ISSN: 2181-1385
Scientific Journal Impact Factor (SJIF) 2021: 5.723
DOI: 10.24412/2181-1385-2021-4-91-101

РАСЧЁТ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ ПРИ КОМБИНИРОВАННОЙ ПОДАЧИ ТЕПЛА

Б. Н. Мирзахмадов
Докторант Ташкентского архитектурно-строительного института
mirzaxmadovbaxodirumail@gmail.com

Н. С. Саидхужаева
Доцент Ташкентского архитектурно-строительного института
nafisa_said@mail.ru

С. И. Худайкулов
(Ведущий научный сотрудник, тфд. проф. Научно-исследовательский институт ирригации и водных проблем)
s.xudaykulov@mail.ru

АННОТАЦИЯ

При расчёте процесс тепломассообмена в жилых домов используется горячий воздух и инфракрасные (ИК) излучатели. Данной статьи рассматривается процесс передачи тепловой энергии горячего воздуха для создания тепла в жилых помещениях и потерь теплоты через стенки помещений. Расчёт теплообмена проводится в согласие существующих законов термодинамики по схемам, приведённым на рисунках. Определены параметры и показатели теплообмена.

5 иллюстраций, 7 использованных источников.

Ключевые слова: тепломассообмен, тепловая энергия, инфракрасное облучение, теплоносители, коэффициент теплопередачи, количество теплоты, тепловая изоляция, коэффициент оребрения, удельный тепловой поток.

CALCULATION OF HEAT LOSSES WITH COMBINED HEAT SUPPLY

ABSTRACT

When calculating the process of heat and mass transfer in residential buildings, hot air and infrared (IR) emitters are used. This article examines the process of transferring heat energy from hot air to create heat in living quarters and heat losses through the walls of the premises. The calculation of heat transfer is carried out in

ISSN: 2181-1385
Scientific Journal Impact Factor (SJIF) 2021: 5.723
DOI: 10.24412/2181-1385-2021-4-91-101

accordance with the existing laws of thermodynamics according to the schemes shown in the figures. The parameters and indicators of heat transfer are determined.
5 illustrations, 7 sources used.

Keywords: heat and mass transfer, thermal energy, infrared irradiation, heat carriers, heat transfer coefficient, amount of heat, thermal insulation, ribbing coefficient, specific heat flux.

ВВЕДЕНИЕ

Для создания тепла в жилых помещениях необходимо создание систем комбинированной подачи нагретого воздуха. (Рис. 1) [3]. Процесс подвода и отвода теплоты в комнатных условиях может осуществляется различными технологическими процессами.

ЛИТЕРАТУРНЫЙ АНАЛИЗ И МЕТОДОЛОГИЯ

Сушильная установка состоит из сушильной камеры, покрытой стенками из листовой стали, внутри которой расположен цепной конвейер, на котором подвешены кольцевые дольки (кусочки) плодов дыни. В сушильную камеру подаётся подогретый на калорифере воздух. Кроме этого на верхней перегородке установлены инфракрасные излучатели с рефлекторами. Внутри сушильной камеры происходит тепломассообмен, т.е. тепловая энергия горячего воздуха и инфракрасных излучателей передаётся к массе высушиваемой мякоти дыни, а влага, имеющаяся в составе мякоти дыни, уносится воздухом наружу в виде паров. Для дополнительного использования теплоты горячего воздуха выходящего из сушильной камеры наружу и подогрева за счёт него наружного входящего в камеру воздуха используется рекуператор. Рассмотрим процесс передачи тепла от горячего воздуха к кускам высушиваемой мякоти дыни и потери тепла наружу изнутри сушильной камеры и в рекуператоре.

