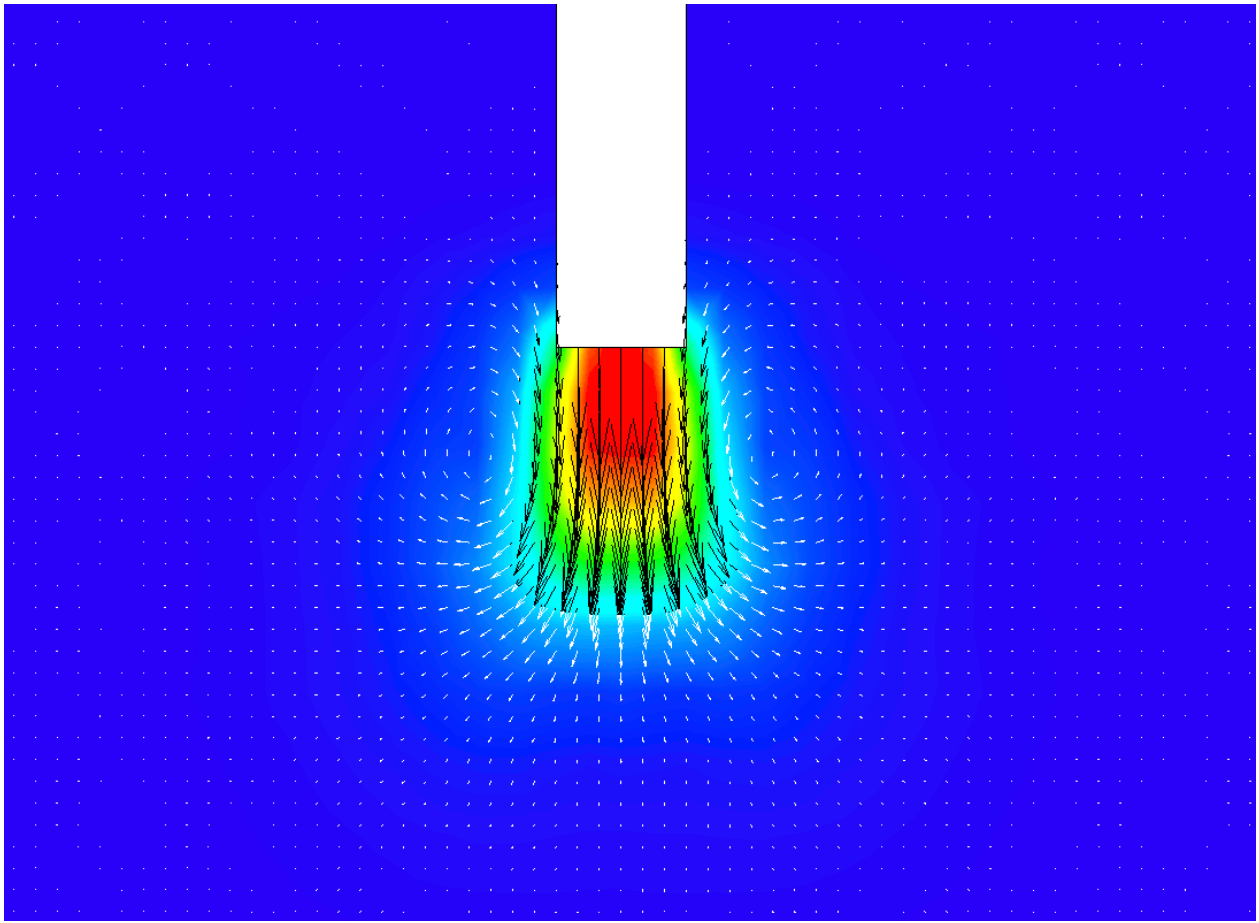


Рис. 3. Векторне поле через 1 с після запуску. Кольори відповідають рис. 2

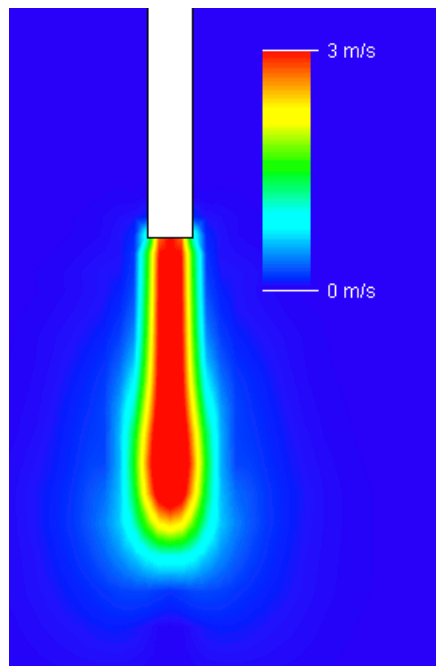


Рис. 4. Форма струмини через 4 с після запуску

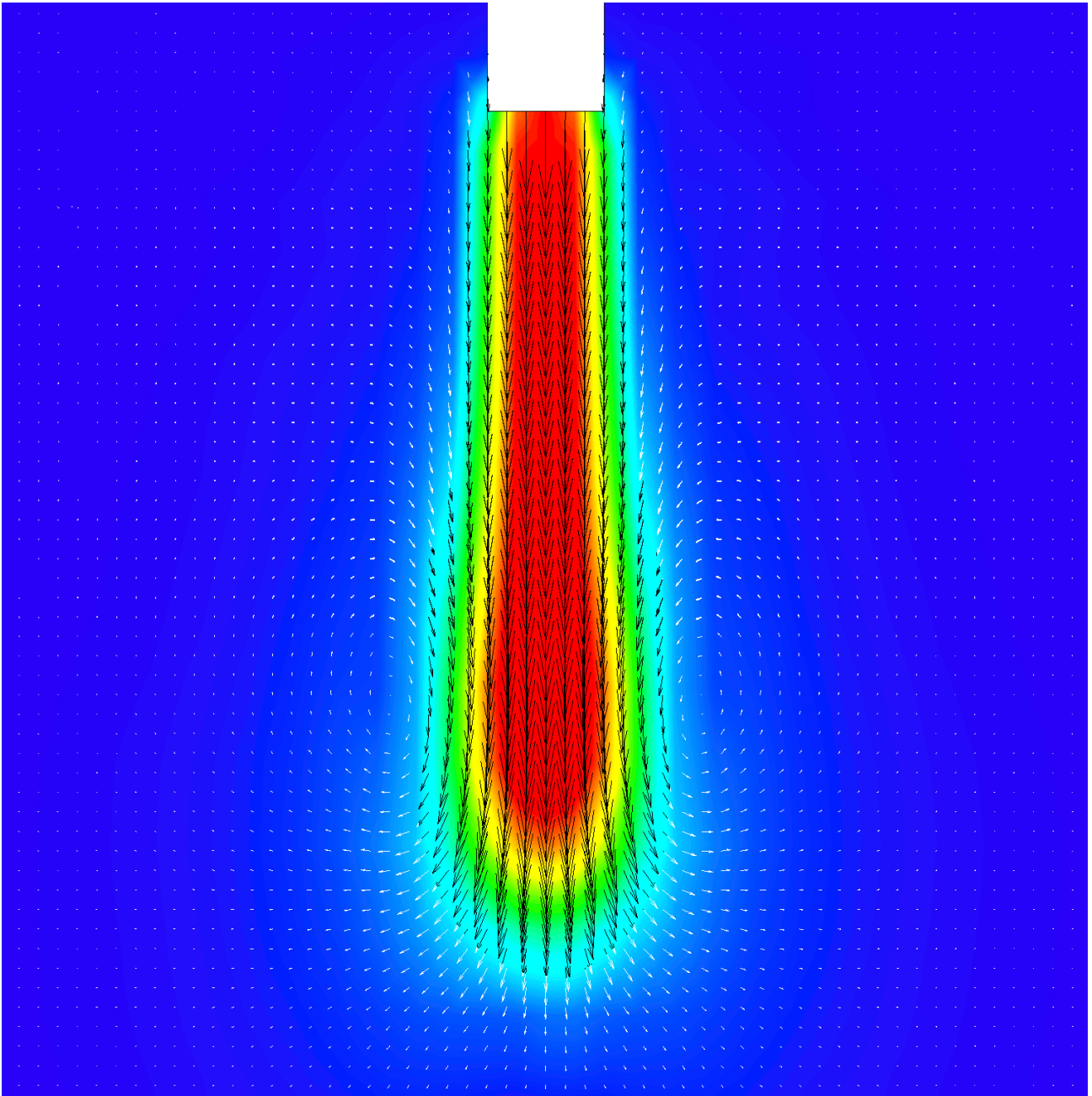


Рис. 5. Векторне поле через 4 с після запуску: кольори відповідають рис. 4

Необхідно зважати на витіснення повітря та циркуляційні течії. Для уникнення втрати невідпрацьованого повітря у верхню зону не варто повітророзподільні тумби та решітки піднімати до верхньої межі робочої зони. Рекомендуємо обмежитися нижньою половиною цієї зони.

Політропна питома теплоємність повітря. Більшість програм обчислювальної гідродинаміки не моделюють процеси вологообміну з огляду на приховану теплоту. Тобто розрахунок відбувається за явною теплотою, а не за повною. Однак, теплоємність газів сильно залежить від процесу. Саме через відмінність теплоємності всупереч вимогам ДБН В.2.5-67:2013 повітрообмін у приміщеннях з малими значеннями кутового коефіцієнта променя процесу за

явною теплотою не рахують. При точному комп'ютерному розрахунку I-d діаграми нев'язка не перевищує 3 %. Але оскільки похибка ручної побудови за I-d діаграмою досягає 5 %, то в разі одного знаку цих похибок у результаті нев'язка може вийти за допустимі межі – 5 %.