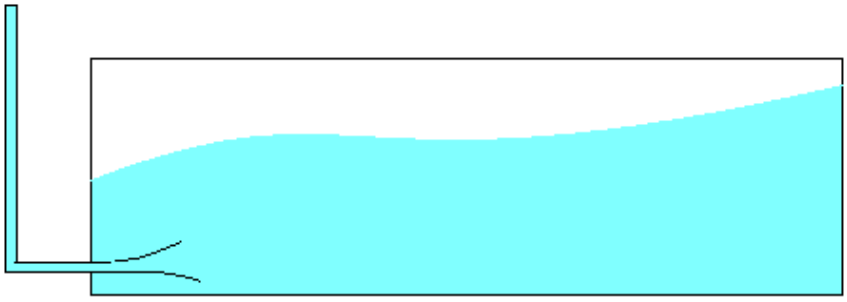


Рис.1. Схема подачи комбинированного воздуха

ISSN: 2181-1385
Scientific Journal Impact Factor (SJIF) 2021: 5.723
DOI: 10.24412/2181-1385-2021-4-91-101

В этом случае процесс определяется совокупным действием различных видов переноса теплоты. От горячего воздуха к высушиваемым кусочкам мякоти дыни теплота передается вследствие конвекции, а через стенки камеры и рекуператора теплота передается (расходуется, теряется) наружу теплопроводностью стенки.

В целом рассматривается процесс теплопередачи, а его количественной характеристикой является коэффициент теплопередачи k, определяющий количество теплоты, переданной через единицу поверхности в час от горячего воздуха к высушиваемым кусочкам мякоти дыни и через стенки камеры и рекуператора при разности температур между ними в 1°. В этом случае уравнение теплопередачи имеет вид [1,2,5]:

$$Q = Fk\left(t_{f1} - t_{f2}\right) \quad \text{вт.} \qquad (1)$$

Рассмотрим процесс переноса (расхода, потери) теплоты от горячего воздуха наружу через разделяющую их стенку сушильной камеры и рекуператора (Рис.2).

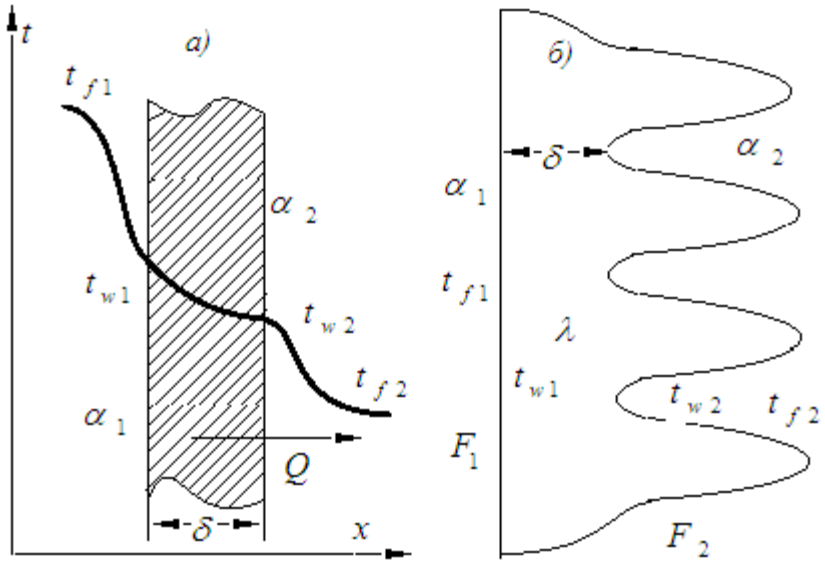


Рис. 2. Теплопередача через плоскую и оребрённую стенку.

ISSN: 2181-1385
Scientific Journal Impact Factor (SJIF) 2021: 5.723
DOI: 10.24412/2181-1385-2021-4-91-101

Пусть толщина стенки будет δ и коэффициент теплопроводности стенки будет λ (Рис.2). Значение коэффициента теплоотдачи со стороны горячего воздуха α_1, а со стороны стенки α_2.