Політропну теплоємність c_π , Дж/(кг·К), легше за все знайти шляхом прирівнювання повітрообмінів за явними теплонадлишками $\Delta\Phi$, Вт, вологонадлишками W , г/с, та повними теплонадлишками $\Delta\Phi_{hf} = \Delta\Phi + r \cdot W$, Вт, при теплоті пароутворення r , Дж/г (або кДж/кг):

$$G = \frac{\Delta\Phi}{c_\pi(\theta_{ETA} - \theta_{SUP})} = \frac{W}{d_{ETA} - d_{SUP}} = \frac{\Delta\Phi_{hf}}{I_{ETA} - I_{SUP}} = \frac{\Delta\Phi + r \cdot W}{c_{pa} \cdot \theta_{ETA} + (r + c_{pv} \cdot \theta_{ETA}) \cdot d_{ETA} - c_{pa} \cdot \theta_{SUP} - (r + c_{pv} \cdot \theta_{SUP}) \cdot d_{SUP}}, \text{ кг/с}, \quad (12)$$

де d_{ETA} – вологовміст витяжного повітря, г/кг; d_{SUP} – вологовміст припливного повітря, г/кг; I_{ETA} – ентальпія витяжного повітря, г/кг; I_{SUP} – ентальпія припливного повітря, г/кг; θ_{ETA} – температура витяжного повітря, °С; θ_{SUP} – ентальпія припливного повітря, °С; c_{pa} – ізобарна теплоємність сухого повітря, Дж/(кг·К); c_{pv} – ізобарна теплоємність водяної пари, Дж/(кг·К)

$$c_\pi = c_{pa} + c_{pv} \cdot \frac{\theta_{ETA} \cdot d_{ETA} - \theta_{SUP} \cdot d_{SUP}}{\theta_{ETA} - \theta_{SUP}} = c_{pa} + c_{pv} \cdot \frac{(\theta_{ETA} - 273,15) \cdot d_{ETA} - (\theta_{SUP} - 273,15) \cdot d_{SUP}}{\theta_{ETA} - \theta_{SUP}} \quad (13)$$

У процесах без зміни вологовмісту $d = d_{ETA} = d_{SUP}$, г/кг, маємо (рис. 6)

$$c_\pi|_{d=d_{ETA}=d_{SUP}} = c_p = c_{pa} + c_{pv} \cdot d. \quad (14)$$

Таким чином, перехід від $c_{pa} = 1$ кДж/(кг·К) (Щекин et al., 1976) до 1,006 кДж/(кг·К) ('ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, вентиляція та кондиціонування', 2013) є невиправданим. Для процесів нагрівання та охолодження без зміни вологовмісту слід визначати питому ізобарну теплоємність за формулою (14) або рис. 2.

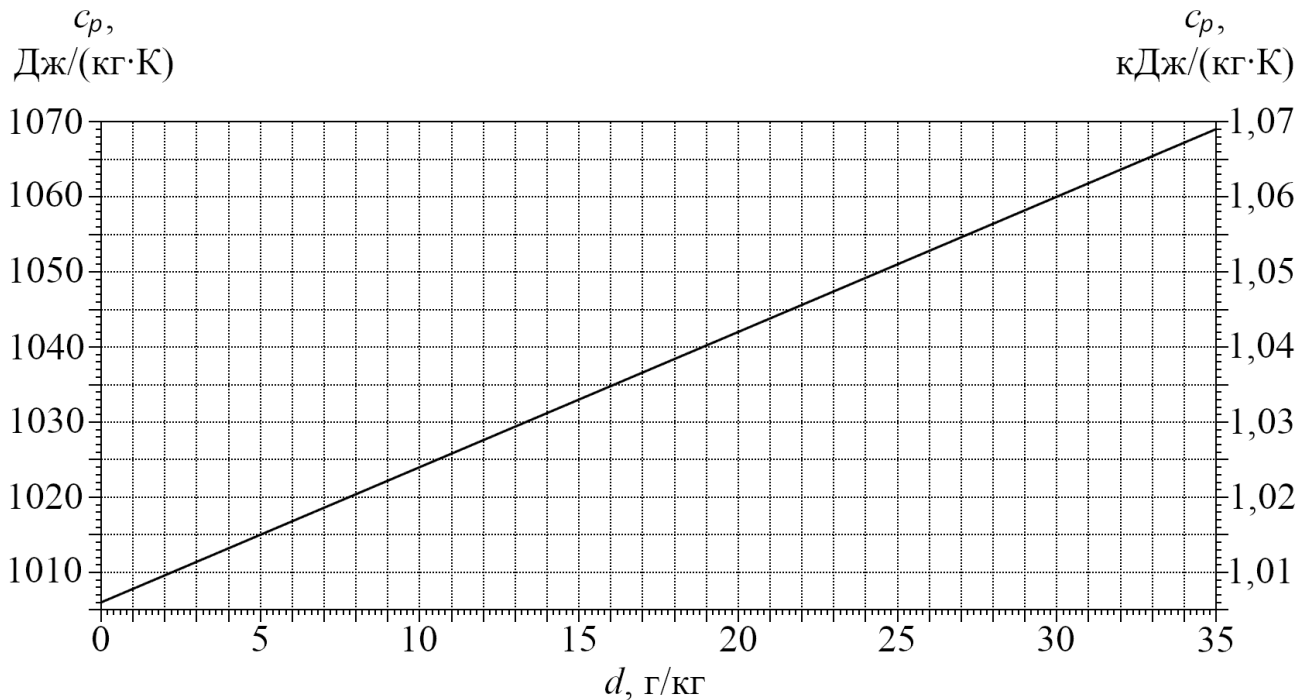


Рис. 6. Графік залежності питомої ізобарної теплоємності вологого повітря від вологовмісту

При проведенні процесу в різних напрямках теплоємність буде різною і залежною від початкової та кінцевої точки процесу. Тому коректність моделювання в програмах обчислювальної гідродинаміки повинна бути підтверджена визначенням відносної зміни теплоємності.

Створено програму в системі SciLab 2025.1.0. I-d діаграму накрито сіткою за вологовмістом від 0 до 32 з кроком 0,2 г/кг. По вертикалі (рис. 7) кожену отриману лінію постійного вологовмісту накрито сіткою за температурою від значення з відносною вологістю 100 % (але не менше 273,15 K) до 323,15 K (50 °C) з кроком 0,1 K.

Далі кожна можлива пара точок сполучається відрізком прямої, який розбивається на 100 інтервалів. Отримані точки символізують можливі значення точок робочої зони. За формулою (12) визначається питома теплоємність від початку відрізка до кожної з таких точок.

Після проходження кожного відрізка накопичується максимальне і мінімальне значення теплоємності. Програма повертає найбільшу можливу відносну розбіжність, віднесена до меншого значення, яка виявилася рівною 5,63 %. Ця величина сумірна з похибкою моделювання, тому моделі обчислювальної гідродинаміки можуть оцінювати характер теплових процесів у приміщеннях

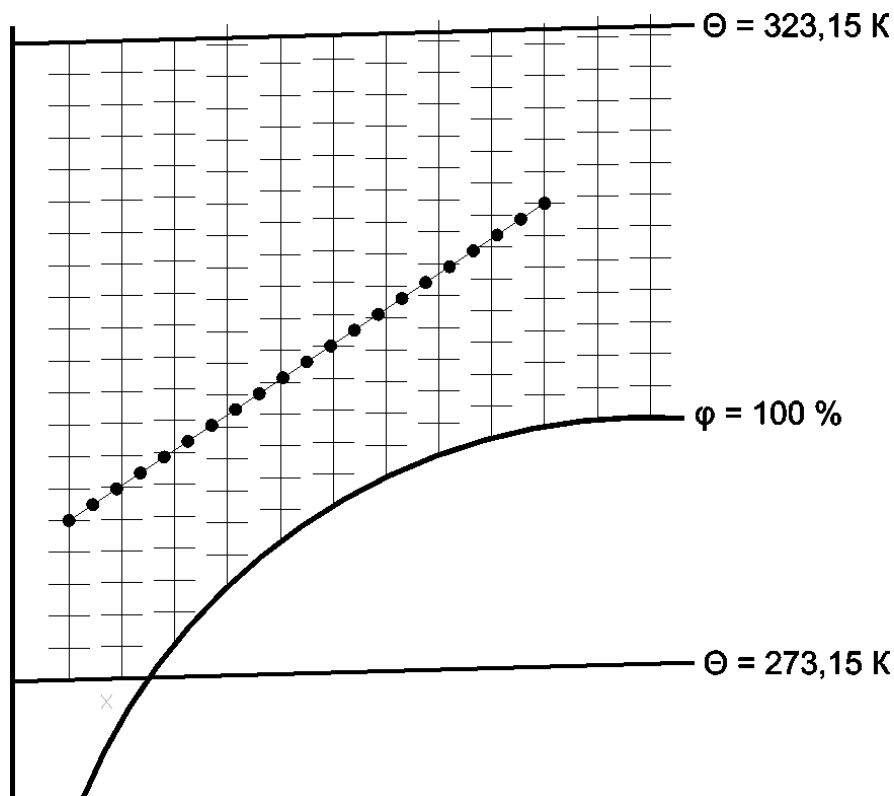


Рис. 7. Сітка на I-d діаграмі: тонкі вертикальні лінії – розбиття вологовмісту через кожні 0,2 г/кг; засічки – розбиття цих ліній за температурою з кроком 0,1 К; чорні кружки – розбиття лінії між будь-якими отриманими вузлами на 100 відрізків.

Моделювання витісняючої вентиляції з періодичним подаванням повітря. Зазначені принципи розглянемо на прикладі (рис. 8) приміщення розмірами 6000×12000 мм, де перебуває 72 людини з розрахунку одна людина на квадратний метр. Кожна людина, представлена в моделі еліптичним циліндром діаметрами 500×250 мм, виділяє 100 Вт теплоти з вертикальної поверхні. Ще 2700 Вт явних теплонадходжень від сонячної радіації та внутрішнього обладнання умовно застосована до підлоги. Загальні теплонадлишки 10 000 Вт зосереджені в робочій зоні. Приплив повітря здійснюється вісьмома стіновими решітками вздовж обох довгих стін (по чотири на кожній) заввишки половина висоти робочої зони, тобто 1000 мм. Довжина решіток не перевищує 2000 мм.

Температуру повітря в режимі періодичного подавання за відсутності соціологічних досліджень визначено за допустимими умовами ('ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, вентиляція та кондиціонування', 2013). Температура робочої зони може досягати 295,15 К, а температура припливного повітря може бути на 1 К менше, тобто $\Theta_{SUP} = 294,15$ К.