При установившемся тепловом состоянии количество теплоты, переданной от горячего воздуха к стенке, равно количеству теплоты, отданной от стенки к наружному воздуху, т. е.

$$q = Fk\left(t_{f1} - t_{w1}\right) = \frac{\lambda}{\delta}\left(t_{w1} - t_{w2}\right) = \alpha_2\left(t_{w2} - t_{f2}\right)$$

или

$$\left.\begin{aligned} t_{f1} - t_{w1} &= q\frac{1}{\alpha_1} \\ t_{w1} - t_{w2} &= q\frac{\delta}{\lambda} \\ t_{w2} - t_{f2} &= q\frac{1}{\alpha_2} \end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

Складывая эти уравнения, получим

$$q = \frac{t_{f1} - t_{f2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = k\left(t_{f1} - t_{f2}\right)$$

(3)

Следовательно, значение коэффициента теплопередачи

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \qquad \frac{вт}{м^2 \cdot град}$$

(4)

$\frac{1}{k}$ - термическое сопротивление теплопередачи величина, обратная коэффициенту теплопередачи равен:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}$$

(5)

ISSN: 2181-1385
Scientific Journal Impact Factor (SJIF) 2021: 5.723
DOI: 10.24412/2181-1385-2021-4-91-101

Если стенка состоит из n слоев толщиной $\delta_1, \delta_2, ..., \delta_n$ коэффициенты теплопроводности которых $\lambda_1, \lambda_2, ..., \lambda_n$, то коэффициент теплопередачи имеет вид:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^{n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (6)$$

Неизвестные температуры стенок t_{w1} и t_{w2} можно определить из уравнений (2):

$$t_{w1} = t_{f1} - \frac{q}{\alpha_1} \quad (7)$$

$$t_{w2} = t_{f1} - q\left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1}\right) = t_{f2} + \frac{q}{\alpha_2}$$

Если механизированная камерно-цепная сушильная установка имеет оребрённую стенку сушильной камеры или рекуператора, то **о**ребрённые поверхности используются для интенсификации теплообмена с той стороны, где коэффициент теплоотдачи мал. С помощью рёбер увеличивается поверхность нагрева или теплопередачи.

Пусть с гладкой стороны стенки поверхность равна F_1, а с оребрённой F_2 (Рис.2, б). Остальные обозначения указаны на рис. 2, а. Вывод уравнений для расчета количества переданной теплоты и коэффициента теплопередачи аналогичен случаю гладкой стенки. В связи с тем, что поверхность теплообмена с обеих сторон рассматриваемой стенки неодинакова, расчет величин q и k можно выполнять для единицы гладкой или оребрённой поверхности.[4]

ISSN: 2181-1385
Scientific Journal Impact Factor (SJIF) 2021: 5.723
DOI: 10.24412/2181-1385-2021-4-91-101

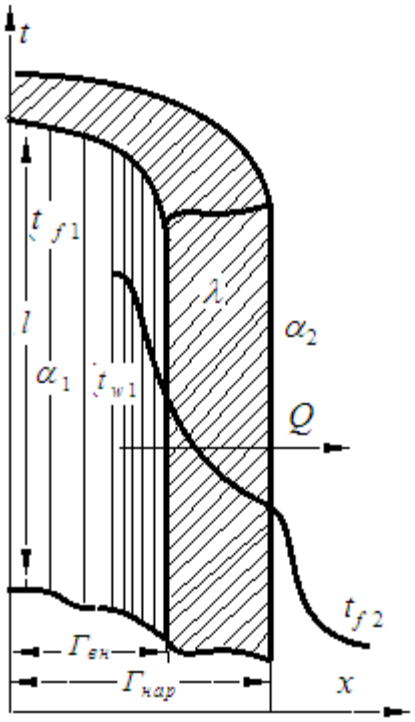


Рис. 3. Теплопередача через цилиндрическую стенку.

Для расчета количества теплоты, переданной через единицу гладкой поверхности, уравнения имеют вид:

$$q_1 = \frac{Q}{F_1} = k_1\left(t_{f1} - t_{f2}\right) \quad (8)$$

где

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}\frac{F_1}{F_2}} \quad (9)$$

Для случая расчета количества теплоты, переданной через единицу оребрённой поверхности, получим

$$q_2 = \frac{Q}{F_2} = k_2\left(t_{f1} - t_{f2}\right) \quad (10)$$

где

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1}\frac{F_2}{F_1} + \frac{\delta}{\lambda}\frac{F_2}{F_1} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (11)$$

Отношение величины оребренной поверхности F_2 к гладкой F_1 называется коэффициентом оребрения.