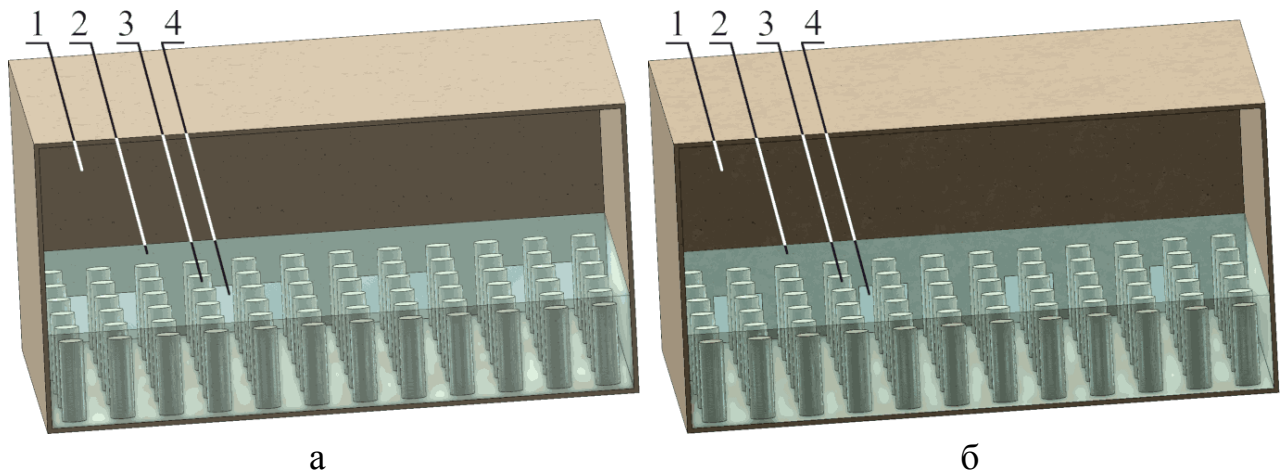


Рис. 8. Модель приміщення:

а – з решітками 2000×1000 мм; б – з решітками 1250×1000 мм
 1 – огорожувальні конструкції; 2 – об'єм робочої зони; 3 – моделі людей;
 4 – припливні решітки; у центрі стелі розміщено
 витяжну решітку 1000×1000 мм

При таких параметрах за будь-яких умов за визначенням допустимих параметрів мікроклімату погіршення стану здоров'я неможливе.

Максимальна температура повітря робочої зони за оптимальними умовами досягає $299,15$ К. За відсутності теплонадлишків у верхній зоні ця температура відповідає температурі витяжного повітря. За формулою (12) і рис. 6 при вологовмісті 12 г/кг потрібна витрата повітря

$$G = \frac{7200 + 2800}{1028(299,15 - 294,15)} = 1,946, \text{ кг/с},$$

При густині повітря $\rho_{SUP} = 1,20$ кг/м³ за відомою формулою при атмосферному тиску $101\,325$ Па

$$\rho_{SUP} = \frac{353}{\Theta_{SUP}}, \text{ кг/м}^3, \quad (15)$$

маємо об'ємну витрату припливного повітря $L = 1,946/1,20 = 1,62$ кг/м³.

Ця величина не враховує часткову втрату теплоти від людей у верхню зону конвекцією. Тому моделювання розпочнемо з витрати повітря $1,6$ кг/м³. Подавати повітря будемо по чергові з пари решіток навпроти одне одного з часткою часу $\kappa = 1/4 - 5$ с подавання і 15 с перерви або $2,5$ с подавання і $7,5$ с перерви. Подавання через таку пару решіток усуває прикладання обертового моменту до внутрішнього повітря.

За рис. 9-12 для решіток розмірами 2000×1000 мм (швидкість 0,4 м/с) та 1000×1000 мм (швидкість виходу 0,8 м/с) бачимо, що температурний режим укладається в оптимальні параметри мікроклімату крім областей прямої дії потоків повітря з решіток, де короткочасно температура знижується до допустимих значень. При подаванні повітря протягом 5 с характер розподілення температури біля стін є хвилювим, причому в області решіток, що не працюють, спостерігаються зони вищої температури. У центрі приміщення хвилі затухають. Якщо повітря подається протягом 2,5 с, бачимо відсутність суттєвих хвиль і областей перегрівання. Збільшення швидкості вдвічі не призводить до принципових змін розподілення температури, але дозволяє зменшити площу решіток. При цьому за рис. 1 роботи (Korbut et al., 2025) температура та швидкість повітря відповідають теплообміну людини при тепловому комфорті.

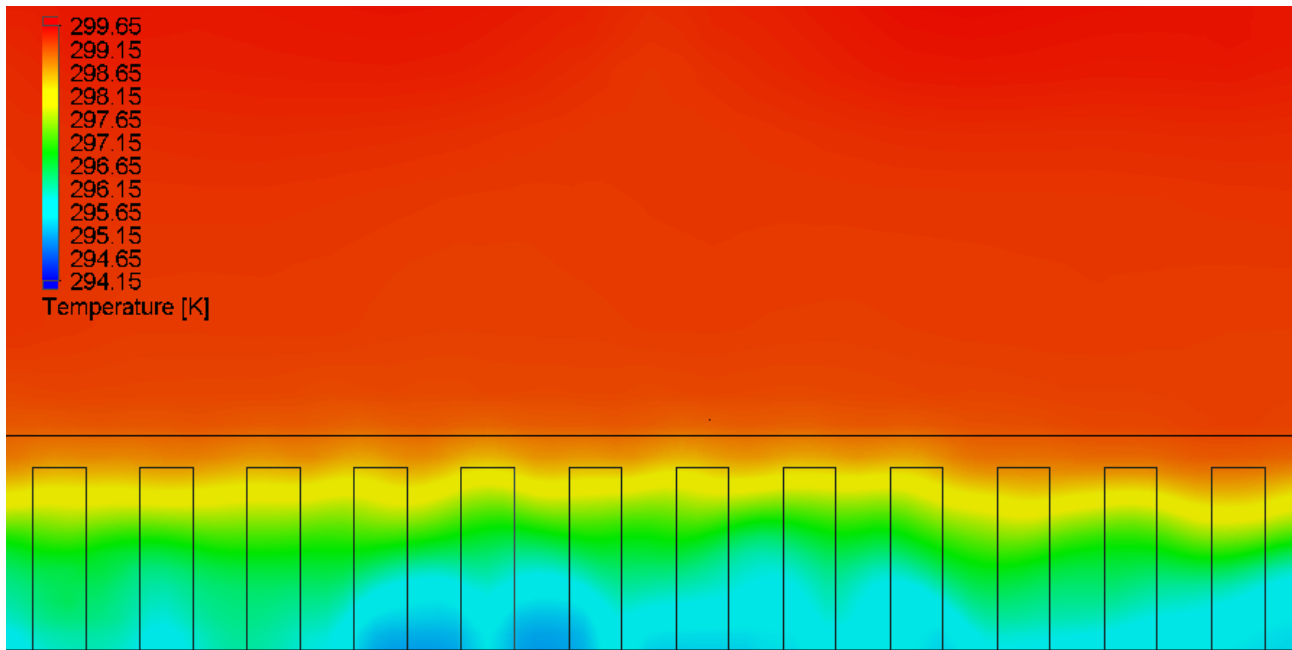
Для порівняння змодельовано неперервне подавання повітря з робочим перепадом температури 1,5 К. При цьому вдається досягти нормативної максимальної температури повітря 299,15 К лише при витраті вентиляційного повітря 8,5 м³/с (рис. 13). Як бачимо, найвища температура повітря спостерігається в області підсмоктування повітря струминами. Через це в центральній площині температура більше ніж на 1 К нижча, аніж верхня межа за оптимальними умовами. Для пом'якшення явища можна підвищити висоту решіток до висоти робочої зони, але тоді основну роль відіграватиме підсмоктування між решітками (жовті зони з температурою 298,9 К).

Перевіримо можливості моделювання теплових процесів у приміщенні шляхом рівномірного розподілення теплонадлишків у об'ємі робочої зони (рис. 14) при тих же витратах повітря та режимах подавання. Результати (рис. 15-17) свідчать про близький тепловий режим окрім незначних відхилень амплітуди хвиль та форми областей при періодичному подаванні повітря.

При постійному подаванні маємо суттєвішу різницю. Але за температурним режимом вона становить менше половини кельвіна. Це дозволяє для оцінкового моделювання не вимальовувати рівномірно розподілених в об'ємі зали людей. Таким чином, періодичне почергове подавання повітря дозволяє зменшити повітрообмін у 5,31 разів. Це є, в основному, результатом:

- можливості збільшити робочий перепад температур до допустимих мікрокліматичних параметрів, і при цьому забезпечити комфорт на рівні, як мінімум, оптимальних параметрів;
- уникнути ефекту підсмоктування нагрітого відпрацьованого повітря (рециркуляції конвективних потоків) між струминами без потреби займати корисну площу опуклими тумбами.

а



б

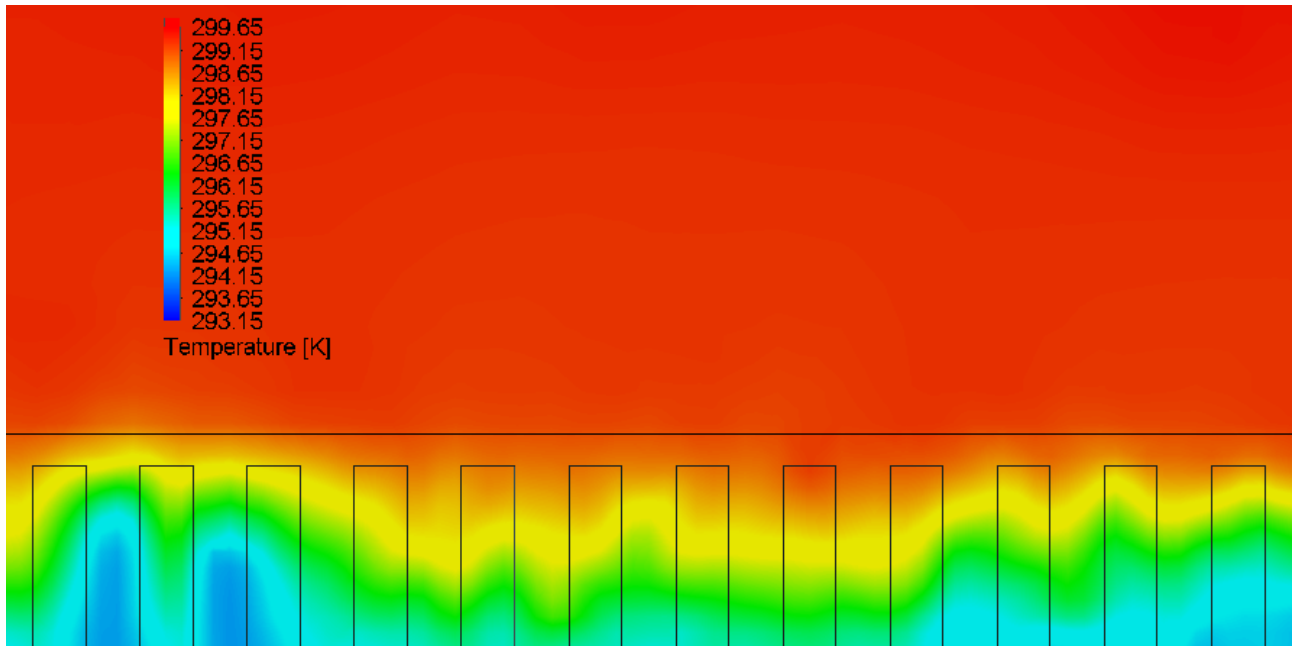
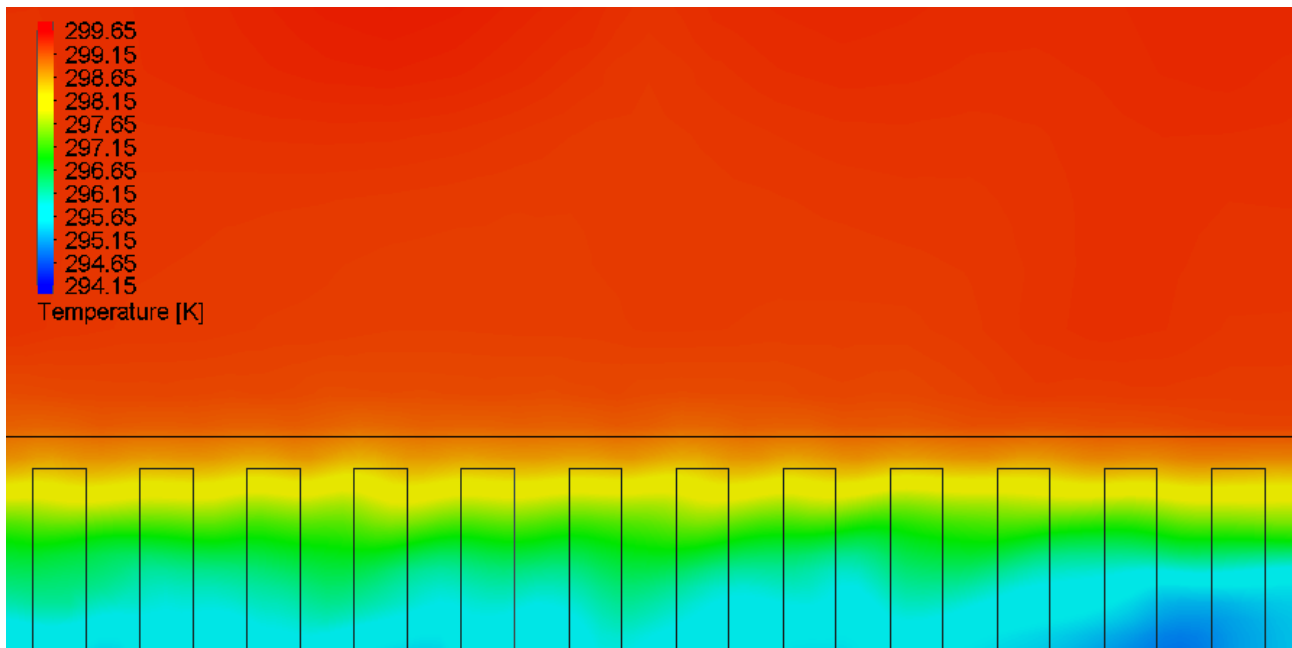


Рис. 9. Температура повітря в приміщенні з решітками 2000×1000 мм з подаванням повітря по 5 с з перервою 15 с у розрізі:
а – центральному; б – 1000 мм від стіни

а



б

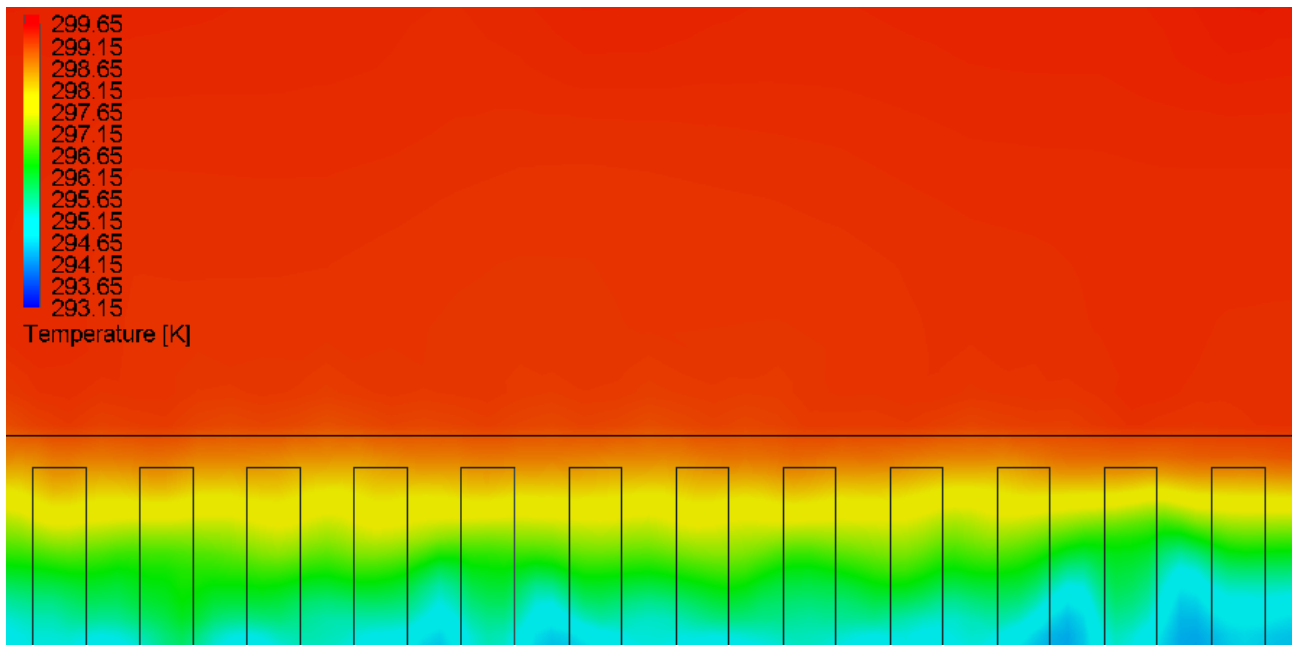
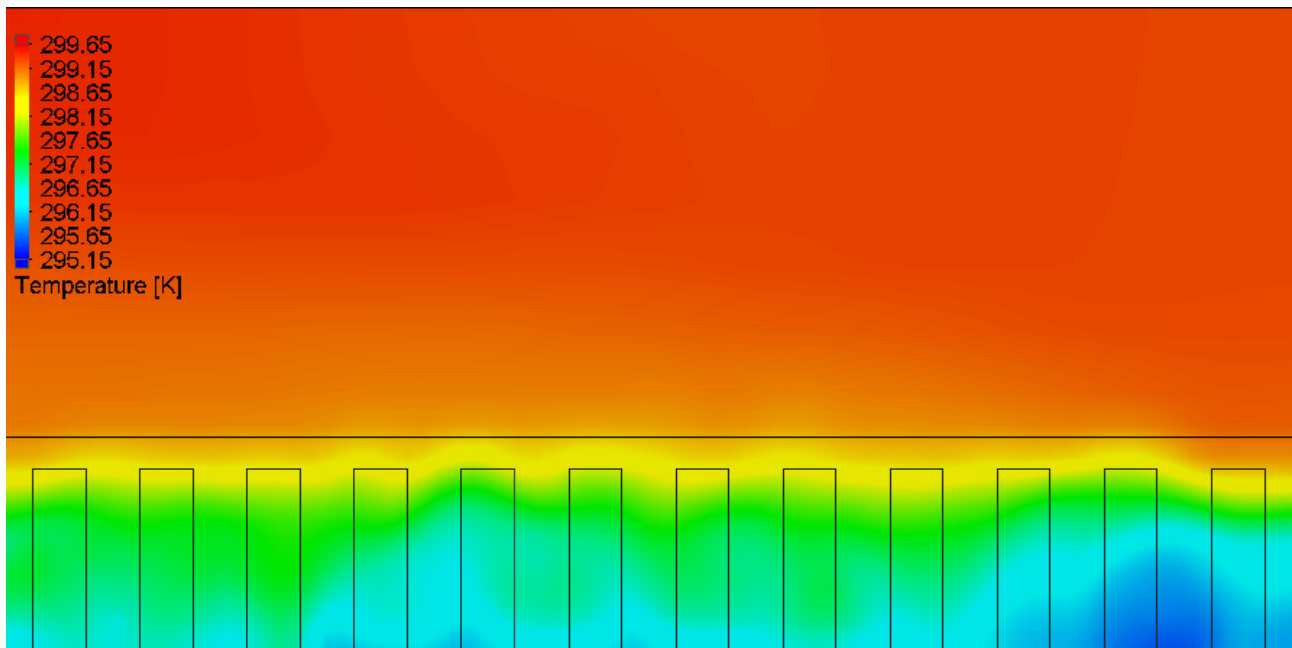


Рис. 10. Температура повітря в приміщенні з решітками 2000×1000 мм з подаванням повітря по 2,5 с з перервою 7,5 с у розрізі:
а – центральному; б – 1000 мм від стіни