Так как в нашем случае у механизированной камерно-цепной сушильной установки входящие и выходящие воздуховоды состоят из цилиндрических трубопроводов, то теплопередача наружу, т.е. потери тепла происходят через цилиндрические стенки трубопроводов. Например, дана полая труба с внутренним диаметром $d_{вн}$ и внешним $d_{нар}$, длиной l и коэффициентом теплопроводности λ. Внутри трубы протекает горячий воздух с температурой t_{f1}, снаружи с температурой t_{f2}. Со стороны горячего воздуха коэффициент теплоотдачи равен α_1, со стороны наружного воздуха α_2 . Неизвестные:

ISSN: 2181-1385
Scientific Journal Impact Factor (SJIF) 2021: 5.723
DOI: 10.24412/2181-1385-2021-4-91-101

температуры стенок t_{w1} и t_{w2} (Рис. 3.). Аналогично предыдущему случаю при установившемся тепловом состоянии системы количество теплоты, отданной горячем воздухом стенке, равно количеству теплоты, воспринятой наружным воздухом, т. е.

$$\frac{Q}{l} = q_1 = \alpha_1 \pi d_{вн}\left(t_{f1} - t_{f2}\right) = \frac{2\pi\lambda\left(t_{w1} - t_{w2}\right)}{\ln\frac{d_{нар}}{d_{вн}}} = \alpha_2 \pi d_{нар}\left(t_{w2} - t_{f2}\right)$$

или

$$\left.\begin{aligned} t_{f1} - t_{w1} &= q\frac{1}{\pi d_{вн}\alpha_1} \\ t_{w1} - t_{w2} &= \frac{ql}{\pi}\frac{1}{2\lambda}\ln\frac{d_{нар}}{d_{вн}} \\ t_{w2} - t_{f2} &= \frac{ql}{\pi}\frac{1}{\alpha_2 d_{нар}} \end{aligned}\right\} \quad (12)$$

Складывая уравнения (12), получим

$$q = \frac{\pi\left(t_{f1} - t_{f2}\right)}{\frac{1}{\alpha_1 d_{вн}} + \frac{1}{2\lambda}\ln\frac{d_{нар}}{d_{вн}} + \frac{1}{\alpha_2 d_{нар}}} = k_l \pi\left(t_{f1} - t_{f2}\right) \quad (13)$$

откуда для стенки длиной l. (м) коэффициент теплопередачи k

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_{вн}} + \frac{1}{2\lambda}\ln\frac{d_{нар}}{d_{вн}} + \frac{1}{\alpha_2 d_{нар}}} \quad (14)$$

А если стенки, имеют n - слоев, то коэффициент теплопередачи k

$$k_l = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_{вн}} + \sum_{i=1}^{n}\frac{1}{2\lambda_i}\ln\frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_{нар}}} \quad (15)$$

Из уравнений (12) получим выражения для определения неизвестных температур t_{w1} и t_{w2}:

ISSN: 2181-1385
Scientific Journal Impact Factor (SJIF) 2021: 5.723
DOI: 10.24412/2181-1385-2021-4-91-101

$$\left.\begin{aligned} t_{w1} &= t_{f1} - \frac{q_l}{\pi d_{вн}\alpha_1} \\ t_{w2} &= t_{f1} - \frac{q_l}{\pi}\left(\frac{1}{\alpha_1 d} + \frac{\ln\frac{d}{d}}{2\lambda}\right) = t_{f2} - \frac{q_l}{\pi\alpha_2 d_{вн}} \end{aligned}\right\}$$

(16)