а



б

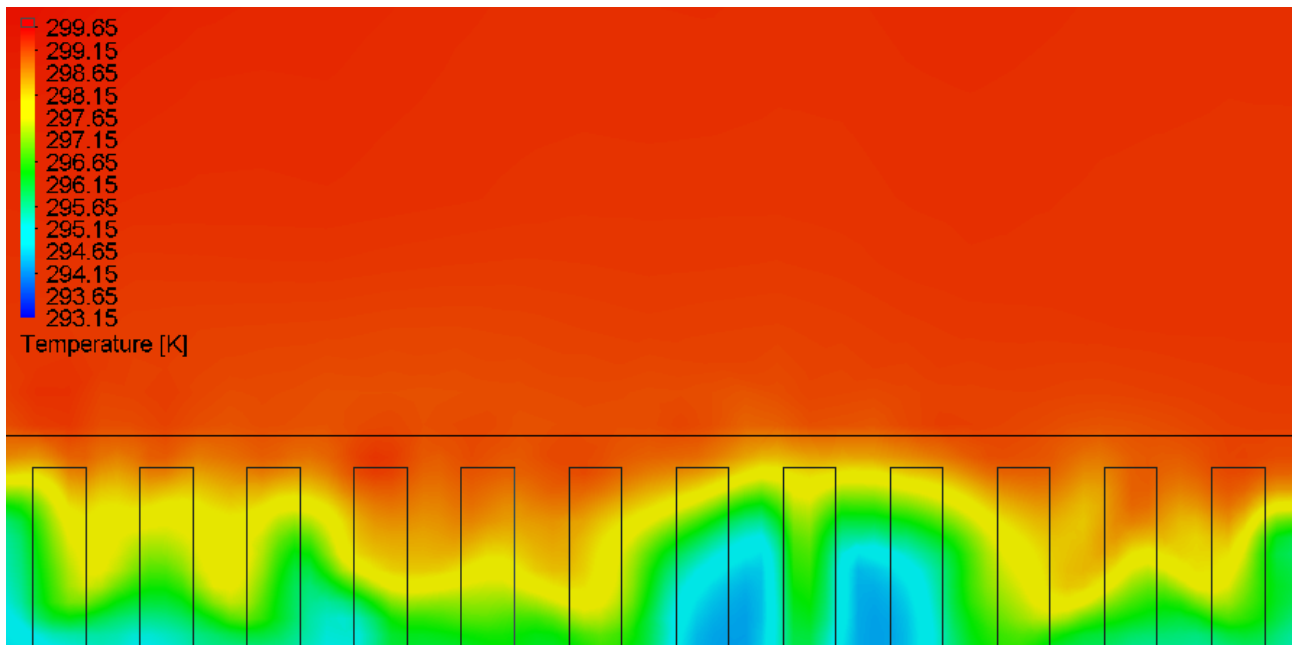
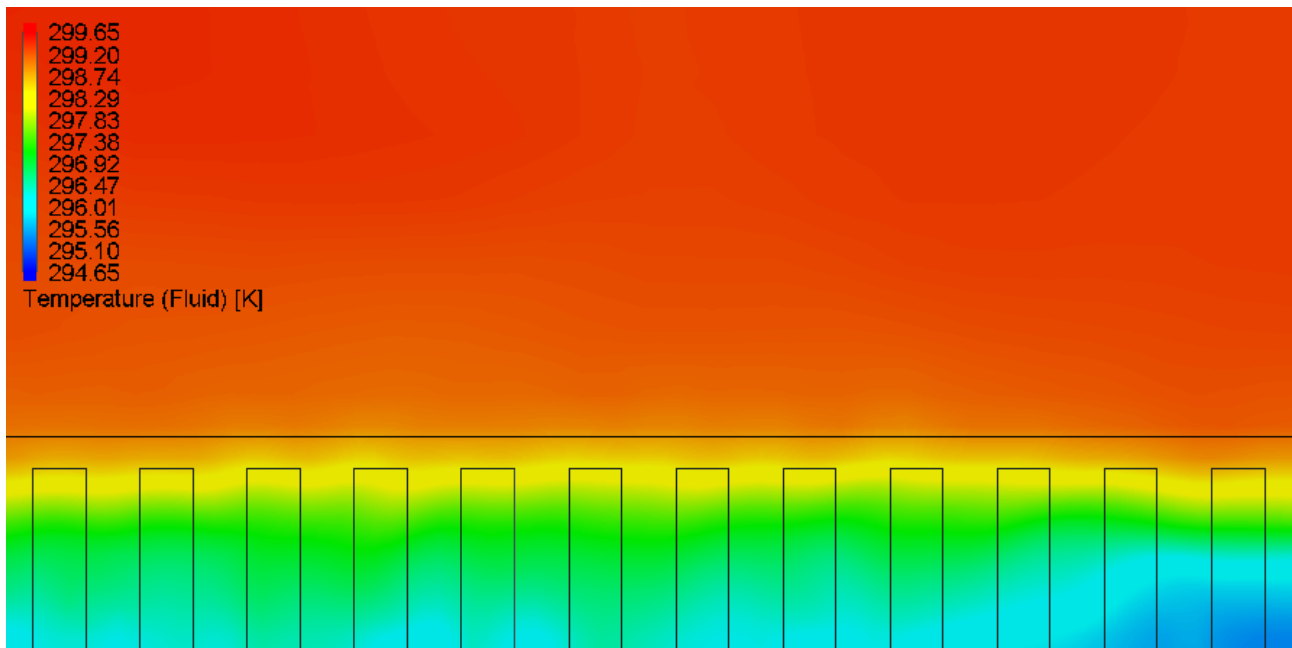


Рис. 11. Температура повітря в приміщенні з решітками 1250×1000 мм з подаванням повітря по 5 с з перервою 15 с у розрізі:
а – центральному; б – 1000 мм від стіни

а



б

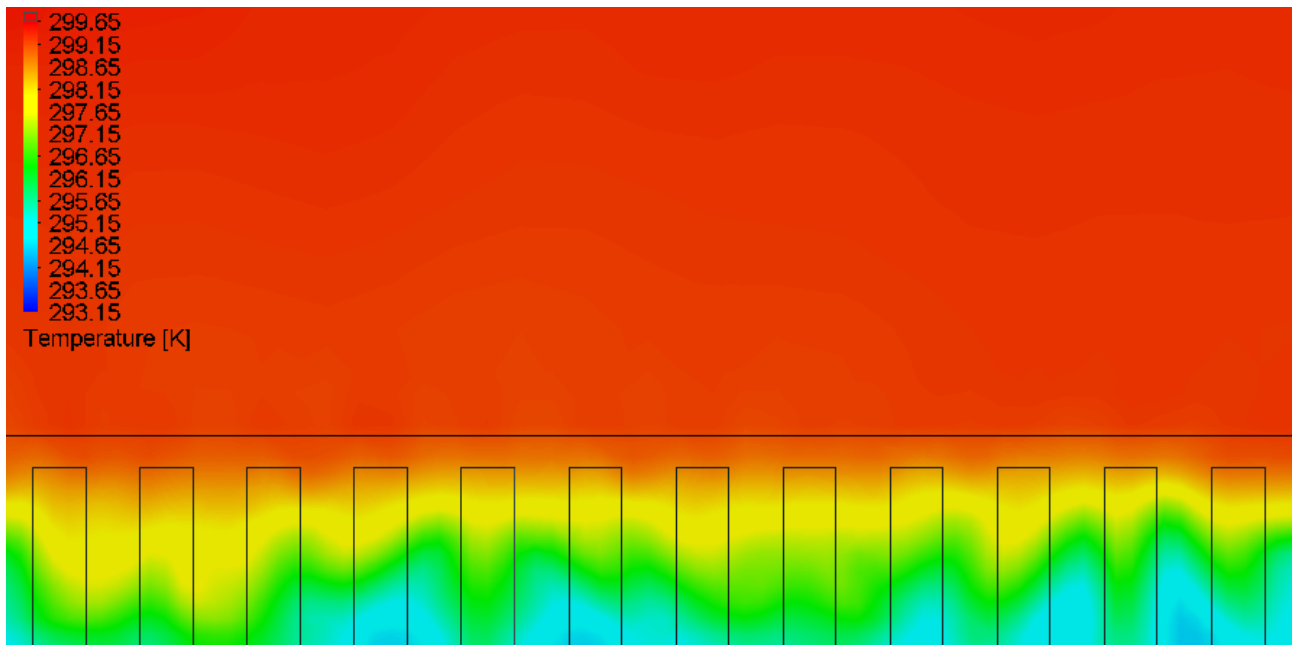


Рис. 12. Температура повітря в приміщенні з решітками 1250×1000 мм з подаванням повітря по 2,5 с з перервою 7,5 с у розрізі:
а – центральному; б – 1000 мм від стіни

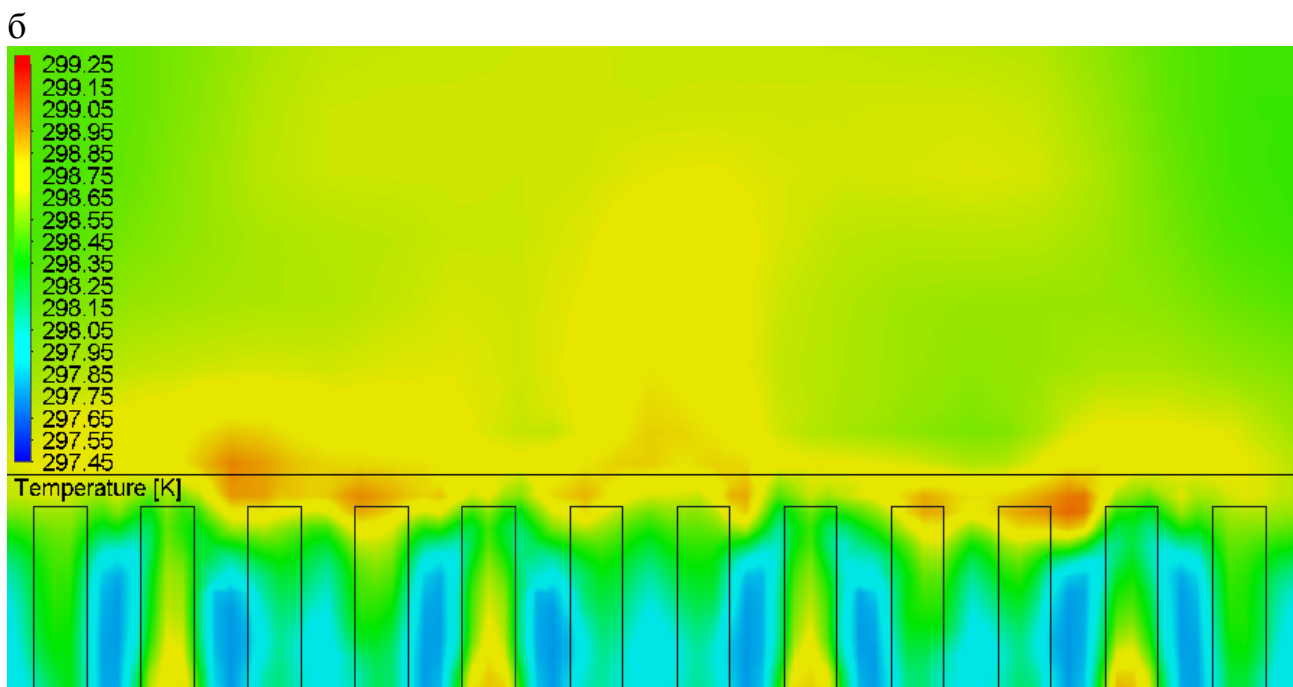
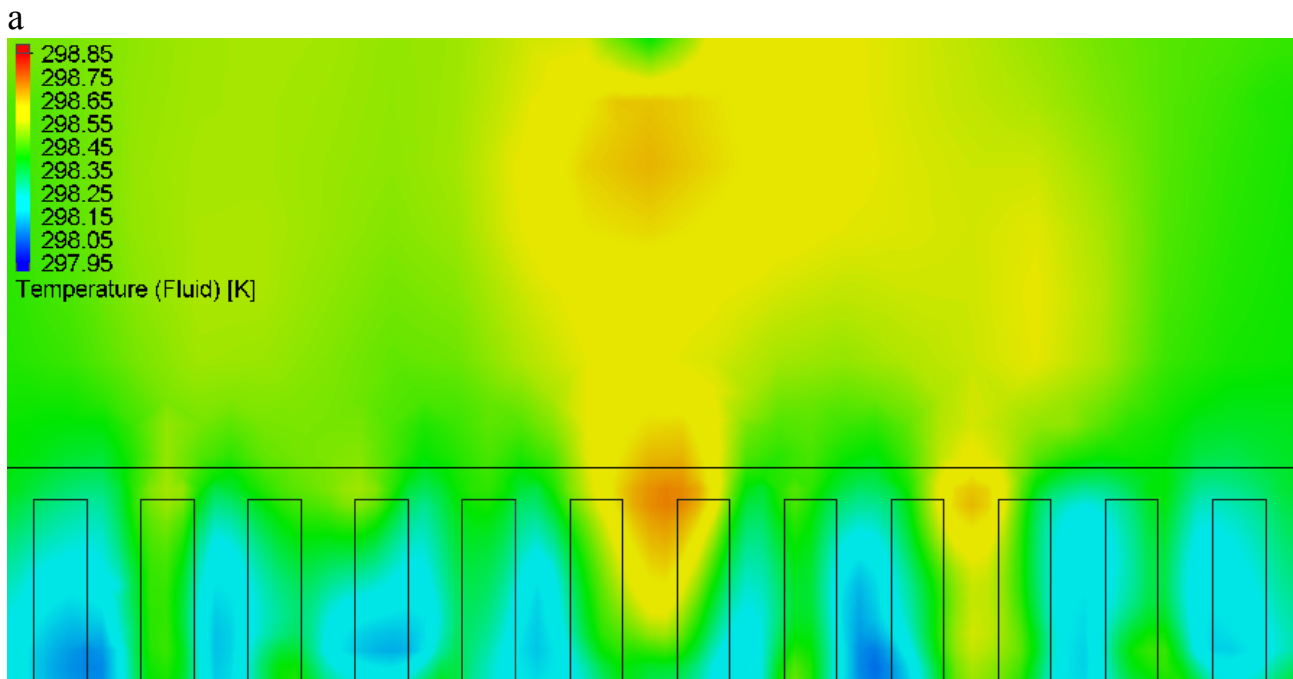


Рис. 13. Температура повітря в приміщенні з решітками 2000×1000 мм з неперервним подаванням повітря в розрізі:
а – центральному; б – 1000 мм від стіни

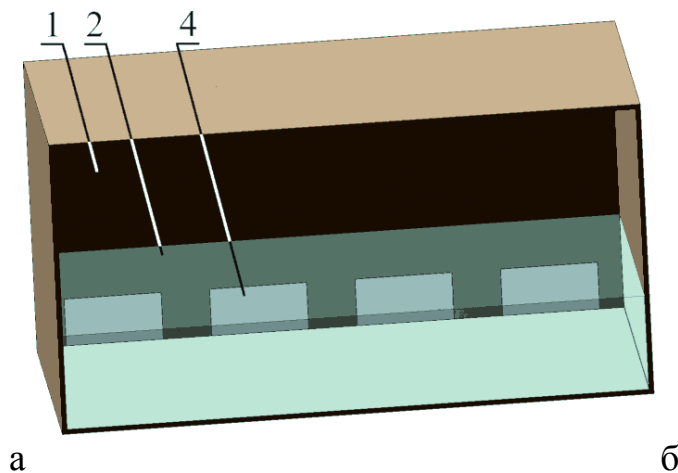


Рис. 14. Модель приміщення з решітками 2000×1000 мм і рівномірним розподіленням в об'ємі 10000 Вт теплонадлишків робочої зони: позначення див. рис. 4

Останнє, зокрема, особливо актуально для багатьох спортивних залів. Тренування можуть передбачати біг або біг з вправами вздовж периметру зали. Якщо вздовж периметру будуть стояти опуклі тумби, то простір між ними біля стін буде мертвою зоною для таких тренувань. А на сьогодні висока вартість площ не допускає такого марнотратства.

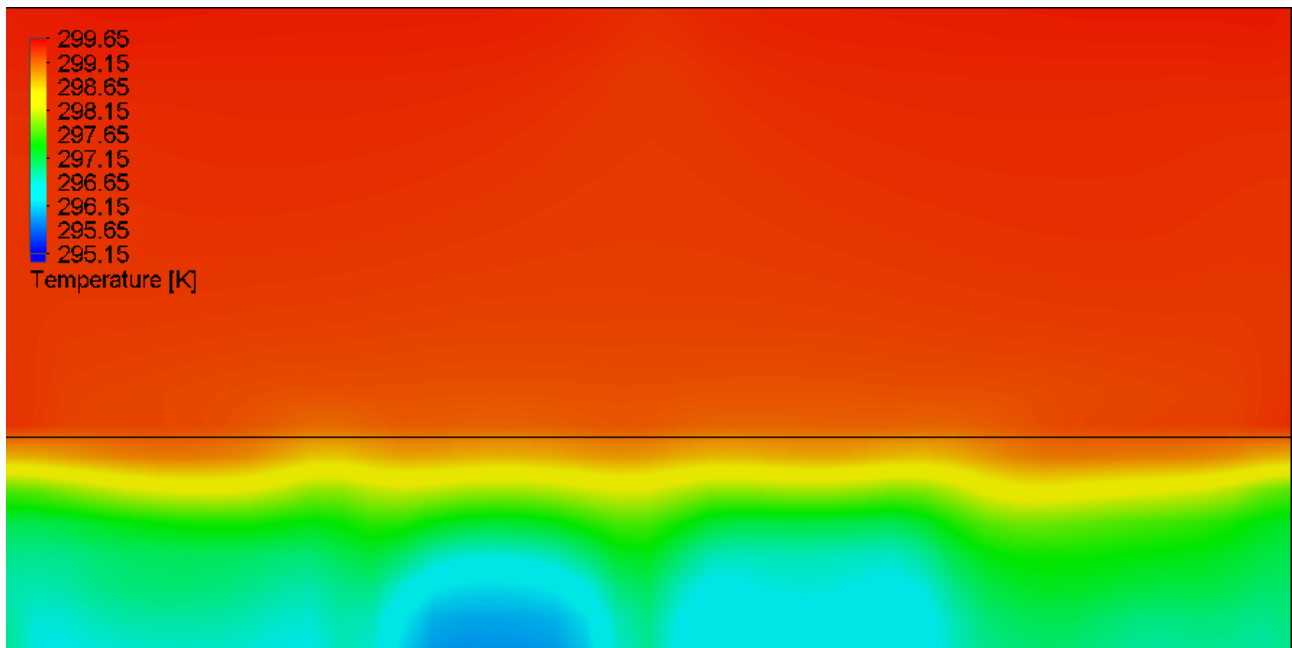
Збільшення швидкості повітря без втрати комфорту дозволяє досягти двох переваг:

- зменшення площі решіток та перерізів повітропроводів задля покращення інтер'єру та зменшення собівартості системи;
- створення періодичного шуму, що відтворює шум вітру.

Для створення гармонійного середовища необхідно поєднати подібний шум з фітодизайном. У разі неможливості займати площі приміщення, слід використовувати ліани на стінах та кашпо з рослинами. Їх слід підбирати залежно від освітленості та вологості.

Висновки. Ідеалізована модель витісняючої вентиляції дозволяє оцінити ефективність організації повітрообміну. В ідеальних умовах, коли припливне повітря поступово асимілює теплонадлишки без підмішування повітря з верхньої зони, коефіцієнт повітрообміну не може бути меншим за 2 і залежить від співвідношення теплонадлишків до робочої та верхньої зон. У разі періодичного подавання повітря коефіцієнт повітрообміну за температурою припливного повітря знижується зі зменшенням часу роботи повітророзподільника, але зростає, якщо за базову прийняти середню температуру повітря на рівні підлоги.