Часто на практике, как и в нашем случае, требуется снизить теплопередачу (тепловые потери) через стенки сушильной камеры. В большинстве случаев это достигается нанесением на стенку тепловой изоляции (Рис. 4), которая вследствие малой теплопроводности $\lambda \le 2, \frac{вт}{м \cdot град}$ способствует уменьшению потери теплоты в окружающую среду [3,4,6]. К теплоизоляционным материалам относят асбест, слюду, пробку, стекловолокно и другие материалы. Как видно из уравнения (6), с увеличением толщины изоляции, наносимой на плоскую стенку, величина коэффициента теплопередачи k, а следовательно, и величина тепловых потерь q снижается. Для цилиндрической стенки потери уменьшаются пропорционально увеличению толщины изоляции. Это объясняется тем, что при увеличении толщины термическое сопротивление слоя изоляции $\frac{1}{2\lambda_{из}}\ln\frac{d_{нар}}{d_2}$ увеличивается, а коэффициент термического сопротивления теплоотдачи $\frac{1}{\alpha_2 d_{нар}}$ уменьшается [5,7]

$$\frac{1}{k_l} = \frac{1}{\alpha_1 d_{вн}} + \frac{1}{2\lambda_1}\ln\frac{d_2}{d_{вн}} - \frac{1}{2\lambda_{из}}\ln\frac{d_{нар}}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 d_{нар}}$$

(17)

где $\lambda_{из}$ — коэффициент теплопроводности изоляции.

Поэтому надо исследовать на экстремум функцию $\frac{1}{k_l} = f\left(d_{нар}\right)$. Из высшей математики известно, что для этого необходимо первую производную от правой части уравнения приравнять нулю, т.е.

ISSN: 2181-1385
Scientific Journal Impact Factor (SJIF) 2021: 5.723
DOI: 10.24412/2181-1385-2021-4-91-101

$$\left(\frac{1}{k_l}\right)' = \frac{1}{2\lambda_{из} d_{нар}} - \frac{1}{\alpha_2 d_{нар}^2},$$

отсюда

$$d_{кр} = \frac{2\lambda_{из}}{\alpha_2}$$

Следовательно, при критической величине диаметра $d_{кр}$ тепловое сопротивление $\frac{1}{k_l}$- будет минимальным, а коэффициент теплопередачи k_l — максимальным (Рис. 5.), т. е. при $d_{нар} = d_{кр}$, тепловые потери будут наибольшими. Если $d < d_{кр}$, то тепловые потери уменьшаются благодаря уменьшению теплоотдающей поверхности. Если $d > d_{кр}$, тепловые потери также уменьшаются вследствие возрастания толщины изоляции. Поэтому при проектировании трубопроводов необходимо учитывать это обстоятельство.

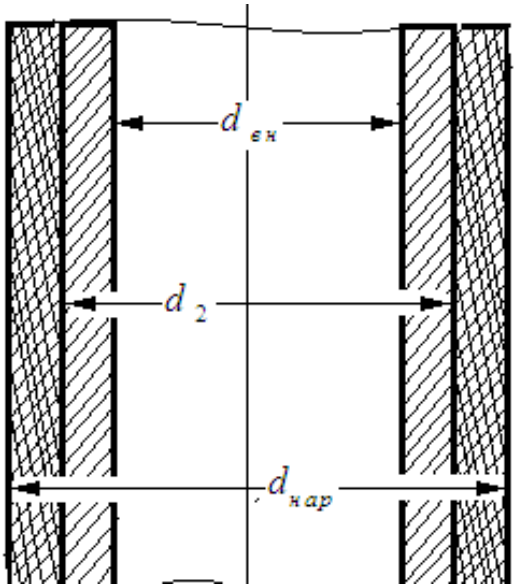


Рис. 4. Влияние тепловой изоляции на коэффициент теплопередачи.

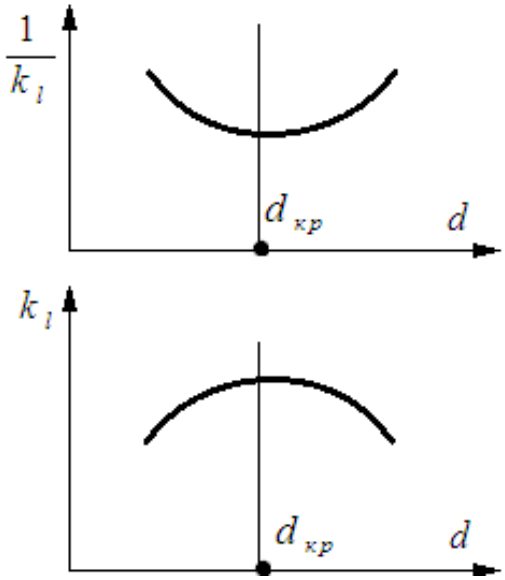


Рис. 5. Влияние диаметра трубопровода на тепловое сопротивление и коэффициент теплопередачи.