а



б

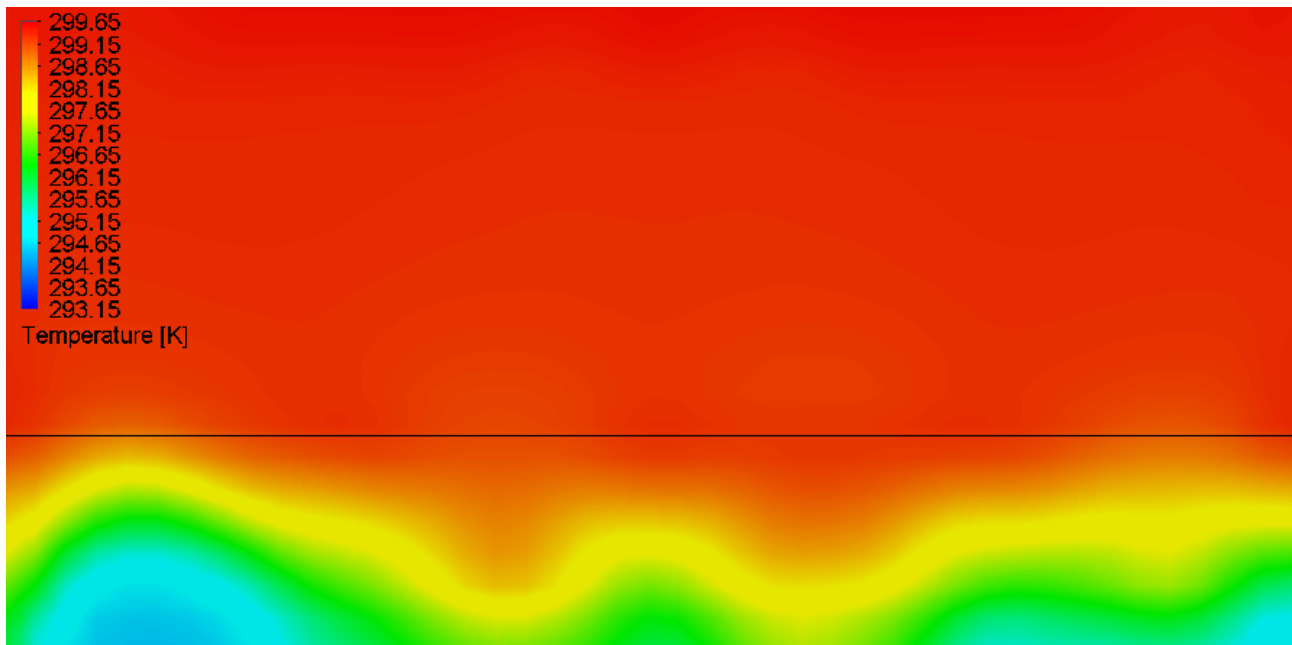
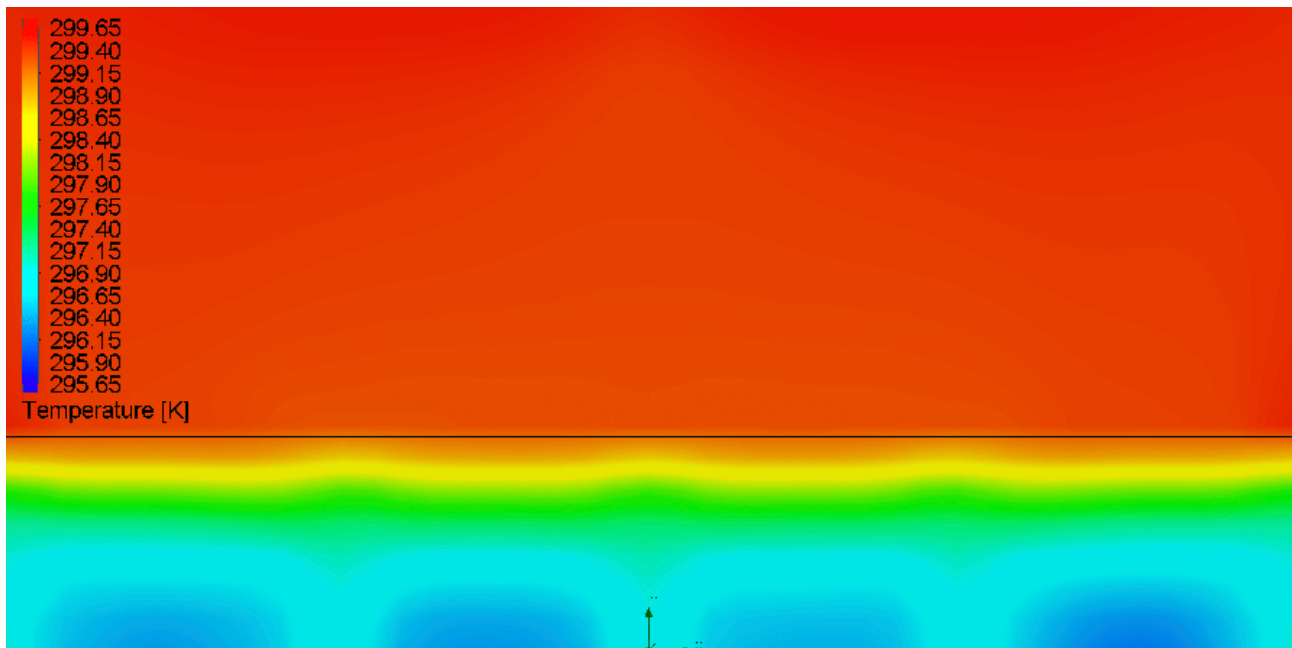


Рис. 15. Температура повітря в приміщенні з решітками 2000×1000 мм з подаванням повітря по 5 с з перервою 15 с у розрізі:
а – центральному; б – 1000 мм від стіни

а



б

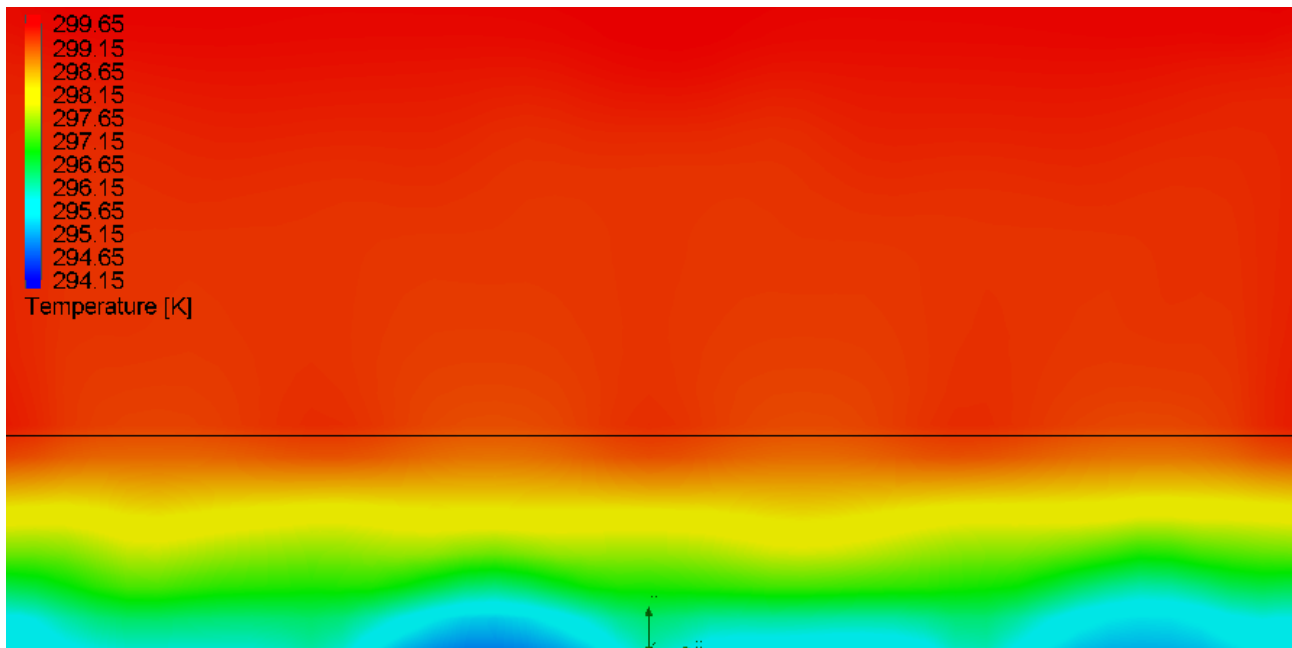
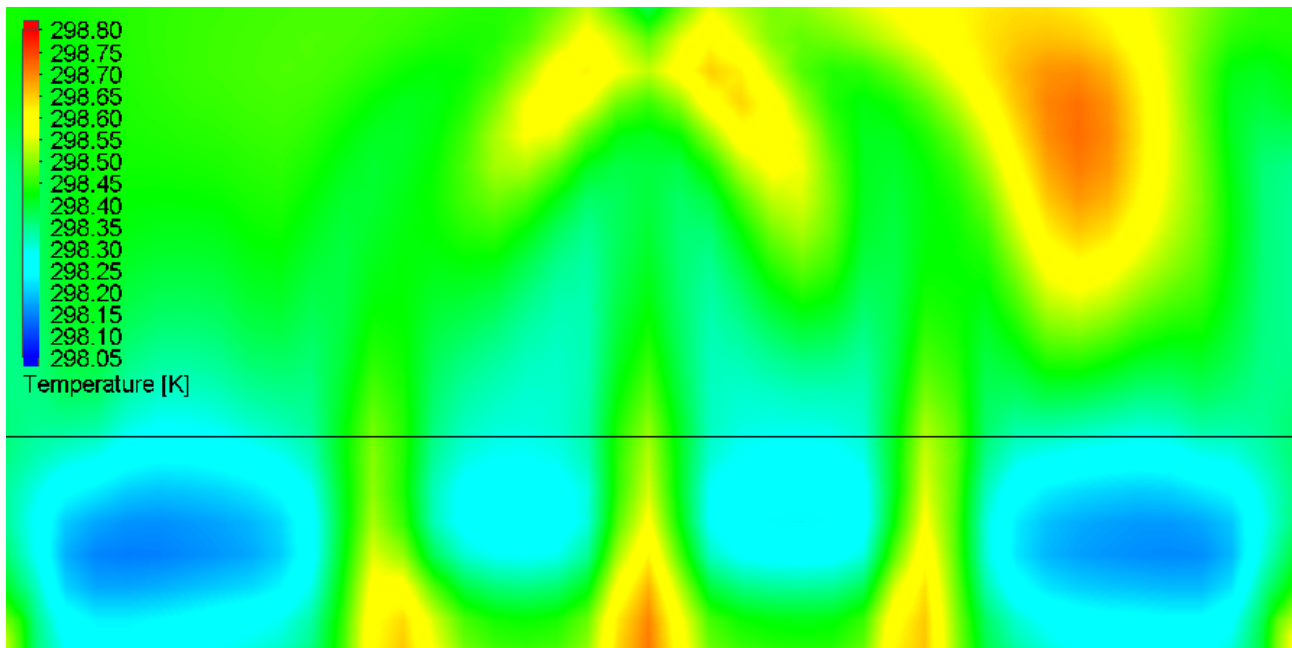


Рис. 16. Температура повітря в приміщенні з решітками 2000×1000 мм з подаванням повітря по 2,5 с з перервою 7,5 с у розрізі:
а – центральному; б – 1000 мм від стіни

а



б

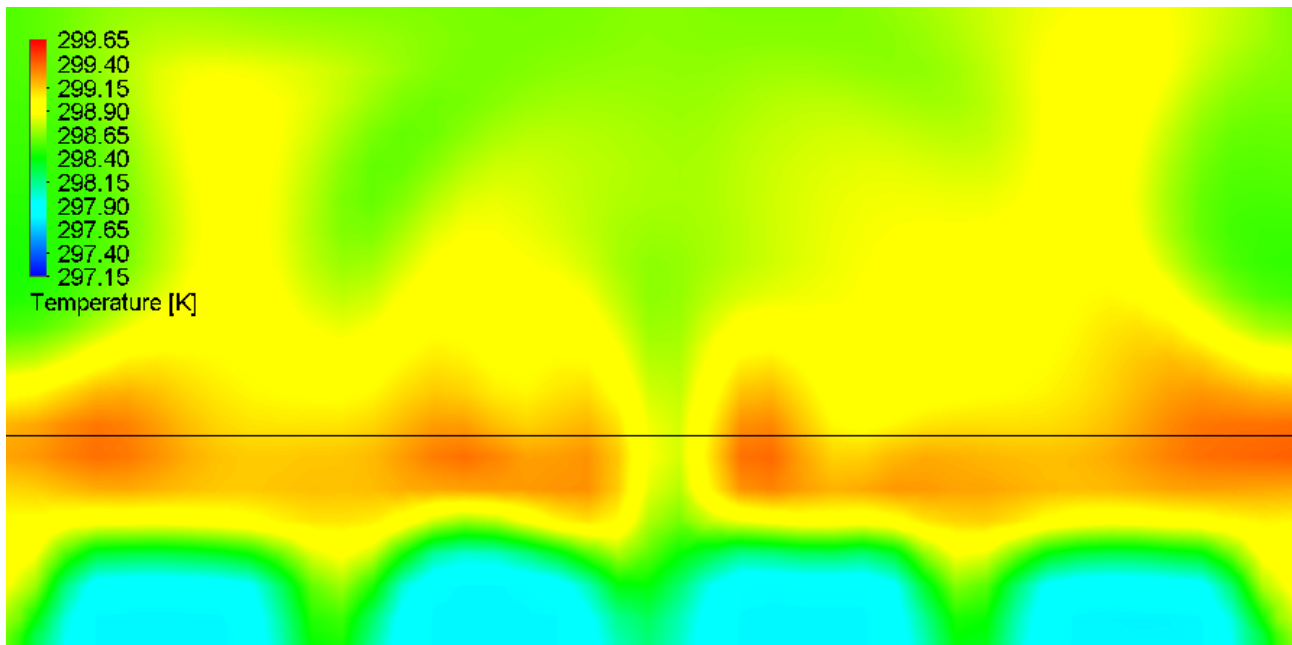


Рис. 17. Температура повітря в приміщенні з решітками 2000×1000 мм з неперервним подаванням повітря в розрізі:
а – центральному; б – 1000 мм від стіни

Порушення ідеалізованої моделі спричиняє підсмоктування нагрітого повітря з верхньої зони, що підсилюється розрідженням між потоками повітря зі стінових решіток і тумб. Ефективним рішенням є періодичне подавання повітря, щоб потоки прокладали шлях у практично нерухомому повітрі. Рекомендується подавати повітря в межах нижньої половини робочої зони, щоб уникнути примусового виштовхування повітря з зони фронтом потоків повітря. Для підтвердження такої можливості слід використати моделювання методами обчислювальної гідродинаміки (CFD).

Програми CFD виконують моделювання за явною теплотою. Для можливості такого моделювання питома теплоємність повітря має бути постійною. Як показує порівняння повітрообміну за явною, прихованою та повною теплотою, політропна теплоємність залежить від початкового й кінцевого стану. Для процесів нагрівання та охолодження при постійному вологовмісті питома теплоємність постійна, але не відповідає $1,006 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$, а має розраховуватися з урахуванням питомої теплоємності водяної пари або наближено прийматися $1 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$. Якщо будь-який прямий процес у межах позитивної температури повітря припинити в довільній точці, теплоємність зміниться в межах 5,63 %, що дозволяє вважати її постійною і використовувати моделювання за явною теплотою для оцінювальних розрахунків.

Моделювання процесів у приміщенні з витісняючою вентиляцією за запропонованого способу подавання повітря показало, що при розрахунку повітрообміну за ідеалізованою моделлю вона забезпечує нормативні параметри повітряного середовища в робочій зоні поза межами потоків припливного повітря. У межах таких періодичних потоків забезпечується та ж інтенсивність тепловіддавання від організму людини, що й при оптимальних мікрокліматичних параметрах.

Періодичне подавання повітря дозволяє збільшити швидкість і зменшити площі повітророзподільних пристроїв без погіршення комфортного стану людини. Періодичне підвищення рівня шуму здатне імітувати шуми вітру, що рекомендовано поєднати з фітодизайном, узгодженим з призначенням приміщення.

Перспективи подальших досліджень. Остаточне підтвердження комфортного стану людей у межах періодичних потоків повітря вимагатиме соціологічних досліджень за методом PMV/PPD в лабораторних умовах, що потребує грантового підтримання.

References

1. Răcușan, O., Dîrja, M. and Dumitraș, A. 'Biophyllia and biophylic design effects on quality of life', *Agricultura*, Vol. 115, Iss. 3-4, 2020 pp. 291–306. Available at: <https://journals.usamvcluj.ro/index.php/agricultura/article/view/13973>.
2. Snizhko, V.V. and Kharitonova, I.P. 'Rozvytok idei A.M. Hrodzinskoho pro fitodyzain', *Introduktsiia roslyn*, No. 4, 2006, pp. 35–39. Available at: <https://plantintroduction.org/index.php/pi/article/download/837/802> (Accessed: 19 November 2025).
3. Korbut, V., Tkachenko, T., Mileikovskyi, V., Popov, V., Hlushchenko, R. and Tryhub, O. 'Natural approaches to organizing displacement ventilation ensuring thermal and noise comfort', *Ventyliatsiia, Osvitlennia ts Teplohazopostachannia*, Iss. 54, 2025 pp. 6–18. Available at: <https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.54.6-18>.
4. Jiang, Yingying, Qiao, X., Kong, B., Shi, H. and Jiang, Yanlong. 'Multi-Objective Comparative Analysis of Various Ventilation–Radiant Coupled Heating Systems', *Buildings*, Vo. 15, Iss. 20, p. 3784. Available at: <https://doi.org/10.3390/buildings15203784>.
5. Klymenko H. *Povitrorozpodil u stysnennykh umovakh vyrobnychykh prymishchenn z teplonadlyshkamy*. Thesis for candidate of technical sciences. Lviv Polytechnic National University. Available at: <https://nrat.ukrintei.ua/searchdoc/0415U000963/>.
6. Vozniak, O. *Enerhooshchadni tekhnolohii formuvannia dynamichnoho mikroklimatu u stysnennykh umovakh vyrobnychykh prymishchen*. Thesis for candidate of technical sciences. Lviv Polytechnic National University. Available at: <https://nrat.ukrintei.ua/searchdoc/0518U000234/>.
7. Shchekin, R.V., Korenevskii, S.M., Bem, G.E., Skorokhodko, F.I., Chechik, E.I., Sobolevskii, G.D., Melnik, V.A. and Korenevskaiia, O.S. (1976) *Spravochnik po teplosnabzheniiu i ventiliatsii*. Kniga 2. *Ventiliatsiia i konditsionirovanie vozdukha*. Kiev: «Budivelnik».
8. 'DBN V.2.5-67:2013. Heating, ventilation and conditioning'. Ukrarkhbudininform, 2013. Available at: https://e-construction.gov.ua/laws_detail/3074971619479783152.

UDC 622.741.3.022;622.7;620.133

Dr. Hab., Prof. **Vadym Korbut**,

korbut.vp@knuba.edu.ua, ORCID: 0000-0002-4560-5463,

Dr. Hab., Prof. **Tetiana Tkachenko**,

tkachenkoknuba@gmail.com, ORCID: 0000-0003-2105-5951,

Dr. Hab., Prof. **Viktor Mileikovskyi**,

mileikovskyi.vo@knuba.edu.ua, ORCID:0000-0001-8543-1800,

post-graduate **Serhii Morkovnyk**,

s.morkovnyk@gmail.com, ORCID: 0009-0003-9662-1951

Kyiv National University of Construction and Architecture

PhD., Senior Lecturer **Hanna Klymenko**,

anett.lviv@gmail.com, ORCID:0000-0003-1173-4299

National Lviv Polytechnical University

<https://doi.org/10.32347/2409-2606.2025.55.6-32>

MODELING THE ORGANIZATION OF DISPLACEMENT VENTILATION WITH ENSURING THERMAL AND NOISE COMFORT

Abstract. *The energy efficiency of microclimate formation is limited by the need to ensure comfort in the premises. Military conditions dictate deep restrictions on energy consumption. As shown in previous works, displacement ventilation with periodic air supply with an increased operating temperature difference is effective. An idealized model of displacement ventilation is considered, where the supply air gradually assimilates excess heat without mixing air from the upper zone. The air exchange coefficient is greater than or equal to 2 and depends on the ratio of excess heat in the zones. In the case of periodic air supply, the air exchange coefficient by the supply air temperature decreases with a decrease in the air distributor operating time, but increases if the average air temperature at floor level is taken as the base. It is shown that periodic air supply allows to avoid violation of the idealised model due to suction of heated air from the upper zone, which is enhanced by rarefaction between air flows, which pave a path in practically still air. It is recommended to supply air within the lower half of the working zone in order to avoid forced expulsion of air from the zone. Computational hydrodynamics should be used for confirmation. For modeling the possibility, the specific heat capacity of air should be constant during the process. Polytropic heat capacity depends on the initial and final states. In particular, for heating and cooling processes at constant moisture content, heat capacity is constant, but does not correspond to 1.006 kJ/(kg·K) taking into account specific heat capacity of water vapor. It is determined that if any direct process within positive air temperature is stopped at an arbitrary point, heat capacity*

will change within 5.63%, which allows us to consider it constant for estimation calculations. Modeling of the proposed method of air supply showed effective provision of thermal comfort for people. Periodic increase in noise level can simulate wind noise, which is recommended to be combined with phytodesign, consistent with the purpose of the room.

Keywords: *energy efficiency, comfort, displacement ventilation, dynamic microclimate, CFD, air exchange factor, phytodesign, noise.*

Received/Надійшла до редакції	20.10.2025
Reviewed/Рецензована	12.11.2025
Accepted/Прийнята	26.11.2025