Пример. Плоская стенка $(\lambda = 11{,}6 \frac{вт}{м \cdot град})$ толщиной $\delta = 0{,}005 м$ омывается с одной стороны горячими газами с температурой $t_{f1} = 80^\circ C$, а с другой охлаждается наружным воздухом с температурой $t_{f2} = 27^\circ C$.

ISSN: 2181-1385
Scientific Journal Impact Factor (SJIF) 2021: 5.723
DOI: 10.24412/2181-1385-2021-4-91-101

Коэффициенты теплоотдачи от газов к стенке $\alpha_1 = 467 \frac{вт}{м^2 \cdot град}$, от стенки к вяленой дыне $\alpha_2 = 350 \frac{вт}{м^2 \cdot град}$. Определить удельный тепловой поток и температуры стенки.

Определим коэффициент теплопередачи $k, d_{кр}$:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{467} + \frac{5}{1000 \cdot 11{,}6} + \frac{1}{3500}} \approx 350 \frac{вт}{м^2 \cdot град}$$

Удельный тепловой поток

$$q = k\left(t_{f1} - t_{f2}\right) = 350\left(200 - 30\right) = 59{,}5 \cdot 10^2 \frac{вт}{м^2}$$

Температура стенки со стороны горячего воздуха

$$t_{w1} = t_{f1} - \frac{q}{\alpha_1} = 200 - \frac{59{,}5 \cdot 10^3}{467} = 72{,}6^\circ$$

Температура стенки со стороны наружного воздуха

$$t_{w2} = t_{f2} + \frac{q}{\alpha_2} = 30 + \frac{59{,}5 \cdot 10^3}{3500} = 47^\circ$$

REFERENCES

1. Агробиологические основы производства, хранения и переработки продукции растениеводства Текст. / Под ред. В.И. Филатова. М.: «Колос», 2004. - С. 689-705.
2. Материалы Гос Ком Стата Республики Узбекистан. 2020г.
3. Патент FAP 01240 “Камерно-цепная сушильная установка для сельскохозяйственных продуктов” (Искандаров З.С, Саидхужаева Н.С. и др.)
4. Абдуллаев Б.Х., Худайкулов С.И., Саттаров С.М. Движение потока с переменным расходом вдоль пути в закрытом наклонном трубопроводе. Scientific-technical journal (STJ FerPI, ФарПИ ИТЖ, НТЖ ФерПИ, 2020, Т.24, №4) С.36-41.
5. Хамидов А.А., Худайкулов С.И.,Махмудов И.Э.Гидромеханика Ташкент, ФАН, 2008. – 429 с.

ISSN: 2181-1385
Scientific Journal Impact Factor (SJIF) 2021: 5.723
DOI: 10.24412/2181-1385-2021-4-91-101

6. Khudaykulov S. I., Yakhshibaev D. S., Usmonov A. H., Nishonov F.Kh. Change in concentration of collector watersalong the flow length taking into account the difference in densities http://dx.doi.org/10.26739/2433-202x Issue DOI http://dx.doi.org/10.26739/2433-202x-209-2019-1 Asian Journal of Research ¹ 1-3, 2019 ISSN 2433-202x IMPACT FACTOR JOURNAL DOI 10.26739/2433-202x SJIF 5,1 www.journalofresearch.asia IFS 2,7 info@journalofresearch.asia 39-43s.
7. Khudaykulov S. I., Zhovlyiev U.T., Nishonov F. Kh. Modeling of disperse mixture flow with the formation of a bubble zone bringing hydro system to vibration Asian Journal of Research ¹ 1-3, 2019 ISSN 2433-202x IMPACT FACTOR JOURNAL DOI 10.26739/2433-202x SJIF 5,1 www.journalofresearch.asia IFS 2,7 info@journalofresearch. 159-162s.